



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

MODERNIZACE ST-NT DÍLU PARNÍ TURBINY 300 MW

RETROFIT IP-LP SECTION STEAM TURBINE 300 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. RICHARD PAVLIK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Richard Pavlik

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modernizace ST-NT dílu parní turbíny 300 MW

v anglickém jazyce:

Retrofit IP-LP Section Steam Turbine 300MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte modernizovanou třítělesovou parní turbínu 300MW typu K300-170 s přehříváním s těmito parametry.:

elektrický výkon na svorkách generátoru $P_b = 300 \text{ MW}$

tlak admisní páry $p_1 = 17 \text{ MPa}$

teplota admisní $t_1 = 567 \text{ °C}$

tlaková ztráta mezi výstupem VT a vstupem ST části:

$p_z = 0,4 \text{ MPa}$

teplota přehřáté páry: $t_1 = 568 \text{ °C}$

teplota napájecí vody: $t_{NV} \sim 270 \text{ °C}$

Teplota chladicí vody 20 °C

otáčky turbíny $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Cíle diplomové práce:

Regulace turbíny je škrtící s klouzavým tlakem. Parní turbínu navrhněte v původním konceptu třítělesového uspořádání se zachováním původních ložiskových vzdáleností a s třemi NT proudy s výstupem dolů do vodou chlazeného kondenzátoru.

Množství admisní páry m_1 stanovte tak, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu. Nově navrhněte systém regenerace sestávající z NT ohříváků, odplynováku s napájecí nádrží a VT ohříváků. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny.

Spočítejte bilanční schéma pro zadané nominální parametry. Proved'te návrh ST-NT dílu turbíny se základními konstrukčními a pevnostními výpočty a nakreslete jeho podélný řez.

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady DOOSAN ŠKODA, Siemens

Fiedler,J.: Parní turbíny -návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Krbek,J. Polesný,B. Fiedler,J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne

L.S.

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

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

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som diplomovú prácu vypracoval samostatne pod odborným vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr., Ing. Norberta Webera a Ing. Jaroslava Krejčíka a na základe uvedenej literatúry.

V Brne, dňa 26.5.2014

.....
Bc. Richard Pavlik

Pod'akovanie

Ďakujem vedúcemu diplomovej práce doc. Ing. Janovi Fiedlerovi, Dr. a konzultantom Ing. Norbertovi Weberovi a Ing. Jaroslavovi Krejčíkovi za pedagogickú a odbornú pomoc pri tvorbe tejto diplomovej práce. Ďalej by som poďakoval rodičom a priateľom za podporu behom celého vysokoškolského štúdia.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Základné konštrukčné prevedenie turbíny	12
3	Tepelný výpočet.....	13
3.1	Priebeh expanzie v turbíne	13
3.1.1	Priebeh expanzie vo VT diele turbíny	15
3.1.2	Priebeh expanzie v ST-NT diele turbíny	16
3.2	Tepelný výpočet systému regenerácie	18
3.2.1	NTO1	20
3.2.2	NTO2	21
3.2.3	NTO3	22
3.2.4	NTO4	23
3.2.5	NTO5	24
3.2.6	Napájacia nádrž s odplyňovačom – NN	25
3.2.7	VTO1	27
3.2.8	VTO2	29
3.2.9	VTO3	30
3.3	Tepelná bilancia systému regenerácie.....	31
3.4	Výpočet množstva pary v systéme	34
3.5	Výpočet výkonu turbíny.....	35
4	Návrh prietocnej časti ST-NT dielu turbíny	37
4.1	Základné parametre prietocného kanálu	38
4.1.1	Prehľad vzorcov použitých pri výpočte	38
4.1.2	Súhrn vypočítaných hodnôt	41
4.1.3	Lopatkový plán	44
4.1.4	Výpočet skutočného výkonu a účinnosti ST-NT dielu	44
4.2	Výpočet rýchlostí v rýchlostných trojuholníkoch	46
4.2.1	Prehľad vzorcov použitých pri výpočte	46
4.2.2	Súhrn vypočítaných hodnôt	48
4.2.3	Grafické znázornenie rýchlostných trojuholníkov.....	50
4.3	Parametre pary za lopatkovými mrežami.....	50
4.4	Voľba profilov lopatiek.....	53
4.4.1	Výpočet Machového čísla.....	53
4.4.2	Určenie charakteristík lopatkovania	54
4.5	Dĺžky lopatiek	58
5	Pevnostný výpočet	60
5.1	Namáhanie obežných lopatiek	60
5.1.1	Namáhanie ohybom	60
5.1.2	Namáhanie ťahom a celkové napätie	64
5.2	Namáhanie závesov obežných lopatiek	67
5.2.1	Závesy typu „T“	67
5.2.2	Rozvidlené závesy	69
5.3	Namáhanie rozvádzacích kolies	72

5.4	Namáhanie rozvádzacích lopatiek	76
6	Upchávky.....	80
6.1	Vnútorne upchávky	80
6.2	Vonkajšie upchávky	83
6.2.1	Predné upchávky.....	83
6.2.2	Zadné upchávky.....	85
7	Skutočný výkon turbíny.....	88
8	Kritické otáčky rotora ST-NT dielu.....	89
8.1	Hmotnosť rotora.....	89
8.2	Kritické otáčky rotora	89
9	Záver	91
10	Zoznam použitých zdrojov	93
10.1	Literatúra.....	93
10.2	Software	93
11	Zoznam použitých skratiek a symbolov	94
11.1	Skratky	94
11.2	Symboly	94
11.3	Indexy.....	96
12	Zoznam Príloh	98
13	Prílohy.....	99

1 Úvod

Táto práca sa zaoberá modernizáciou (retrofitom) trojtelesovej kondenzačnej parnej turbíny s prihrievaním typu K300-170 o výkone 300 MW. Detailný návrh je prevedený pre kombinovaný stredotlaký a nízkotlaký diel turbíny (ST-NT). Zadané vstupné parametre sú uvedené nasledovne:

Elektrický výkon na svorkách generátoru:	$P = 300 \text{ MW}$
Tlak admisnej pary:	$p_1 = 17 \text{ MPa}$
Teplota admisnej pary:	$t_1 = 567 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Tlaková strata medzi výstupom VT a vstupom ST časti:	$p_z = 0,4 \text{ MPa}$
Teplota prihriatej pary:	$t_1 = 568 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Teplota napájacej vody:	$t_{\text{nv}} \sim 270 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Teplota chladiacej vody:	$t_{\text{ch}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Otáčky turbíny:	$n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Pri návrhu bude zachovaný pôvodný koncept trojtelesového usporiadania turbíny s tromi NT prúdmi s výstupom pary dolu do vodou chladeného kondenzátora, pri dodržaní pôvodnej ložiskovej vzdialenosti. Regulácia turbíny je škrtiaca s kľzavým tlakom.

V prvej časti práce bude uvedený tepelný výpočet, pozostávajúci z určenia parametrov v bodoch bilančnej schémy a z návrhu systému regenerácie. Systém regenerácie je tvorený nízkotlakými ohrievačmi, napájacou nádržou s odplyňovačom a vysokotlakými ohrievačmi. Teplota napájacej vody a odplynienia bude uvažovaná kľzavá v závislosti na zaťažení turbíny. Tepelným výpočtom bude stanovené množstvo admisnej pary potrebné pre dosiahnutie zadaného elektrického výkonu.

V druhej časti bude navrhnutý prietochý kanál ST-NT dielu turbíny s prihliadaním na čo najvyššiu účinnosť jednotlivých stupňov a zachovanie plynulého prúdu pary. Bude stanovený počet stupňov a základné parametre ako pätné priemery, optimálne rýchlostné pomery a dĺžky rozvádzacích a obežných lopatiek. Vhodne budú taktiež zvolené profily jednotlivých lopatkových mreží.

V poslednej časti práce budú z pevnostného hľadiska skontrolované obežné lopatky a ich závesy, rozvádzacie kolesá a rozvádzacie lopatky. Na základe poklesu výkonu únikom pary upchávkami bude následne stanovený skutočný výkon turbíny.

Návrh ST-NT dielu je súčasťou práce „Modernizace parní turbíny 300 MW“. Z dôvodu spresnenia výpočtu budú niektoré hodnoty brané z práce „Modernizace VT dílu parní turbíny 300 MW“, ktorá bola vypracovaná zároveň s touto pracou.

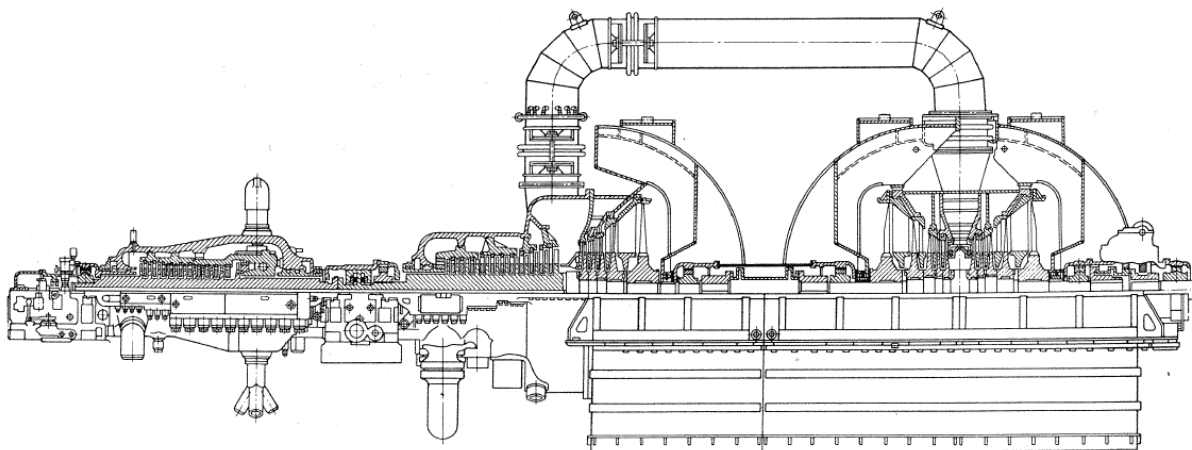
2 Základné konštrukčné prevedenie turbíny

Modernizovaná parná turbína bude umiestnená na pôvodnom betónovom základe. Turbína je trojtelesová, kondenzačná s prihrievaním a s ôsmimi neregulovanými regeneračnými odbermi. Skladá sa z VT dielu, kombinovaného ST-NT dielu a dvojprúdového NT dielu mostovej konštrukcie. Turbína má tri NT prúdy, pričom dva posledné stupne lopatkovania sú modulové stupne M5 (pätný priemer 1755 a 1730 mm). Z priestoru medzi ST a NT časťou kombinovaného ST-NT dielu sú 2/3 pary vyvedené dvoma parovodmi do dvojprúdového NT dielu.

Pracovné otáčky turbíny sú 3000 min^{-1} . Admisná para vstupuje do turbíny cez dva vysokotlaké rýchlozáverné regulačné ventilové bloky umiestnené vedľa VT dielu. Oba bloky obsahujú jeden rýchlozáverný a dva regulačné ventily. Regulácia turbíny je škrtiaca s kĺzavým tlakom. Do ST dielu prúdi prihriata para cez dva stredotlaké záchytné ventilové bloky, ktoré pozostávajú z jedného záchytného a jedného rýchlozáverného ventilu. Bloky sú uložené vedľa ST dielu.

Prietočná časť VT dielu turbíny je tvorená A kolesom a 13 kolesovými stupňami. Prietočná časť ST-NT dielu je tvorená 9 kolesovými stupňami v ST časti a 4 kolesovými stupňami v NT časti. V NT diele tvoria prietočnú časť dva prúdy so 4 stupňami.

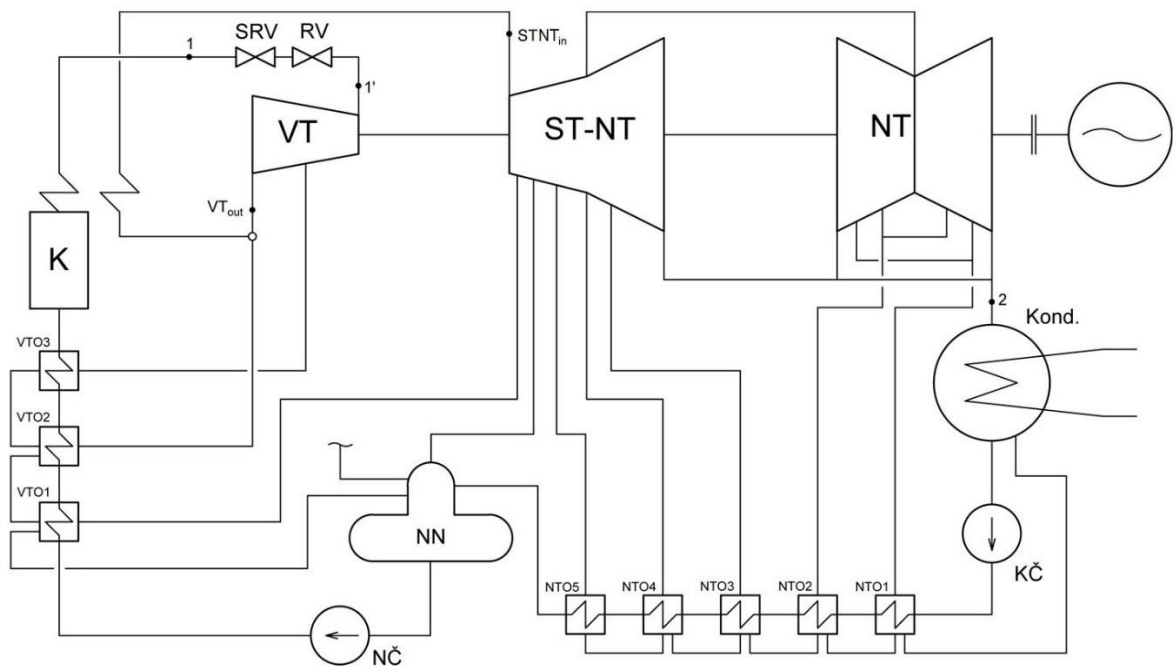
Rotor VT dielu je celokovaný a je uložený letmo. Rotor ST-NT dielu je zváraný na dvoch miestach: jeden zvar medzi ST a NT časťou, druhý na privarenie posledného disku s čapom u NT časti. Rotor NT dielu je taktiež zváraný (3 zvary). Medzi ST-NT a NT dielom je použitá mostová konštrukcia a ložiská sú uložené vo vaniach. [8]



Obr. 2.1: Konštrukčné prevedenie turbíny K300-170. [5]

3 Tepelný výpočet

Tepelný výpočet pozostáva z určenia parametrov v jednotlivých bodoch bilančnej schémy, ktorá predstavuje modifikáciu Rankin-Clausiovho parného cyklu charakteristického pre daný systém. Tento cyklus znázorňuje príklad premeny tepla na mechanickú energiu, typický pre parné turbíny. Skladá sa z izobarického ohrevu vody na teplotu varu, z vyparovania vody a prehrievaniu na pracovnú teplotu a následnej expanzie pary v turbíne. Po čiastočnej expanzii dochádza k prehrievaniu pary, z dôvodu zvýšenia účinnosti cyklu. Cyklus je ukončený kondenzáciou pary a ohrevom napájacej vody v systéme regenerácie.

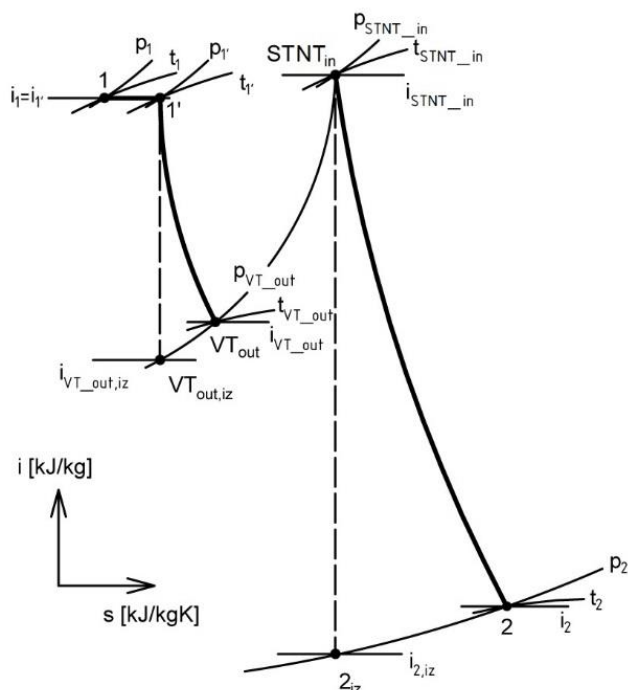


Obr. 3.1: Schematické znázornenie systému, v ktorom turbína pracuje.

Výpočet prebiehal v programe Microsoft Excel 2013 s doplnkom X Steam v2.6, na určenie jednotlivých parametrov pary, resp. vody.

3.1 Priebeh expanzie v turbíne

Pre predbežné znázornenie expanzie v turbíne bude vytvorená zjednodušená expanzná čiara turbíny. Expanzná čiara vychádza z hodnôt parametrov pary na prírupe spúšťacieho rýchlozáverného ventilu (SRV) a teploty chladiacej vody poskytnutých v zadaní DP. Zohľadnený je taktiež vplyv škrtenia (izoentálický dej) pri prúde pary cez SRV a regulačné ventily (RV), pričom dochádza k vzniku strát a tým pádom k poklesu parametrov pary pred vstupom do turbíny. Expanzná čiara bude rozdelená na priebeh expanzie zvlášť vo VT diele a ST-NT diele, z dôvodu prehrievania pary.



Obr. 3.2: Zjednodušená expanzná čiara.

Parametre pary na príruce SRV:

tlak: $p_1 = 17 \text{ MPa (170 bar)}$ (3.1)

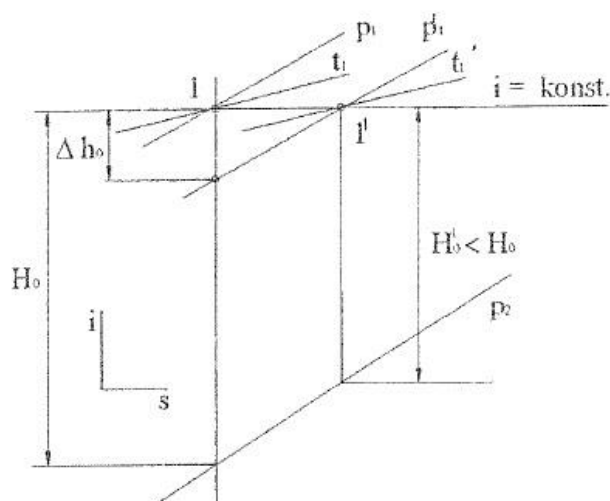
teplota: $t_1 = 567 \text{ °C}$ (3.2)

entalpia: $i_1 = f(p_1; t_1) = 3476,3359 \text{ kJ/kg}$ (3.3)

entropia: $s_1 = f(p_1; t_1) = 6,5019 \text{ kJ/kgK}$ (3.4)

Tlaková strata v plne otvorenom SRV a RV sa určí nepriamo odhadom poklesu entalpie pary Δh_0 , pričom sa pôvodný stav pary (bod 1) posunie do bodu 1' (obr. 3.3). [1]

pokles entalpie pary: $\Delta h_0 = 8 \text{ kJ/kg}$ (3.5)



Obr. 3.3: Vplyv škrtenia pary v SRV a RV. [1]

3.1.1 Priebeh expanzie vo VT diele turbíny

Parametre pary na vstupe do VT dielu turbíny:

$$\text{tlak:} \quad p_1' = f(i_1 - \Delta h_0; s_0) = 166,1468 \text{ bar} \quad (3.6)$$

$$\text{teplota:} \quad t_1' = f(p_1'; i_1) = 565,5969 \text{ °C} \quad (3.7)$$

$$\text{entalpia:} \quad i_1' = i_1 \quad (3.8)$$

$$\text{entropia:} \quad s_1' = f(p_1'; i_1') = 6,5115 \text{ kJ/kgK} \quad (3.9)$$

Parametre pary na výstupe z VT dielu sú v tejto fáze výpočtu neznáme. Zo zadania práce je známa hodnota tlakovej straty medzi výstupom VT dielu a vstupom ST-NT dielu 0,4 MPa, resp. 4 bar. Keďže sa však jedná o modernizáciu turbíny, musí byť dodržaný tlak prihratej pary, ktorý bol vopred optimalizovaný. Po konzultácii so spoločnosťou DŠP bol tlak prihratej pary odhadnutý na 4 MPa, čomu odpovedá tlak na výstupe z VT dielu po pričítaní tlakovej straty 4,4 MPa, resp. 44 bar. Táto hodnota bude následne spresnená po určení skutočného tlaku na výstupe z VT dielu pri výpočte prietochnej časti turbíny (hodnota určená v práci „Modernizace VT dílu parní turbíny 300 MW“).

Parametre pary na výstupe z VT dielu pri izoentropickej expanzii (bez strát):

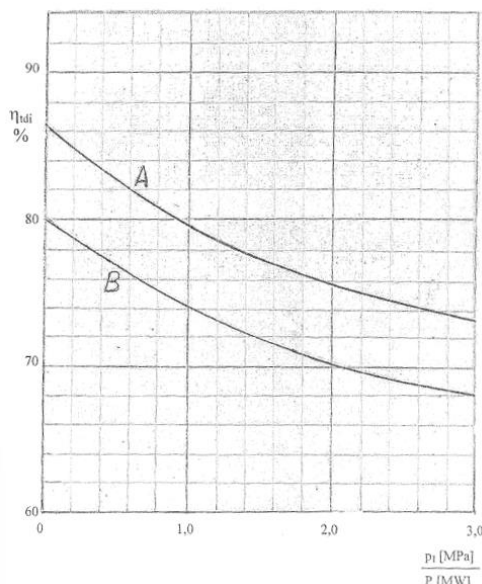
$$\text{tlak:} \quad p_{VT_out,iz} = 44,7289 \text{ bar} \quad (3.10)$$

- upravená hodnota po iterácii

$$\text{entropia:} \quad s_{VT_out,iz} = 6,5115 \text{ kJ/kgK} \quad (3.11)$$

$$\text{entalpia:} \quad i_{VT_out,iz} = f(p_{VT_out,iz}; s_{VT_out,iz}) = 3077,5339 \text{ kJ/kg} \quad (3.12)$$

Z vypočítaného tlaku na výstupe z VT dielu turbíny je následne možné určiť izoentropický spád a odhadnutím vnútornej termodynamickej účinnosti turbíny (obr. 3.4) skutočný entalpický spád a parametre pary pri expanzii s uvažovaním strát.



Krivka A platí pre dvojtelesové a bohato vyložené turbíny;
krivka B pre lacnejšie turbíny s Curtisovým stupňom.

$$\frac{p_1 [\text{MPa}]}{P [\text{MW}]} = \frac{17}{300} = 0,0567$$

Odhadnutá $\eta_{tdi} = 86 \%$

- začiatková hodnota pre
iteračný výpočet

Obr. 3.4: Závislosť vnútornej termodynamickej účinnosti na pomere vstupného tlaku pary a výkonu. [1]

$$\text{vnút. termod. úč. VT dielu:} \quad \eta_{tdi} = 88,71\% \quad (3.13)$$

- upravená hodnota po iterácii

$$\text{izoentropický spád:} \quad H_{VT,iz} = i_1' - i_{VT_out,iz} = 398,8020 \text{ kJ/kg} \quad (3.14)$$

$$\text{skutočný spád:} \quad H_{VT} = H_{VT,iz} \cdot \eta_{tdi} = 353,7772 \text{ kJ/kg} \quad (3.15)$$

Parametre pary na výstupe z VT dielu turbíny:

$$\text{entalpia:} \quad i_{VT_out} = i_1' - H_{VT} = 3122,5586 \text{ kJ/kg} \quad (3.16)$$

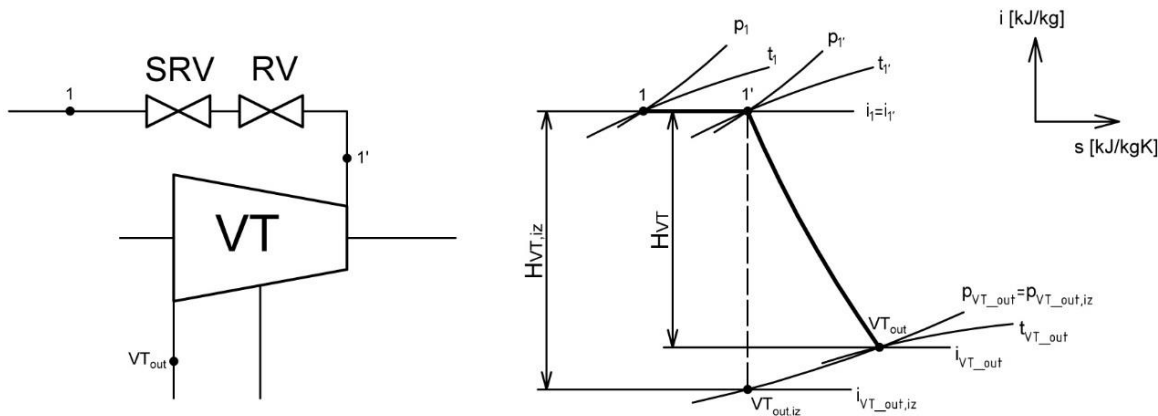
$$\text{tlak:} \quad p_{VT_out} = p_{VT_out,iz} = 44,7289 \text{ bar} \quad (3.17)$$

- *upravená hodnota po iterácii*

$$\text{teplota:} \quad t_{VT_out} = f(p_{VT_out}; i_{VT_out}) = 365,9464 \text{ kJ/kgK} \quad (3.18)$$

$$\text{entropia:} \quad s_{VT_out} = f(p_{VT_out}; i_{VT_out}) = 6,5830 \text{ kJ/kgK} \quad (3.19)$$

$$\text{merný objem:} \quad v_{VT_out} = f(p_{VT_out}; i_{VT_out}) = 0,0609 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.20)$$



Obr. 3.5: Zjednodušená expanzná čiara VT dielu turbíny.

3.1.2 Priebeh expanzie v ST-NT diele turbíny

Do ST-NT dielu turbíny vstupuje para po prihrievaní v kotli. Tlak na vstupe je oproti výstupu z VT dielu znížený o tlakové straty $p_z = 4 \text{ bar}$. Teplota na vstupe je daná zo zadania práce.

Parametre pary na vstupe do ST-NT dielu turbíny:

$$\text{tlak:} \quad p_{STNT_in} = p_{VT_out,iz} - p_z = 40,7289 \text{ bar} \quad (3.21)$$

- *upravená hodnota po iterácii*

$$\text{teplota:} \quad t_{STNT_in} = 568 \text{ °C} \quad (3.22)$$

$$\text{entalpia:} \quad i_{STNT_in} = f(p_{STNT_in}; t_{STNT_in}) = 3600,7835 \text{ kJ/kg} \quad (3.23)$$

$$\text{entropia:} \quad s_{STNT_in} = f(p_{STNT_in}; t_{STNT_in}) = 7,2759 \text{ kJ/kgK} \quad (3.24)$$

$$\text{merný objem:} \quad v_{STNT_in} = f(p_{STNT_in}; t_{STNT_in}) = 0,0932 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.25)$$

$$\text{suchosť:} \quad x_{STNT_in} = f(p_{STNT_in}; s_{STNT_in}) = 1 \quad (3.26)$$

Tlak pary na výstupe z kondenzačnej turbíny je závislý predovšetkým na priemernej teplote vody pre chladenie kondenzátoru t_{v1} . Rozdiel teplôt $t_{v2} - t_{v1}$ potom predstavuje ohriatie chladiacej vody v kondenzátore. Táto hodnota sa volí v závislosti na type kondenzátora, v tomto prípade bol zvolený rozdiel 10°C .

Teplota t_k , která vyjadruje teplotu kondenzácie pary v kondenzátore sa vypočíta zo vzťahu

$$t_k = t_{v2} + \delta_{tk}, \quad (3.27)$$

kde t_{v2} je teplota chladiacej vody na výstupe z kondenzátora;
 δ_{tk} je koncový teplotný rozdiel.

Teplota t_k potom odpovedá tlak na medzi sýtosti p_k , ktorý zároveň vyjadruje tlak v kondenzátore.

Z uvedených závislostí boli vypočítané nasledujúce hodnoty:

$$\text{teplota chl. vody na vstupe do kondenzátora: } t_{v1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (3.28)$$

$$\text{teplota chl. vody na výstupe z kondenzátora: } t_{v2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (3.29)$$

$$\text{koncový teplotný rozdiel: } \delta_{tk} = 3 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (3.30)$$

$$\text{teplota kondenzácie pary: } t_k = 33 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (3.31)$$

$$\text{tlak v kondenzátore: } p_k = f(t_k; x=0) = 0,0504 \text{ bar} \quad (3.32)$$

Tlak na výstupe z turbíny je od tlaku v kondenzátore vyšší o tlakovú stratu výstupnej časti turbíny

$$p_2 = p_k + \Delta p \quad (3.33)$$

Tlakovú stratu výstupnej časti turbíny je možné určiť zo vzťahu

$$\Delta p = \zeta \left(\frac{c}{100} \right)^2 p_k, \quad (3.34)$$

kde c je rýchlosť pary v hrdle kondenzátoru (zvolené 100 m/s z intervalu 80 – 120 m/s);
 $\zeta = 0,075$ (zvolené z intervalu 0,05 – 0,1).

$$\text{vnút. termod. úč. ST-NT dielu: } \eta_{tdi} = 88,95\% \quad (3.35)$$

- *upravená hodnota po iterácii*

$$\text{tlaková strata výstupnej časti: } \Delta p = 0,0038 \text{ bar} \quad (3.36)$$

Parametre pary na výstupe z ST-NT dielu turbíny pri expanzii bez strát:

$$\text{tlak: } p_{2,iz} = p_2 = 0,0541 \text{ bar} \quad (3.37)$$

$$\text{entropia: } s_{2,iz} = s_{STNT_in} = 7,2759 \text{ kJ/kgK} \quad (3.38)$$

$$\text{entalpia: } i_{2,iz} = f(p_2; s_1') = 2228,2486 \text{ kJ/kg} \quad (3.39)$$

$$\text{izentropický spád: } H_{STNT,iz} = i_{STNT_in} - i_{2,iz} = 1372,5349 \text{ kJ/kg} \quad (3.40)$$

$$\text{skutočný spád: } H_{STNT} = H_{STNT,iz} \cdot \eta_{tdi} = 1220,8698 \text{ kJ/kg} \quad (3.41)$$

Parametre pary na výstupe z ST-NT dielu turbíny:

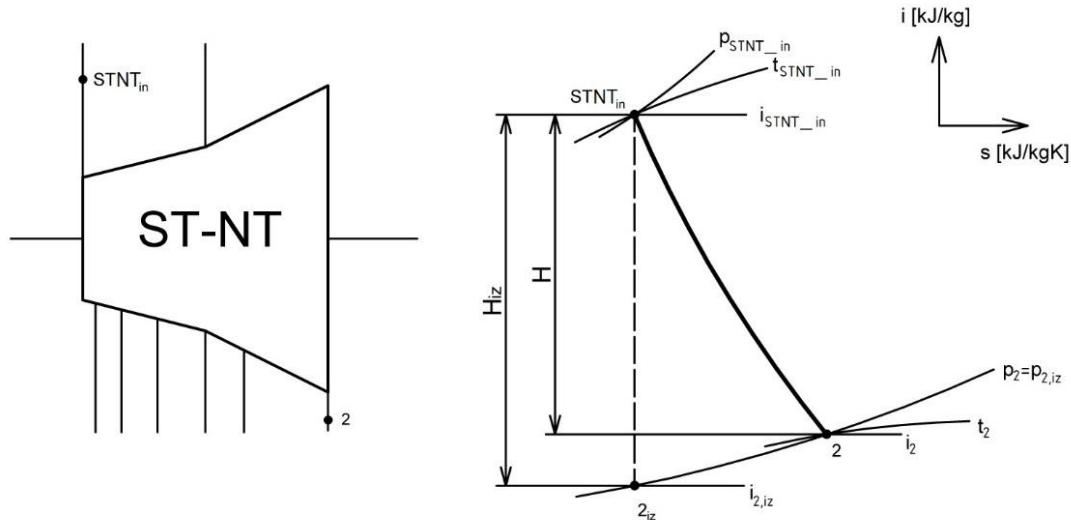
$$\text{tlak: } p_2 = 0,0541 \text{ bar} \quad (3.42)$$

$$\text{entalpia: } i_2 = i_{STNT_in} - H = 2379,9137 \text{ kJ/kg} \quad (3.43)$$

$$\text{entropia: } s_2 = f(p_2; i_2) = 7,7692 \text{ kJ/kgK} \quad (3.44)$$

teplota: $t_2 = f(p_2; i_2) = 34,2946 \text{ } ^\circ\text{C}$ (3.45)

merný objem: $v_2 = f(p_2; i_2) = 24,1724 \text{ m}^3/\text{kg}$ (3.46)



Obr. 3.6: Zjednodušená expanzná čiara ST-NT dielu turbíny.

3.2 Tepelný výpočet systému regenerácie

Systém regenerácie slúži k zvýšeniu teploty napájacej vody vstupujúcej do kotla a tým zvyšuje tepelnú účinnosť celého procesu. Oproti turbíne bez regenerácie takto prúdi na turbínu približne až o 30% väčšie množstvo pary, čím sa dosiahne predĺženie lopatiek VT dielu turbíny a zvýšenie ich termodynamickej účinnosti. Dĺžky lopatiek posledných stupňov sú naopak menšie, kvôli odberom bary z turbíny. [2]

Systém regenerácie sa skladá z piatich nízkotlakých ohrievačov (NTO), napájacej nádrže (NN) s odplyňovačom a troch vysokotlakých ohrievačov (VTO). Dva vysokotlaké ohrievače sú zásobované parou z neregulovaných odberov VT telesa turbíny, následne jeden vysokotlaký ohrievač, napájacia nádrž a tri nízkotlaké ohrievače sú zásobované neregulovanými odbermi ST-NT telesa turbíny a nakoniec dva nízkotlaké ohrievače neregulovanými odbermi NT telesa turbíny. Napájacia voda (kondenzát) je týmto spôsobom postupne ohrievaná z teploty za kondenzátnym čerpadlom t_k na teplotu napájacej vody t_{nv} vstupujúcej do kotla (uvedená v zadání DP).

V celom systéme regenerácie je kondenzát odberovej pary kaskádovaný vplyvom tlakového spádu z posledného vysokotlakého ohrievača do napájacej nádrže a z posledného nízkotlakého ohrievača do kondenzátoru. Množstvo napájacej vody pretekajúcej jednotlivými vysokotlakými ohrievačmi je teda konštantné, pričom to isté platí aj pre nízkotlaké ohrievače. Spôsob odvodu kondenzátu odberovej pary priamo ovplyvňuje voľbu rozdelenia celkového ohriatia napájacej vody $t_{nv} - t_k$ na jednotlivé ohrievače.

Pre dosiahnutie maximálneho zvýšenia tepelnej účinnosti obehu je volený konštantný pomer absolútnych teplôt pred a za jednotlivými ohrievačmi.

$$m = \frac{t_{nv}}{t_{k_VTO1_out}} = \frac{t_{k_VTO1_out}}{t_{k_VTO1_in}} = \dots = \frac{t_{k_NTO1_out}}{t_{k_NTO1_in}} = \frac{t_{k_NTO1_out}}{t_k} = konst. \quad (3.47)$$

Tento pomer sa vypočíta nasledovne

$$m = \sqrt[9]{\frac{t_{nv}}{t_k}} = \sqrt[9]{\frac{270}{33}} = 1,2866, \quad (3.48)$$

kde z je celkový počet ohrievačov (veľkosť ohriatia v napájacej nádrži sa uvažuje rovnocenné k ostatným ohrievačom).

m = 1,2866	$t_{k_VTO2_out}$	$t_{k_VTO2_in}$	$t_{k_NN_out}$	$t_{k_NN_in}$
$t_{k_VTO3_out}$	$t_{k_VTO3_in}$	$t_{k_VTO1_out}$	$t_{k_VTO1_in}$	$t_{k_NTO5_out}$
270,0000 °C	247,8000 °C	192,5985 °C	149,6940 °C	116,3472 °C

$t_{k_NTO4_out}$	$t_{k_NTO4_in}$	$t_{k_NTO2_out}$	$t_{k_NTO2_in}$	
$t_{k_NTO5_in}$	$t_{k_NTO3_out}$	$t_{k_NTO3_in}$	$t_{k_NTO1_out}$	$t_{k_NTO1_in}$
90,4290 °C	70,2844 °C	54,6274 °C	42,4583 °C	33,0000 °C

Tab. 3.1: Návrh jednotlivých teplôt v systéme regenerácie.

Uvedené teploty regenerácie slúžia ako začiatková hodnota pre tepelný výpočet. Celý výpočet bude prevedený iterácie, tzn. jednotlivé hodnoty budú následne upravené po stanovení skutočných parametrov odberov pri návrhu prietochnej časti turbíny (kap. 4.1). Tento postup je dôležitý pre dosiahnutie čo najväčšej presnosti výpočtu.

m = 1,2866	$t_{k_VTO2_out}$	$t_{k_VTO2_in}$	$t_{k_NN_out}$	$t_{k_NN_in}$
$t_{k_VTO3_out}$	$t_{k_VTO3_in}$	$t_{k_VTO1_out}$	$t_{k_VTO1_in}$	$t_{k_NTO5_out}$
270,0000 °C	247,8000 °C	197,0000 °C	161,0000 °C	143,5000 °C

$t_{k_NTO4_out}$	$t_{k_NTO4_in}$	$t_{k_NTO2_out}$	$t_{k_NTO2_in}$	
$t_{k_NTO5_in}$	$t_{k_NTO3_out}$	$t_{k_NTO3_in}$	$t_{k_NTO1_out}$	$t_{k_NTO1_in}$
128,5000 °C	103,0000 °C	54,5000 °C	42,5000 °C	33,0000 °C

Tab. 3.2: Upravené hodnoty jednotlivých teplôt v systéme regenerácie po iteráčnom výpočte.

Výpočet parametrov odberovej pary začína stanovením tlaku a entalpie za kondenzátnym a napájacím čerpadlom. Tlak pred napájacím čerpadlom (NČ) odpovedá tlaku v napájacej nádrži, tlak za NČ odpovedá tlaku pary na vstupe do turbíny navýšenému o tlakové straty vo vysokotlakých ohrievačoch, v kotli a v potrubnej trase na turbínu. Vzťah na výpočet tlaku za napájacím čerpadlom bol poskytnutý spoločnosťou DŠP.

teplota v NN: $t_{NN} = 161 \text{ °C}$ (3.49)

- upravená hodnota po iterácii

tlak v NN: $p_{NN} = f(t_{NN}; x=0) = 6,3402 \text{ bar}$ (3.50)

entalpia v NN: $i_{NN} = f(t_{NN}; x=0) = 679,9233 \text{ kJ/kg}$ (3.51)

tlak za NČ: $p_{NČ} = 1,25 \cdot p_I + 12 = 1,25 \cdot 170 + 12 = 224,5 \text{ bar}$ (3.52)

teplota za NČ: $t_{NČ} = t_{k_NN_out} + 2 = 163 \text{ °C}$ (3.53)

- upravená hodnota po iterácii; navýšenie o 2 °C, kvôli ohriatiu kondenzátu v NČ

$$\text{entalpia za NČ: } i_{NČ} = f(p_{NČ}; t_{NČ}) = 701,4622 \text{ kJ/kg} \quad (3.54)$$

Tlak pred kondenzátnym čerpadlom (KČ) odpovedá tlaku v kondenzátore p_k , tlak za KČ odpovedá tlaku v napájacej nádrži navýšenému o tlakové straty v nízkotlakých ohrievačoch, volené po konzultácii 5 bar.

$$\text{tlak pred KČ: } p_{KČ_in} = p_k = 0,0504 \text{ bar} \quad (3.55)$$

$$\text{teplota pred KČ: } t_{KČ_in} = t_k = t_{k_NTO1_in} = 33 \text{ °C} \quad (3.56)$$

$$\text{entalpia pred KČ: } i_{KČ_in} = f(p_{KČ_in}; x=0) = 138,2855 \text{ kJ/kg} \quad (3.57)$$

$$\text{tlak za KČ: } p_{KČ} = p_{NN} + 5 = 11,3402 \text{ bar} \quad (3.58)$$

$$\text{teplota za KČ: } t_{KČ} = t_k = t_{k_NTO1_in} = 33 \text{ °C} \quad (3.59)$$

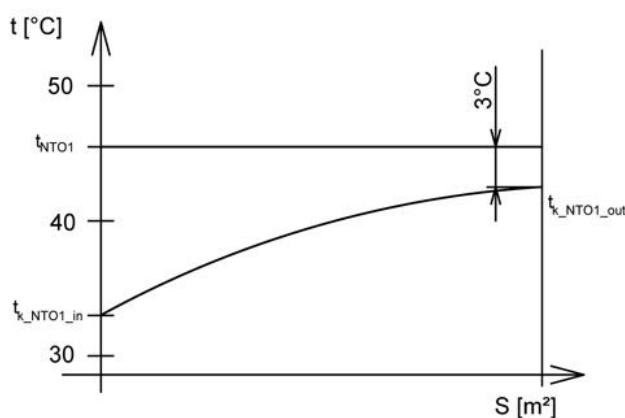
- ohriatie kondenzátu v KČ je zanedbateľné

$$\text{entalpia za KČ: } i_{KČ} = f(p_{KČ}; t_{KČ}) = 139,3060 \text{ kJ/kg} \quad (3.60)$$

3.2.1 NTO1

Všetky nízkotlaké ohrievače systému regenerácie sú konštruované ako povrchové tepelné výmenníky, pričom para na medzi sýtosti prúdi do výmenníku kde kondenzuje a odovzdáva teplo napájacej vode.

Výpočet vychádza z teplôt regenerácie určených v kapitole 3.2. Stanovením koncového teplotného rozdielu, znázorneného na obr. 3.7, je možné približne odhadnúť rozdiel medzi teplotou privedenej sýtej pary a teplotou napájacej vody na výstupe z daného výmenníku. Tlak, ktorý odpovedá pare na medzi sýtosti je následne navýšený o tlakové straty v prívodnom potrubí z odberu, čím je daný skutočný tlak pary v odbere z turbíny. Takto stanovený tlak pary je smerodajný pri umiestňovaní odberu v prietocnej časti turbíny.



Obr. 3.7: Priebeh teplôt v NTO1.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_NTO1_in} = 33 \text{ °C} \quad (3.61)$$

Tlak kondenzátu:

$$p_{k_NTO1} = p_{KČ} = 11,3402 \text{ bar} \quad (3.62)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_NTO1_in} = 139,3060 \text{ kJ/kg} \quad (3.63)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_NTO1_out} = 42,5 \text{ °C} \quad \text{- upravená hodnota po iterácii} \quad (3.64)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_NTO1_out} = f(t_{k_NTO1_out}; x=0) = 177,9889 \text{ kJ/kg} \quad (3.65)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{NTO1} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.66)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{NTO1} = t_{k_NTO1_out} + \delta_{NTO1} = 45,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.67)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{NTO1} = f(t_{NTO1}; x=1) = 0,0984 \text{ bar} \quad (3.68)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i'_{NTO1} = f(t_{NTO1}; x=0) = 190,5269 \text{ kJ/kg} \quad (3.69)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{NTO1} = 9 \% \quad (3.70)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{NTO1} = (1+0,09) \cdot p_{NTO1} = 0,1073 \text{ bar} \quad (3.71)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{NTO1,iz} = f(p'_{NTO1}; s_{ST_in}) = 2314,5897 \text{ kJ/kg} \quad (3.72)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO1,iz} = i_{ST_in} - i'_{NTO1,iz} = 1286,1938 \text{ kJ/kg} \quad (3.73)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO1} = H_{NTO1,iz} \cdot \eta_{tdi} = 1144,0694 \text{ kJ/kg} \quad (3.74)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti ST-NT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{NTO1} = i_{ST_in} - H_{NTO1} = 2456,7141 \text{ kJ/kg} \quad (3.75)$$

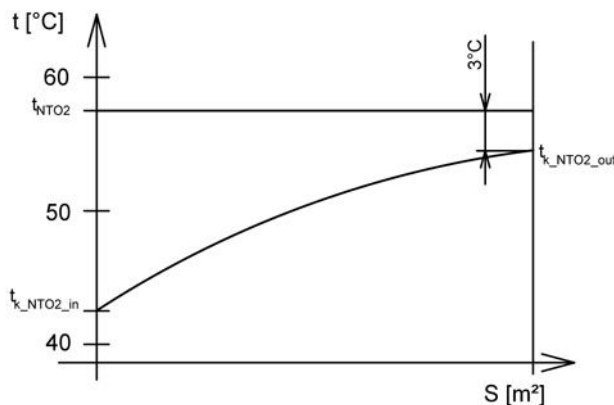
Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{NTO1} = f(p'_{NTO1}; i'_{NTO1}) = 47,1921 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.76)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{NTO1} = f(p'_{NTO1}; i'_{NTO1}) = 12,9849 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.77)$$

3.2.2 NTO2



Obr. 3.8: Priebeh teplôt v NTO2.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_NTO2_in} = 42,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.78)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_NTO2_in} = i_{k_NTO1_out} = 177,9889 \text{ kJ/kg} \quad (3.79)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_NTO2_out} = 54,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ upravená hodnota po iterácii} \quad (3.80)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_NTO2_out} = f(t_{k_NTO2_out}; x=0) = 228,1502 \text{ kJ/kg} \quad (3.81)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{NTO2} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.82)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{NTO2} = t_{k_NTO2_out} + \delta_{NTO2} = 57,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.83)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{NTO2} = f(t_{NTO2}; x=1) = 0,1775 \text{ bar} \quad (3.84)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i''_{NTO2} = f(t_{NTO2}; x=0) = 240,6965 \text{ kJ/kg} \quad (3.85)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{NTO2} = 9 \% \quad (3.86)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{NTO2} = (1+0,09) \cdot p_{NTO2} = 0,1935 \text{ bar} \quad (3.87)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{NTO2,iz} = f(p'_{NTO2}; s_{ST_in}) = 2393,9439 \text{ kJ/kg} \quad (3.88)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO2,iz} = i_{ST_in} - i'_{NTO2,iz} = 1206,8396 \text{ kJ/kg} \quad (3.89)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO2} = H_{NTO2,iz} \cdot \eta_{tdi} = 1073,4838 \text{ kJ/kg} \quad (3.90)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti ST-NT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{NTO2} = i_{ST_in} - H_{NTO2} = 2527,2997 \text{ kJ/kg} \quad (3.91)$$

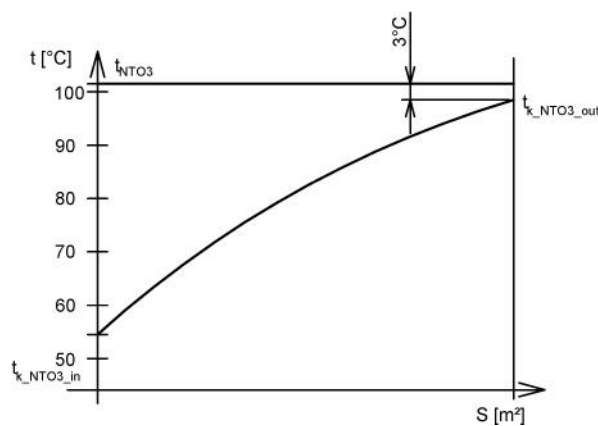
Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{NTO2} = f(p'_{NTO2}; i'_{NTO2}) = 59,3418 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.92)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{NTO2} = f(p'_{NTO2}; i'_{NTO2}) = 7,6217 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.93)$$

3.2.3 NTO3



Obr. 3.9: Priebeh teplôt v NTO3.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_NTO3_in} = 54,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.94)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_NTO3_in} = i_{k_NTO2_out} = 228,1502 \text{ kJ/kg} \quad (3.95)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_NTO3_out} = 103 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ upravená hodnota po iterácii} \quad (3.96)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_NTO3_out} = f(t_{k_NTO3_out}; x=0) = 431,7634 \text{ kJ/kg} \quad (3.97)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{NTO3} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.98)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{NTO3} = t_{k_NTO3_out} + \delta_{NTO3} = 106 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.99)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{NTO3} = f(t_{NTO3}; x=1) = 1,2515 \text{ bar} \quad (3.100)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i'_{NTO3} = f(t_{NTO3}; x=0) = 444,4402 \text{ kJ/kg} \quad (3.101)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{NTO3} = 9 \% \quad (3.102)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{NTO3} = (1+0,09) \cdot p_{NTO3} = 1,3641 \text{ bar} \quad (3.103)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{NTO3,iz} = f(p'_{NTO3}; s_{ST_in}) = 2696,9339 \text{ kJ/kg} \quad (3.104)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO3,iz} = i_{ST_in} - i'_{NTO3,iz} = 903,8496 \text{ kJ/kg} \quad (3.105)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO3} = H_{NTO3,iz} \cdot \eta_{tdi} = 803,9742 \text{ kJ/kg} \quad (3.106)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti ST-NT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{NTO3} = i_{ST_in} - H_{NTO3} = 2796,8093 \text{ kJ/kg} \quad (3.107)$$

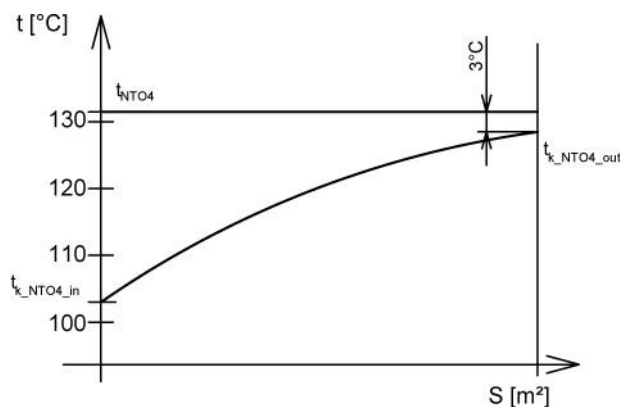
Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{NTO3} = f(p'_{NTO3}; i'_{NTO3}) = 161,4059 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.108)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{NTO3} = f(p'_{NTO3}; i'_{NTO3}) = 1,4554 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.109)$$

3.2.4 NTO4



Obr. 3.10: Priebeh teplôt v NTO4.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_NTO4_in} = 103 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.110)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_NTO4_in} = i_{k_NTO3_out} = 431,7634 \text{ kJ/kg} \quad (3.111)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_NTO4_out} = 128,5 \text{ °C} \quad - \text{upravená hodnota po iterácii} \quad (3.112)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_NTO4_out} = f(t_{k_NTO4_out}; x=0) = 539,9847 \text{ kJ/kg} \quad (3.113)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{NTO4} = 3 \text{ °C} \quad (3.114)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{NTO4} = t_{k_NTO4_out} + \delta_{NTO4} = 131,5 \text{ °C} \quad (3.115)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{NTO4} = f(t_{NTO4}; x=1) = 2,8261 \text{ bar} \quad (3.116)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i'_{NTO4} = f(t_{NTO4}; x=0) = 552,7957 \text{ kJ/kg} \quad (3.117)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{NTO4} = 9 \% \quad (3.118)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{NTO4} = (1+0,09) \cdot p_{NTO4} = 3,0804 \text{ bar} \quad (3.119)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{NTO4,iz} = f(p'_{NTO4}; s_{ST_in}) = 2854,0472 \text{ kJ/kg} \quad (3.120)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO4,iz} = i_{ST_in} - i'_{NTO4,iz} = 746,7363 \text{ kJ/kg} \quad (3.121)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO4} = H_{NTO4,iz} \cdot \eta_{tdi} = 664,2219 \text{ kJ/kg} \quad (3.122)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti ST-NT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{NTO4} = i_{ST_in} - H_{NTO4} = 2936,5616 \text{ kJ/kg} \quad (3.123)$$

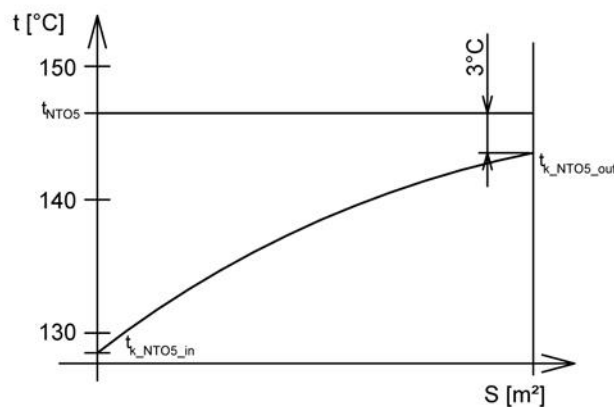
Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{NTO4} = f(p'_{NTO4}; i'_{NTO4}) = 234,7149 \text{ °C} \quad (3.124)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{NTO4} = f(p'_{NTO4}; i'_{NTO4}) = 0,7517 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.125)$$

3.2.5 NTO5



Obr. 3.11: Priebeh teplôt v NTO5.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_NTO5_in} = 128,5 \text{ °C} \quad (3.126)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_NTO5_in} = i_{k_NTO4_out} = 539,9847 \text{ kJ/kg} \quad (3.127)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_NTO5_out} = 143,5 \text{ °C} - \text{upravená hodnota po iterácii} \quad (3.128)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_NTO5_out} = f(t_{k_NTO5_out}; x=0) = 604,2394 \text{ kJ/kg} \quad (3.129)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{NTO5} = 3 \text{ °C} \quad (3.130)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{NTO5} = t_{k_NTO5_out} + \delta_{NTO5} = 146,5 \text{ °C} \quad (3.131)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{NTO5} = f(t_{NTO5}; x=1) = 4,3309 \text{ bar} \quad (3.132)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i'_{NTO5} = f(t_{NTO5}; x=0) = 617,1544 \text{ kJ/kg} \quad (3.133)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{NTO5} = 9 \% \quad (3.134)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{NTO5} = (1+0,09) \cdot p_{NTO5} = 4,7206 \text{ bar} \quad (3.135)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{NTO5,iz} = f(p'_{NTO5}; s_{ST_in}) = 2949,2920 \text{ kJ/kg} \quad (3.136)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO5,iz} = i_{ST_in} - i'_{NTO5,iz} = 651,4915 \text{ kJ/kg} \quad (3.137)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NTO5} = H_{NTO5,iz} \cdot \eta_{tdi} = 579,5017 \text{ kJ/kg} \quad (3.138)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti ST-NT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{NTO5} = i_{ST_in} - H_{NTO5} = 3021,2818 \text{ kJ/kg} \quad (3.139)$$

Teplota pary v mieste odberu:

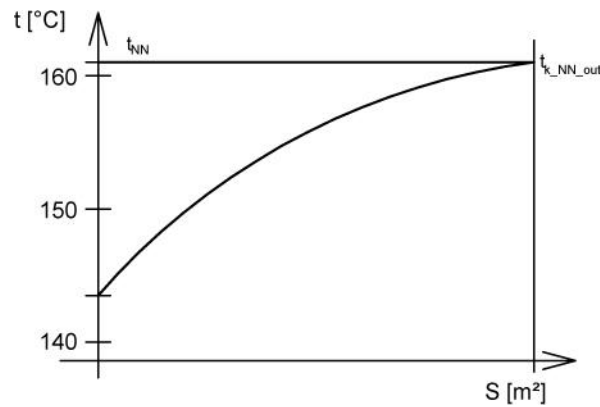
$$t'_{NTO5} = f(p'_{NTO5}; i'_{NTO5}) = 278,6483 \text{ °C} \quad (3.140)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{NTO5} = f(p'_{NTO5}; i'_{NTO5}) = 0,5323 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.141)$$

3.2.6 Napájacia nádrž s odplyňovačom – NN

Napájacia nádrž s odplyňovačom je typ zmiešavacieho tepelného výmenníku. Odberová para je v priamom kontakte s kondenzátom, tzn. hodnota koncového teplotného rozdielu je nula. Prívodom odberovej pary dochádza k zvyšovaniu teploty kondenzátu na bod varu, pričom sa odlučujú nežiadúce vo vode rozpustné plyny, ktoré sú príčinou zanášania a korózie. V napájacej nádrži taktiež dochádza ku kompenzácii netesností celého systému a to dopĺňaním prídavnej chemicky upravenej vody.



Obr. 3.12: Priebeh teplôt v NN.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_NN_in} = 143,5 \text{ °C} \quad (3.142)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_NN_in} = i_{k_NTO5_out} = 604,2394 \text{ kJ/kg} \quad (3.143)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_NN_out} = 161 \text{ °C} \quad - \text{upravená hodnota po iterácii} \quad (3.144)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_NN_out} = f(t_{k_NN_out}; x=0) = 679,9233 \text{ kJ/kg} \quad (3.145)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{NN} = 0 \text{ °C} \quad (3.146)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{NN} = t_{k_NN_out} + \delta_{NN} = 161 \text{ °C} \quad (3.147)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x=1) = 6,3402 \text{ bar} \quad (3.148)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i''_{NN} = f(t_{NN}; x=0) = 679,9233 \text{ kJ/kg} \quad (3.149)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{NN} = 9 \% \quad (3.150)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{NN} = (1+0,09) \cdot p_{NN} = 6,9108 \text{ bar} \quad (3.151)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{NN,iz} = f(p'_{NN}; s_{ST_in}) = 3042,7231 \text{ kJ/kg} \quad (3.152)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NN,iz} = i_{ST_in} - i'_{NN,iz} = 558,0604 \text{ kJ/kg} \quad (3.153)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{NN} = H_{NN,iz} \cdot \eta_{tdi} = 496,3947 \text{ kJ/kg} \quad (3.154)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti ST-NT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{NN} = i_{ST_in} - H_{NN} = 3104,3888 \text{ kJ/kg} \quad (3.155)$$

Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{NN} = f(p'_{NN}; i'_{NN}) = 321,3505 \text{ °C} \quad (3.156)$$

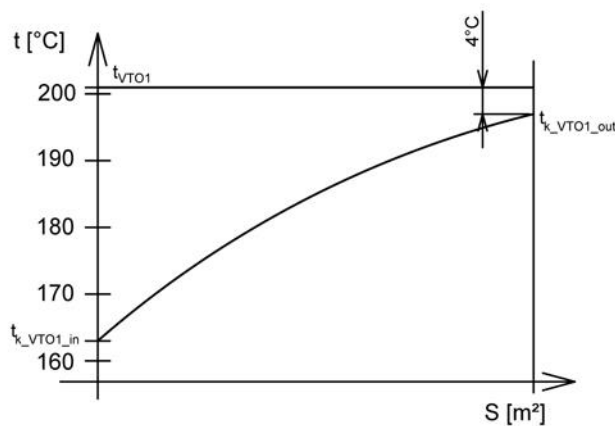
Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{NN} = f(p'_{NN}; i'_{NN}) = 0,3912 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.157)$$

3.2.7 VTO1

Vysokotlaké ohrievače sú taktiež navrhnuté ako povrchové tepelné výmenníky. Tieto tepelné výmenníky však pracujú pri značne vyšších tlakoch a teplotách ako výmenníky nízkotlaké, ich cena je preto pomerne vysoká. U vysokotlakých ohrievačov je teda vhodné voliť vyššiu hodnotu koncového teplotného rozdielu δ_{VTO} , čím budú dosiahnuté menšie rozmery ohrievača, nižšia cena a menšie straty tepla do okolia.

Na vysokotlaké ohrievače často prúdi para v stave vysokého prehriatia. Z tohto dôvodu sú pre tento typ výmenníku typické tzv. zrážacie prehriatia, no pre zjednodušenie výpočtu nie sú v práci uvažované a počíta sa len s parametrami pary na vstupe a na výstupe z výmenníku.



Obr. 3.13: Priebeh teplôt vo VTO1.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_VTO1_in} = 163 \text{ °C} \quad (3.158)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_VTO1_in} = i_{N\check{C}} = 701,4622 \text{ kJ/kg} \quad (3.159)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_VTO1_out} = 197 \text{ °C} \quad - \text{ upravená hodnota po iterácii} \quad (3.160)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_VTO1_out} = f(t_{k_VTO1_out}; x=0) = 838,8944 \text{ kJ/kg} \quad (3.161)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{VTO1} = 4 \text{ °C} \quad (3.162)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{VTO1} = t_{k_VTO1_out} + \delta_{VTO1} = 201 \text{ °C} \quad (3.163)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{VTO1} = f(t_{VTO1}; x=1) = 15,8746 \text{ bar} \quad (3.164)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i''_{VTO1} = f(t_{VTO1}; x=0) = 856,9027 \text{ kJ/kg} \quad (3.165)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{VTO1} = 9 \% \quad (3.166)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{VTO1} = (1+0,09) \cdot p_{VTO1} = 17,3033 \text{ bar} \quad (3.167)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{VTO1,iz} = f(p'_{VTO1}; s_{ST_in}) = 3304,1111 \text{ kJ/kg} \quad (3.168)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{VTO1,iz} = i_{ST_in} - i'_{VTO1,iz} = 296,6724 \text{ kJ/kg} \quad (3.169)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{VTO1} = H_{VTO1,iz} \cdot \eta_{tdi} = 263,8901 \text{ kJ/kg} \quad (3.170)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti ST-NT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{VTO1} = i_{ST_in} - H_{VTO1} = 3336,8934 \text{ kJ/kg} \quad (3.171)$$

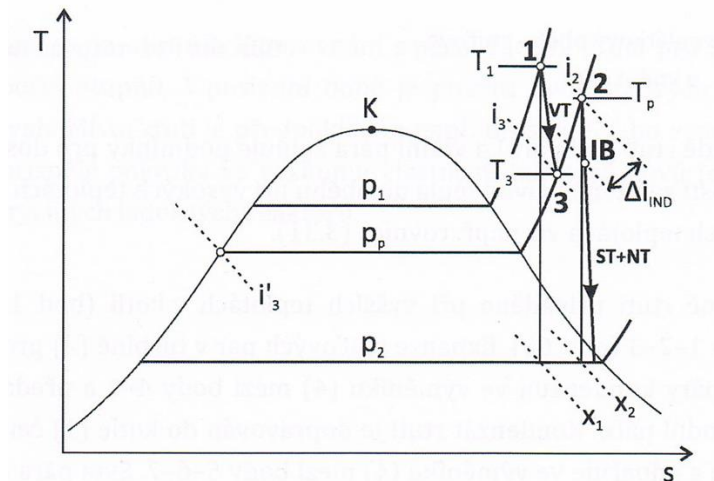
Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{VTO1} = f(p'_{VTO1}; i'_{VTO1}) = 438,6599 \text{ °C} \quad (3.172)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{VTO1} = f(p'_{VTO1}; i'_{VTO1}) = 0,1864 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.173)$$

Odber pre VTO1 predstavuje prvý odber z turbíny za prihrievaním, preto je vhodná kontrola umiestnenia odberu voči tzv. indiferentnému bodu. Výpočtami bolo dokázané, že odbery umiestnené na expanznej čiare nad indiferentným bodom (úsek 2 – IB na obr. 3.14) nezvyšujú hodnotu tepelnej účinnosti obehu. Vysoko energeticky kvalitná para by bola miesto vykonania práce znehodnotená v systéme regenerácie. Polohu indiferentného bodu je možné určiť s využitím vzťahov 3.174 a 3.175 na základe obrázku 3.14. [2]



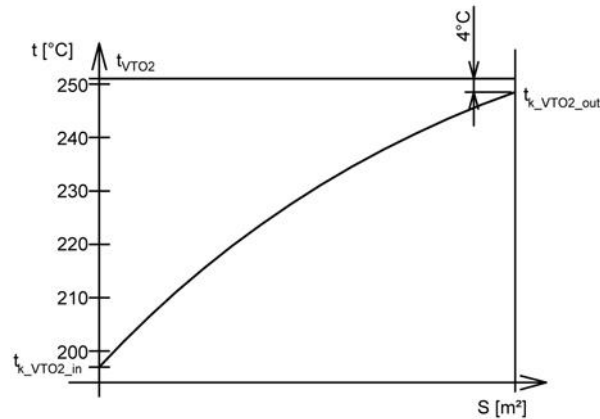
Obr. 3.14: Znázornenie polohy indiferentného bodu v tepelnom obehu. [2]

$$\Delta i_{IND} = \eta_{VT} \cdot (i_2 - i_3) \quad (3.174)$$

$$\eta_{vt} = \frac{i_1 - i_3}{i_1 - i'_3} \quad (3.175)$$

Hodnota η_{VT} predstavuje výpočtovú tepelnú účinnosť VT dielu turbíny. Po dosadení odpovedajúcich entalpií má entalpia indiferentného bodu hodnotu 3529,8071 kJ/kg, teda vyššiu ako je hodnota entalpie pary v mieste odberu na VTO1. Umiestnenie odberu je tým pádom vhodné a nedôjde k zbytočnému znehodnoteniu pary.

3.2.8 VTO2



Obr. 3.15: Priebeh teplôt vo VTO2.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_VTO2_in} = 197 \text{ °C} \quad (3.176)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_VTO2_in} = i_{k_VTO1_out} = 838,8944 \text{ kJ/kg} \quad (3.177)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_VTO2_out} = 247,8 \text{ °C} - \text{upravená hodnota po iterácii} \quad (3.178)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_VTO2_out} = f(t_{k_VTO2_out}; x=0) = 1075,0117 \text{ kJ/kg} \quad (3.179)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{VTO2} = 4 \text{ °C} \quad (3.180)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{VTO2} = t_{k_VTO2_out} + \delta_{VTO2} = 251,8 \text{ °C} \quad (3.181)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{VTO2} = f(t_{VTO2}; x=1) = 40,9821 \text{ bar} \quad (3.182)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i'_{VTO2} = f(t_{VTO2}; x=0) = 1094,4560 \text{ kJ/kg} \quad (3.183)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{VTO2} = 9 \% \quad (3.184)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{VTO2} = (1+0,09) \cdot p_{VTO2} = 44,6705 \text{ bar} \quad (3.185)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{VTO2,iz} = f(p'_{VTO2}; s_1) = 3077,1918 \text{ kJ/kg} \quad (3.186)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{VTO2,iz} = i_1' - i'_{VTO2,iz} = 399,1441 \text{ kJ/kg} \quad (3.187)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{VTO2} = H_{VTO2,iz} \cdot \eta_{tdi} = 354,0807 \text{ kJ/kg} \quad (3.188)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti VT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{VTO2} = i_1' - H_{VTO2} = 3122,2551 \text{ kJ/kg} \quad (3.189)$$

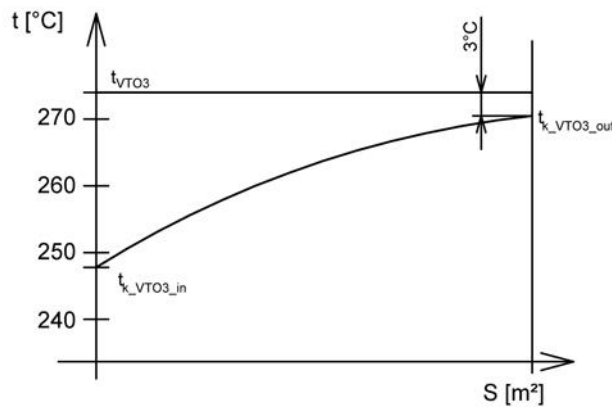
Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{VTO2} = f(p'_{VTO2}; i'_{VTO2}) = 365,7747 \text{ °C} \quad (3.190)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{VTO2} = f(p'_{VTO2}; i'_{VTO2}) = 0,0610 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.191)$$

3.2.9 VTO3



Obr. 3.16: Priebeh teplôt vo VTO3.

Teplota kondenzátu na vstupe:

$$t_{k_VTO3_in} = 247,8 \text{ °C} \quad (3.192)$$

Entalpia kondenzátu na vstupe:

$$i_{k_VTO3_in} = i_{k_VTO2_out} = 1075,0117 \text{ kJ/kg} \quad (3.193)$$

Teplota kondenzátu na výstupe:

$$t_{k_VTO3_out} = 270 \text{ °C} \quad - \text{upravená hodnota po iterácii} \quad (3.194)$$

Entalpia kondenzátu na výstupe:

$$i_{k_VTO3_out} = f(t_{k_VTO3_out}; x=0) = 1185,0928 \text{ kJ/kg} \quad (3.195)$$

Koncový teplotný rozdiel:

$$\delta_{VTO3} = 4 \text{ °C} \quad (3.196)$$

Teplota odberovej pary na medzi sýtosti:

$$t_{VTO3} = t_{k_VTO3_out} + \delta_{VTO3} = 274 \text{ °C} \quad (3.197)$$

Tlak odberovej pary na medzi sýtosti:

$$p_{VTO3} = f(t_{VTO3}; x=1) = 58,5547 \text{ bar} \quad (3.198)$$

Entalpia kondenzátu odberovej pary:

$$i''_{VTO3} = f(t_{VTO3}; x=0) = 1205,5548 \text{ kJ/kg} \quad (3.199)$$

Tlaková strata v odbernom potrubí:

$$\Delta p_{VTO3} = 9 \% \quad (3.200)$$

Tlak pary v mieste odberu:

$$p'_{VTO3} = (1+0,09) \cdot p_{VTO3} = 63,8246 \text{ bar} \quad (3.201)$$

Iz. entalpia v mieste odberu:

$$i'_{VTO3,iz} = f(p'_{VTO3}; s_1) = 3174,4674 \text{ kJ/kg} \quad (3.202)$$

Iz. entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{VTO3,iz} = i_{I'} - i'_{VTO3,iz} = 301,8685 \text{ kJ/kg} \quad (3.203)$$

Entalpický spád k miestu odberu:

$$H_{VTO3} = H_{VTO3,iz} \cdot \eta_{tdi} = 267,7875 \text{ kJ/kg} \quad (3.204)$$

- uvažovaná účinnosť odpovedá vnút. termodyn. účinnosti VT dielu

Entalpia pary v mieste odberu:

$$i'_{VTO3} = i_{I'} - H_{VTO3} = 3208,5484 \text{ kJ/kg} \quad (3.205)$$

Teplota pary v mieste odberu:

$$t'_{VTO3} = f(p'_{VTO3}; i'_{VTO3}) = 414,5841 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.206)$$

Merný objem pary v mieste odberu:

$$v'_{VTO3} = f(p'_{VTO3}; i'_{VTO3}) = 0,0457 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.207)$$

3.3 Tepelná bilancia systému regenerácie

Pre výpočet hmotnostného toku pary v jednotlivých odberoch je potrebné zostaviť tepelnú bilanciu celého systému regenerácie. Výpočet začína určením pomerných veľkostí odberov, pričom je uvažovaná hodnota hmotnostného toku pary na turbínu 1 kg/s. Pri výpočte sa vychádzalo zo zákona zachovania energie.

Straty tepla do okolia sú zahrnuté v účinnostiach jednotlivých tepelných výmenníkov, ktoré sú volené nasledovne [1]:

$$\eta_{VTO} = 98 \%$$

$$\eta_{NTO} = 99 \% \quad - \text{ s ohľadom na nižšie prevádzkové teploty oproti VTO}$$

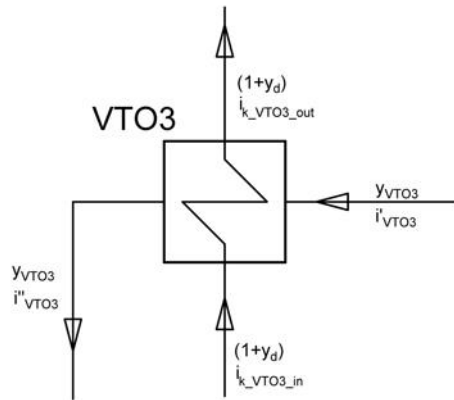
$$\eta_{NN} = 97 \%$$

Konštanty, ktoré budú vo výpočte použité sú:

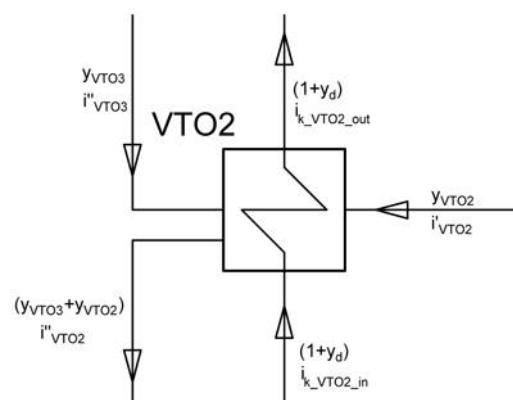
$$y_d = 4 \% \quad - \text{ množstvo prídavnej chemickej vody}$$

$$t_d = 50 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad - \text{ teplota prídavnej chemickej vody}$$

$$c_p = 4,1870 \text{ kJ/kgK} \quad - \text{ merná tepelná kapacita vody}$$



Obr. 3.17: Bilancia ohrievača VTO3.



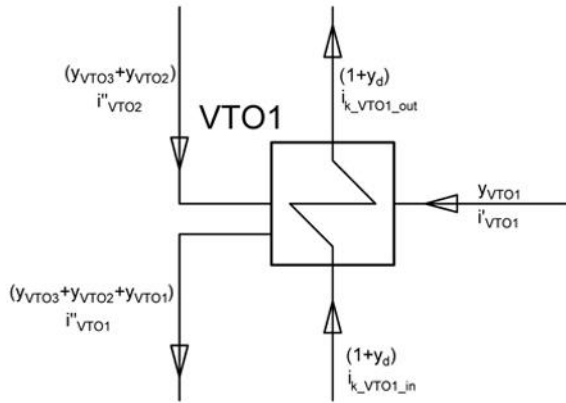
Obr. 3.18: Bilancia ohrievača VTO2

VTO3

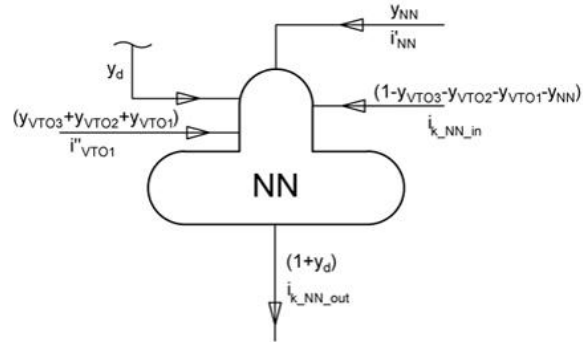
$$y_{VTO3} \cdot (i'_{VTO3} - i''_{VTO3}) \cdot \eta_{VTO} = (1 + y_d) \cdot (i_{k_VTO3_out} - i_{k_VTO3_in}) \quad (3.208)$$

VTO2

$$\begin{aligned} & [y_{VTO2} \cdot i'_{VTO2} + y_{VTO3} \cdot i''_{VTO3} - (y_{VTO3} + y_{VTO2}) \cdot i''_{VTO2}] \cdot \eta_{VTO} = \\ & = (1 + y_d) \cdot (i_{k_VTO2_out} - i_{k_VTO2_in}) \end{aligned} \quad (3.209)$$



Obr. 3.19: Bilancia ohrievača VTO1.



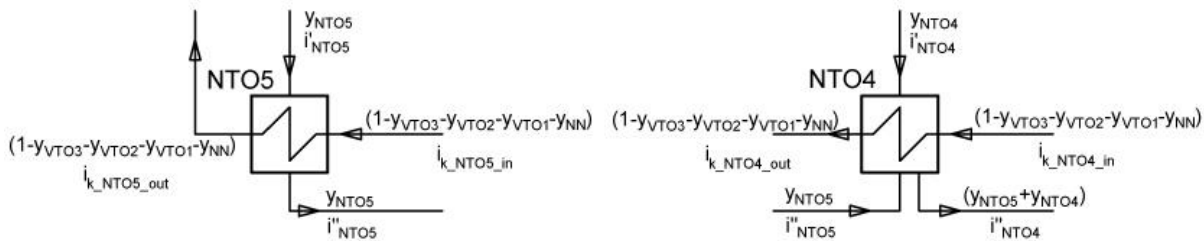
Obr. 3.20: Bilancia napájacej nádrže NN.

VTO1

$$\begin{aligned} & [y_{VTO1} \cdot i'_{VTO1} + (y_{VTO3} + y_{VTO2}) \cdot i''_{VTO2} - (y_{VTO3} + y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot i''_{VTO1}] \cdot \eta_{VTO} = \\ & = (1 + y_d) \cdot (i_{k_VTO1_out} - i_{k_VTO1_in}) \end{aligned} \quad (3.210)$$

NN

$$\begin{aligned} & [y_{NN} \cdot i'_{NN} + (y_{VTO3} + y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot i''_{VTO1} + \\ & + (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{NN}) \cdot i_{k_NN_in} + y_d \cdot c_p \cdot t_d] \cdot \eta_{NN} = \\ & = y_d \cdot c_p \cdot t_{k_NN_out} + 1 \cdot i_{k_NN_out} \end{aligned} \quad (3.211)$$



Obr. 3.21: Bilancia ohrievača NTO5.

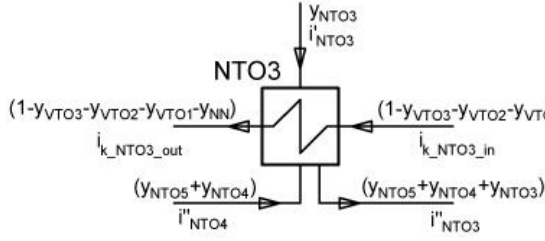
Obr. 3.22: Bilancia ohrievača NTO4.

NTO5

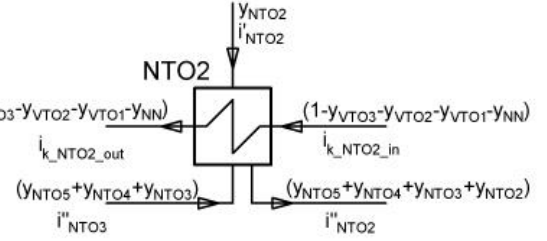
$$\begin{aligned} & [y_{NTO5} \cdot (i'_{NTO5} - i''_{NTO5})] \cdot \eta_{NTO} = \\ & = [1 - (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{NN})] \cdot (i_{k_NTO5_out} - i_{k_NTO5_in}) \end{aligned} \quad (3.212)$$

NTO4

$$\begin{aligned} & [y_{NTO4} \cdot i'_{NTO4} + y_{NTO5} \cdot i''_{NTO5} - (y_{NTO5} + y_{NTO4}) \cdot i''_{NTO4}] \cdot \eta_{NTO} = \\ & = (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{NN}) \cdot (i_{k_NTO4_out} - i_{k_NTO4_in}) \end{aligned} \quad (3.213)$$



Obr. 3.23: Bilancia ohrievača NTO3.



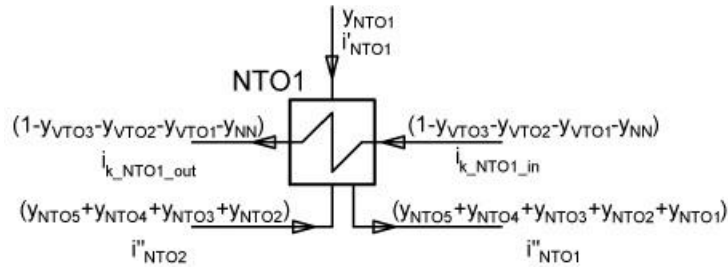
Obr. 3.24: Bilancia ohrievača NTO2.

NTO3

$$\begin{aligned} & [y_{NTO3} \cdot i'_{NTO3} + (y_{NTO5} + y_{NTO4}) \cdot i''_{NTO4} - (y_{NTO5} + y_{NTO4} + y_{NTO3}) \cdot i''_{NTO3}] \cdot \eta_{NTO} = \\ & = (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{NN}) \cdot (i'_{k_NTO3_out} - i'_{k_NTO3_in}) \end{aligned} \quad (3.214)$$

NTO2

$$\begin{aligned} & [y_{NTO2} \cdot i'_{NTO2} + (y_{NTO5} + y_{NTO4} + y_{NTO3}) \cdot i''_{NTO3} - \\ & - (y_{NTO5} + y_{NTO4} + y_{NTO3} + y_{NTO2}) \cdot i''_{NTO2}] \cdot \eta_{NTO} = \\ & = (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{NN}) \cdot (i'_{k_NTO2_out} - i'_{k_NTO2_in}) \end{aligned} \quad (3.215)$$



Obr. 3.25: Bilancia ohrievača NTO1.

NTO1

$$\begin{aligned} & [y_{NTO1} \cdot i'_{NTO1} + (y_{NTO5} + y_{NTO4} + y_{NTO3} + y_{NTO2}) \cdot i''_{NTO2} - \\ & - (y_{NTO5} + y_{NTO4} + y_{NTO3} + y_{NTO2} + y_{NTO1}) \cdot i''_{NTO1}] \cdot \eta_{NTO} = \\ & = (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{NN}) \cdot (i'_{k_NTO1_out} - i'_{k_NTO1_in}) \end{aligned} \quad (3.216)$$

Tepelná bilancia pozostáva zo sústavy deviatich rovníc o deviatich neznámých. Na vyriešenie týchto rovníc a teda určenie jednotlivých pomerných veľkostí odberov bola použitá funkcia „solver“, súčasť programu Excel. Výsledné hodnoty sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

yVTO3	0,0583	[-]
yVTO2	0,1204	[-]
yVTO1	0,0417	[-]
yNN	0,0242	[-]
yNTO5	0,0204	[-]
yNTO4	0,0341	[-]
yNTO3	0,0635	[-]
yNTO2	0,0062	[-]
yNTO1	0,0103	[-]

Tab. 3.3: Hodnoty pomerných veľkostí odberov.

3.4 Výpočet množstva pary v systéme

Výpočet množstva pary na vstupe do turbíny vychádza zo zadanej hodnoty výkonu na svorkách generátoru. Túto hodnotu je potrebné navýšiť o jednotlivé straty v turbíne, vyjadrené pomocou účinností:

mechanická účinnosť: $\eta_m = 99 \%$
účinnosť generátoru: $\eta_g = 98,5 \%$

celková účinnosť: $\eta_c = \eta_m \cdot \eta_g = 97,5 \%$
(3.217)

Množstvo pary vstupujúcej do turbíny sa vypočíta nasledovne:

$$m_p = \frac{P}{\left\{ \left[i_1' - i'_{VTO2} - y_{VTO3} \cdot (i'_{VTO3} - i'_{VTO2}) + (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2}) \cdot (i'_{STNT_in} - i_2) - y_{VTO1} \cdot (i'_{VTO1} - i_2) - \right. \right. \\ \left. \left. - y_{NN} \cdot (i'_{NN} - i_2) - y_{NTO5} \cdot (i'_{NTO5} - i_2) - y_{NTO5} \cdot (i'_{NTO5} - i_2) - y_{NTO4} \cdot (i'_{NTO4} - i_2) - y_{NTO4} \cdot (i'_{NTO4} - i_2) - \right. \right. \\ \left. \left. - y_{NTO3} \cdot (i'_{NTO3} - i_2) - y_{NTO2} \cdot (i'_{NTO2} - i_2) - y_{NTO1} \cdot (i'_{NTO1} - i_2) \right] \cdot \eta_c \right\}} \quad (3.218)$$

Z celkového množstva pary sa následne určí množstvo pary v jednotlivých odberoch:

$$m_{VTO3} = m_p \cdot y_{VTO3} \quad (3.219)$$

$$m_{VTO2} = m_p \cdot y_{VTO2} \quad (3.220)$$

$$m_{VTO1} = m_p \cdot y_{VTO1} \quad (3.221)$$

$$m_{NN} = m_p \cdot y_{NN} \quad (3.222)$$

$$m_{NTO5} = m_p \cdot y_{NTO5} \quad (3.223)$$

$$m_{NTO4} = m_p \cdot y_{NTO4} \quad (3.224)$$

$$m_{NTO3} = m_p \cdot y_{NTO3} \quad (3.225)$$

$$m_{NTO2} = m_p \cdot y_{NTO2} \quad (3.226)$$

$$m_{NTO1} = m_p \cdot y_{NTO1} \quad (3.227)$$

Výsledné hodnoty množství pary v systému sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

mp	249,3286	[kg/s]
mVTO3	14,5416	[kg/s]
mVTO2	30,0126	[kg/s]
mVTO1	10,3951	[kg/s]
mNN	6,0286	[kg/s]
mNTO5	5,0849	[kg/s]
mNTO4	8,5001	[kg/s]
mNTO3	15,8419	[kg/s]
mNTO2	1,5516	[kg/s]
mNTO1	2,5617	[kg/s]

Tab. 3.4: Množstvo pary v systéme.

3.5 Výpočet výkonu turbíny

Pre overenie dosiahnutia požadovaného výkonu je potrebné spočítať tzv. vnútorný výkon turbíny, ktorý je daný súčtom výkonov v jednotlivých úsekoch turbíny medzi odbermi. Jednotlivé výkony sú vyjadrené ako súčin hmotnostného toku a entalpického spádu v danom úseku. Ako už bolo spomenuté, za 9. stupňom ST-NT dielu turbíny sa hmotnostný tok pary rozdeľuje na dva prúdy, pričom do dvojprúdového NT dielu prúdia 2/3 pary a 1/3 pary vstupuje do 10. stupňa ST-NT dielu turbíny.

Množstvo pary v jednotlivých úsekoch turbíny:

VT

$$\text{úsek I (1'-VTO3): } m_I = m_p = 249,3286 \text{ kg/s} \quad (3.228)$$

$$\text{úsek II (VTO3-VTO2): } m_{II} = m_I - m_{VTO3} = 234,7870 \text{ kg/s} \quad (3.229)$$

ST-NT

$$\text{úsek III (STNT_in-VTO1): } m_{III} = m_{II} - m_{VTO2} = 204,7744 \text{ kg/s} \quad (3.230)$$

$$\text{úsek IV (VTO1-NN): } m_{IV} = m_{III} - m_{VTO1} = 194,3793 \text{ kg/s} \quad (3.231)$$

$$\text{úsek V (NN-NTO5): } m_V = m_{IV} - m_{NN} = 188,3506 \text{ kg/s} \quad (3.232)$$

$$\text{úsek VI (NTO5-NTO4): } m_{VI} = m_V - m_{NTO5} = 183,2658 \text{ kg/s} \quad (3.233)$$

$$\text{úsek VII (NTO4-NTO3): } m_{VII} = 1/3 \cdot (m_{VI} - m_{NTO4}) = 58,2552 \text{ kg/s} \quad (3.234)$$

$$\text{úsek VIII (NTO3-K): } m_{VIII} = m_{VII} - m_{NTO3} = 42,4133 \text{ kg/s} \quad (3.235)$$

NT

$$\text{úsek IX (NTO4-NTO2): } m_{IX} = 2/3 \cdot (m_{VI} - m_{NTO4}) = 116,5105 \text{ kg/s} \quad (3.236)$$

$$\text{úsek X (NTO2-NTO1): } m_X = m_{IX} - m_{NTO2} = 114,9589 \text{ kg/s} \quad (3.237)$$

$$\text{úsek XI (NTO1-K): } m_{XI} = m_X - m_{NTO1} = 112,3972 \text{ kg/s} \quad (3.238)$$

Entalpické spády v jednotlivých úsekoch turbíny:

VT

$$\text{úsek I (1'-VTO3): } H_I = i_1' - i'_{VTO3} = 267,7875 \text{ kJ/kg} \quad (3.239)$$

$$\text{úsek II (VTO3-VTO2): } H_{II} = i'_{VTO3} - i'_{VTO2} = 86,2932 \text{ kJ/kg} \quad (3.240)$$

ST-NT

$$\text{úsek III (STNT_in-VTO1): } H_{III} = i_{STNT_in} - i'_{VTO1} = 263,8901 \text{ kJ/kg} \quad (3.241)$$

$$\text{úsek IV (VTO1-NN): } H_{IV} = i'_{VTO1} - i'_{NN} = 232,5047 \text{ kJ/kg} \quad (3.242)$$

$$\text{úsek V (NN-NT05): } H_V = i'_{NN} - i'_{NT05} = 83,1070 \text{ kJ/kg} \quad (3.243)$$

$$\text{úsek VI (NT05-NT04): } H_{VI} = i'_{NT05} - i'_{NT04} = 84,7202 \text{ kJ/kg} \quad (3.244)$$

$$\text{úsek VII (NT04-NT03): } H_{VII} = i'_{NT04} - i'_{NT03} = 139,7523 \text{ kJ/kg} \quad (3.245)$$

$$\text{úsek VIII (NT03-K): } H_{VIII} = i'_{NT03} - i_2 = 416,8956 \text{ kJ/kg} \quad (3.246)$$

NT

$$\text{úsek IX (NT04-NT02): } H_{IX} = i'_{NT04} - i'_{NT02} = 409,2619 \text{ kJ/kg} \quad (3.247)$$

$$\text{úsek X (NT02-NT01): } H_X = i'_{NT02} - i'_{NT01} = 70,5856 \text{ kJ/kg} \quad (3.248)$$

$$\text{úsek XI (NT01-K): } H_{XI} = i'_{NT01} - i_2 = 76,8004 \text{ kJ/kg} \quad (3.249)$$

Vnútrotný výkon turbíny je teda daný nasledovne:

$$P = \sum_{i=I}^{XI} m_i \cdot H_i \quad (3.250)$$

VT diel				87,0276	MW
úsek I (1'-VTO3)	P_I	66767,0860	[kW]		
úsek II (VTO3-VTO2)	P_II	20260,5305	[kW]		
ST-NT diel				156,2348	MW
úsek III (STNT_in-VTO1)	P_III	54037,9189	[kW]		
úsek IV (VTO1-NN)	P_IV	45194,0926	[kW]		
úsek V (NN-NT05)	P_V	15653,2490	[kW]		
úsek VI (NT05-NT04)	P_VI	15526,3187	[kW]		
úsek VII (NT04-NT03)	P_VII	8141,3019	[kW]		
úsek VIII (NT03-K)	P_VIII	17681,9237	[kW]	64,4299	MW
NT diel					
úsek IX (NT04-NT02)	P_IX	47683,2955	[kW]		
úsek X (NT02-NT01)	P_X	8114,4449	[kW]		
úsek XI (NT01-K)	P_XI	8632,1461	[kW]		
	P =	307.6923	[MW]		

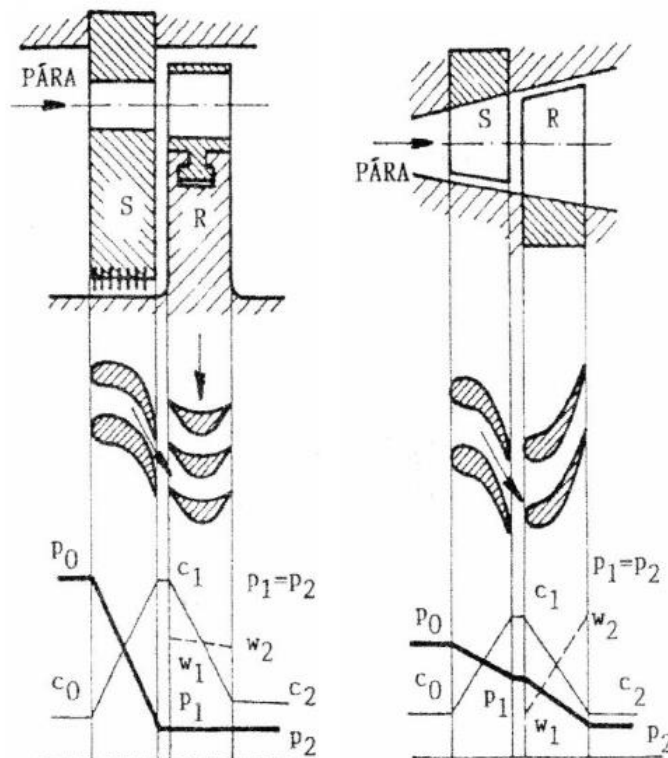
Tab. 3.5: Výkony v jednotlivých úsekoch turbíny.

Hodnota vypočítaného vnútorného výkonu turbíny je približne 307,7 MW. Výpočtom určená hodnota výkonu turbíny je vyššia ako hodnota zadaná, z dôvodu zidealizovania niektorých procesov prebiehajúcich v systéme. V tejto fáze výpočtu taktiež nie je uvažovaný mierny pokles výkonu zapríčinený únikom pary turbínovými upchávkami, ktorý bude stanovený v kap. 6.

4 Návrh prietocnej časti ST-NT dielu turbíny

Návrh prietocnej časti turbíny je jedným z najdôležitejších procesov pri návrhu turbíny. Základ prietocnej časti tvorí lopatkový stupeň, ktorý sa skladá zo satorovej a rotorovej rady lopatiek. Turbíny vyšších výkonov sú konštruované ako mnohostupňové, môžu byť za sebou až desiatky stupňov, a v axiálnom prevedení. Pri vstupe do stupňa turbíny prechádza para satorovými (rozvádzacími) lopatkami, ktoré sú ako súčasť rozvádzacích kolies uchytené v príslušných drážkach, buď priamo v turbínovej skrini alebo na nosičoch rozvádzacích kolies. Účel rozvádzacích lopatkových mreží predstavuje urýchľovanie pary premenou tepelnej energie na kinetickú. Po prechode medzilopatkovým kanálom vstupuje urýchlená para do obežnej lopatkovej mreže. V rámci tradície spoločnosti DŠP je lopatkovanie turbíny navrhnuté ako rovnotlaké (akčné), pričom sa jedná o diskovú koncepciu rotoru turbíny. Jednotlivé obežné lopatky sú teda vsadené do drážok diskov hriadeľa rotoru. V obežnej lopatkovej mreži dochádza k prenosu kinetickej energie na rotor, pripojený na alternátor.

Podľa pomeru veľkostí spracovaného entalpického spádu na rozvádzacích a obežných lopatkách sa rozlišujú dve konštrukčné varianty lopatkovania turbín. V prípade pretlakového lopatkovania dochádza k spracovávaniu približne rovnakého entalpického spádu na rozvádzacích aj obežných lopatkách. Pri rovnotlakom lopatkovaní je celkový entalpický spád spracovaný na rozvádzacích lopatkách. Ako už bolo spomenuté, v tejto práci bude navrhnutý rovnotlaký typ lopatkovania, no s tým rozdielom, že v obežnej lopatkovej mreži dôjde k spracovaniu malého entalpického spádu. Tento postup je v dnešnej dobe bežne využívaný a vykazuje väčšiu stabilitu prúdu pary a menšie straty.



Obr. 4.1: Znáozornenie rovnotlakého lopatkovania (vľavo) a pretlakového lopatkovania (vpravo) turbíny. [3]

Návrh prietochnej časti ST-NT dielu bude rozdelený do niekoľkých celkov. V prvej časti budú určené základné parametre prietochného kanálu, na základe ktorých sa následne zvolia vhodné profily rozvádzacích a obežných lopatiek. Nakoniec dôjde ku kontrole lopatiek a príslušných závesov z pevnostného hľadiska, pričom v prípade nedostatkov v tomto výpočte sa upravia predtým zvolené hodnoty.

4.1 Základné parametre prietochného kanálu

V tejto kapitole budú stanovené základné parametre, ktoré definujú tvar prietochného kanálu. Sú to priemery lopatkovania a dĺžky rozvádzacích lopatiek, následne zobrazené v lopatkovom pláne. Pre spresnenie tepelného výpočtu budú určené skutočné vlastnosti odberovej pary a skutočná účinnosť turbíny. Priebeh expanzie pary v ST-NT diele turbíny bude nakoniec znázornená v i-s diagrame.

V praxi sa pri návrhu novej turbíny vychádza zo skúseností s inými modelmi podobnej konštrukcie a s porovnateľnými prevádzkovými parametrami. Keďže sa v tomto prípade jedná o modernizáciu turbíny, musia byť dodržané určité rozmery prietochného kanálu z dôvodu využitia pôvodnej turbínovej skrine v čo najväčšej miere. Pre ST-NT diel to znamená dodržanie hodnôt pätných priemerov a to v nasledovných medziach:

ST diel: cca 1150 až 1600 mm

Nt diel: cca 1700 až 1800 mm

Pre dosiahnutie čo najväčšej konkurencieschopnosti turbíny je dôležité maximalizovať účinnosť jednotlivých stupňov a tým pádom aj celej turbíny. Rozhodujúci vplyv na účinnosť lopatkového stupňa má rýchlostný pomer u/c_{iz} . V prípade rovnotlakého lopatkovania sa táto hodnota volí v rozmedzí 0,4 až 0,5 (na päte lopatky), pričom optimum sa dosahuje pri cca 0,48. Hodnota výstupného uhlu z rozvádzacej lopatkovej mreže α_1 je volená v rozmedzí 13 až 18°, pričom sa uprednostňuje dolná hranica doporučených hodnôt. V tejto fáze návrhu bude uvažovaný nulový entalpický spád spracovaný v obežnej lopatkovej mreži. Stupeň reakcie R_p , vyjadrujúci pomer entalpického spádu spracovaného obežnou lopatkovou mrežou a celkového entalpického spádu spracovaného v stupni, bude zavedený v kap. 4.2.

4.1.1 Prehľad vzorcov použitých pri výpočte

Parametre pary na vstupe do lopatkového stupňa, resp. rozvádzacej lopatkovej mreže:

hmotnostný tok: m [kg/s]

tlak: p_0 [bar]

teplota: t_0 [°C]

entalpia: i_0 [kJ/kg]

entropia: s_0 [kJ/kgK]

merný objem: v_0 [m³/kg]

suchosť: x_0 [-]

- parametre pary na vstupe do prvého stupňa odpovedajú parametrom určeným v kap. 3.1.2

- parametre pary na vstupe do ďalších stupňov odpovedajú parametrom na výstupe z obežnej lopatkovej mreže predchádzajúceho stupňa

Pätný priemer lopatkovania:

D_p [m]

- *volený na základe doporučeného rozmedzia*

Stredný priemer lopatkovania:

$$D_s = D_p + L_p \quad [\text{m}] \quad (4.1)$$

- *výpočet dĺžky rozvádzacej lopatky L_p je uvedený ďalej*

Obvodová rýchlosť na D_s :

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \quad [\text{m/s}] \quad (4.2)$$

- *otáčky rotoru turbíny $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ sú dané zadáním práce*

Rýchlostný pomer na D_p :

$$\left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_p \quad [-]$$

- *optimum volené na základe doporučení*

Rýchlostný pomer na D_s :

$$\left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_s = \left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} \quad [-] \quad (4.3)$$

Izoentropická rýchlosť na výstupe z rozv. lopatky:

$$c_{iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_s} \quad [\text{m/s}] \quad (4.4)$$

Skutočná rýchlosť na výstupe z rozv. lopatky:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{iz} \quad [\text{m/s}] \quad (4.5)$$

- *hodnota rýchlostného súčiniteľa φ pre rozv. lopatky je volená ako 0,97*

Izoentropický spád spracovaný v stupni:

$$h_{iz} = \frac{c_{iz}^2}{2000} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.6)$$

Izoentropická entalpia za rozv. lopatkou:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.7)$$

Strata v statore:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.8)$$

Entalpia za rozv. lopatkou:

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.9)$$

Merný objem za rozv. lopatkou:

$$v_1 = f(p_2; i_1) \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (4.10)$$

- hodnota tlaku p_2 bude určená ďalej

Výstupný uhol z rozv. lopatky:

$$\alpha_1 \text{ [}^\circ\text{]}$$

- volený na základe doporučeného rozmedzia

Dĺžka rozvádzacej lopatky pri totálnom ostreku:

$$L_t = \frac{m \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \varepsilon_r} \text{ [mm]} \quad (4.11)$$

- vzťah vychádza z rovnice kontinuity;

- dĺžka rozv. lopatiek všetkých stupňov vychádza dostatočná, preto nie je nutné použitie parciálneho ostreku;

- hodnota kontrakčného súčiniteľa ε_r , zohľadňujúceho hrúbku výstupnej hrany rozv. lopatky, je volená ako 0,9.

- dĺžka rozv. lopatky modulových stupňov 12 a 13 je priamo zadaná spoločnosťou DŠP

Zaokrúhlená hodnota dĺžky rozvádzacej lopatky:

$$L_p \text{ [mm]} \quad (4.12)$$

Určenie typu lopatky

$$\frac{L_p}{D_s} \leq 0,1 \text{ - valcové lopatky (V)} \quad (4.13)$$

$$\frac{L_p}{D_s} > 0,1 \text{ - zbortené lopatky (Z)} \quad (4.14)$$

Účinnosť nekonečne dlhej lopatky:

$$\eta_\infty = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_s \right) \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_s \text{ [-]} \quad (4.15)$$

Strata okrajová a netesnosťou v bandáži lopatky (tesnený stupeň):

$$Z_L = \eta_\infty \cdot \frac{0,0029}{L_p} \text{ [-]} \quad (4.16)$$

Strata rozvejárením:

$$Z_{ROZV} = 0,5 \cdot \left(\frac{L_p}{D_s} \right)^2 \text{ [-]} \quad (4.17)$$

Strata trením disku:

$$Z_{VK} = 0,003 \cdot \frac{D}{L_p} \left(\frac{u}{c_{iz}} \right)_s^3 \text{ [-]} \quad (4.18)$$

Strata vplyvom vlhkosti pary:

$$Z_x = 1 - x_0 \quad [-] \quad (4.19)$$

Vnútorná termodynamická účinnosť stupňa:

$$\eta_{tdi} = \eta_{\infty} - (Z_L + Z_{ROZV} + Z_{VK} + Z_x) \quad [-] \quad (4.20)$$

Užitočný spád spracovaný v stupni:

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.21)$$

Vnútorný výkon stupňa:

$$P_{ST} = m \cdot h \quad [\text{kW}] \quad (4.22)$$

Parametre pary na výstupe z lopatkového stupňa, resp. obežnej lopatkovej mreže:

$$\text{entalpia:} \quad i_2 = i_0 - h \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.23)$$

$$\text{tlak:} \quad p_2 = f(p_2; i_2) \quad [\text{bar}] \quad (4.24)$$

$$\text{teplota:} \quad t_2 = f(p_2; i_2) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.25)$$

$$\text{entropia:} \quad s_2 = f(p_2; i_2) \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (4.26)$$

$$\text{merný objem:} \quad v_2 = f(p_2; i_2) \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (4.27)$$

$$\text{suchosť:} \quad x_2 = f(p_2; i_2) \quad [-] \quad (4.28)$$

4.1.2 Súhrn vypočítaných hodnôt

ÚSEK		III				IV		
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7
m	[kg/s]	204,7744	204,7744	204,7744	204,7744	194,3793	194,3793	194,3793
p ₀	[bar]	40,7289	33,6677	27,4357	21,9196	17,1930	13,1475	9,7137
t ₀	[°C]	568,0000	537,4316	505,4363	471,4283	435,9071	398,2506	357,7725
i ₀	[kJ/kg]	3600,7835	3537,6667	3472,0493	3402,8086	3331,0454	3255,5970	3175,2176
s ₀	[kJ/kgK]	7,2759	7,2854	7,2953	7,3059	7,3171	7,3293	7,3432
v ₀	[m ³ /kg]	0,0932	0,1087	0,1283	0,1537	0,1868	0,2316	0,2948
x ₀	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
D _p	[m]	1,1500	1,1700	1,2000	1,2200	1,2500	1,2900	1,3200
D _s	[m]	1,2280	1,2590	1,3000	1,3360	1,3800	1,4430	1,4950
u	[m/s]	192,8938	197,7633	204,2035	209,8584	216,7699	226,6659	234,8341
(u/c _{1iz}) _p	[-]	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800
(u/c _{1iz}) _s	[-]	0,5126	0,5165	0,5200	0,5256	0,5299	0,5369	0,5436
c _{1iz}	[m/s]	376,3366	382,8816	392,6991	399,2441	409,0615	422,1515	431,9690
φ	[-]	0,9700	0,9700	0,9700	0,9700	0,9700	0,9700	0,9700
c ₁	[m/s]	365,0465	371,3952	380,9181	387,2667	396,7897	409,4870	419,0099
h _{iz}	[kJ/kg]	70,8146	73,2992	77,1063	79,6979	83,6657	89,1059	93,2986
i _{1iz}	[kJ/kg]	3529,9689	3464,3676	3394,9430	3323,1107	3247,3797	3166,4911	3081,9190
z ₀	[kJ/kg]	4,1851	4,3320	4,5570	4,7101	4,9446	5,2662	5,5139
i ₁	[kJ/kg]	3534,1540	3468,6995	3399,5000	3327,8208	3252,3243	3171,7572	3087,4329
v ₁	[m ³ /kg]	0,1085	0,1280	0,1534	0,1864	0,2310	0,2940	0,3848
α ₁	[°]	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	14,0000
L _t	[mm]	77,9305	88,1470	99,7181	115,9833	128,9253	152,0747	174,5466
L _p	[mm]	78,0000	89,0000	100,0000	116,0000	129,0000	153,0000	175,0000
ε	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
L _p /D _s	[-]	0,0635	0,0707	0,0769	0,0868	0,0935	0,1060	0,1171
typ lopatky		V	V	V	V	V	Z	Z
η _∞	[-]	0,9344	0,9340	0,9335	0,9325	0,9317	0,9299	0,9279
Z _L	[-]	0,0347	0,0304	0,0271	0,0233	0,0209	0,0176	0,0154
Z _{ROZV}	[-]	0,0020	0,0025	0,0030	0,0038	0,0044	0,0056	0,0069
Z _{VK}	[-]	0,0064	0,0058	0,0055	0,0050	0,0048	0,0044	0,0041
Δη _D	[-]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Z _x	[-]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
η _{tdi}	[-]	0,8913	0,8952	0,8980	0,9004	0,9016	0,9023	0,9015
h	[kJ/kg]	63,1168	65,6175	69,2407	71,7632	75,4299	80,3979	84,1118
P _{ST}	[MW]	12,9247	13,4368	14,1788	14,6953	14,6620	15,6277	16,3496
i ₂	[kJ/kg]	3537,6667	3472,0493	3402,8086	3331,0454	3255,6155	3175,1991	3091,1058
p ₂	[bar]	33,6677	27,4357	21,9196	17,1930	13,1475	9,7137	6,9250
t ₂	[°C]	537,4316	505,4363	471,4283	435,9071	398,2592	357,7638	315,0133
s ₂	[kJ/kgK]	7,2854	7,2953	7,3059	7,3171	7,3293	7,3432	7,3588
v ₂	[m ³ /kg]	0,1087	0,1283	0,1537	0,1868	0,2316	0,2948	0,3860
x ₂	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000

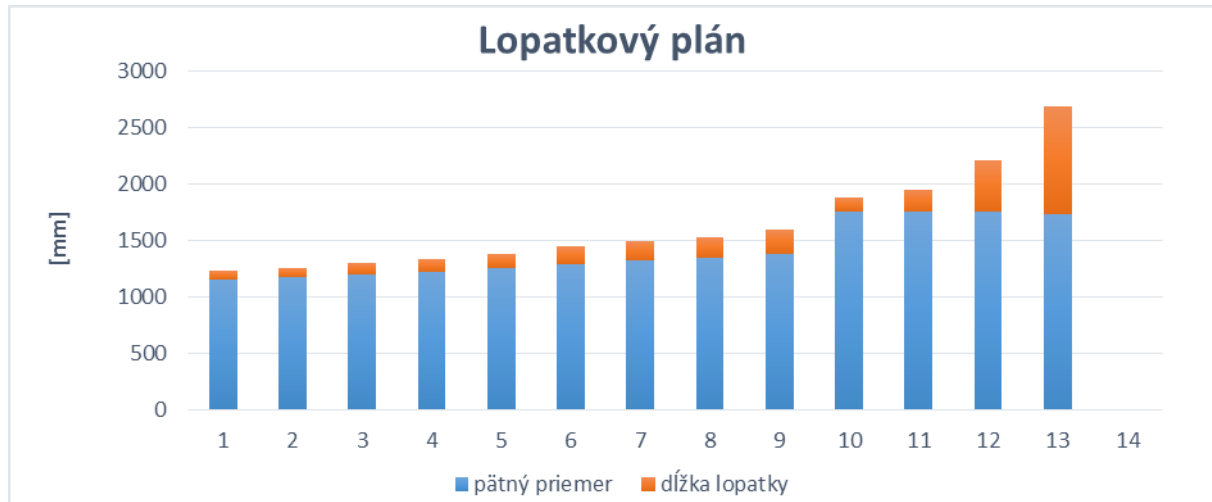
Tab. 4.1: Parametre prietochnej časti ST-NT dielu.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII		
STUPEŇ		8	9	10	11	12	13
m	[kg/s]	188,3506	183,2658	58,2552	42,4133	42,4133	42,4133
p ₀	[bar]	6,9249	4,7294	3,0642	1,3737	0,5258	0,1759
t ₀	[°C]	315,0044	269,8536	222,4177	144,4069	82,5741	57,3095
i ₀	[kJ/kg]	3091,0873	3003,1113	2911,5546	2762,5482	2612,8442	2472,7776
s ₀	[kJ/kgK]	7,3588	7,3766	7,3977	7,4362	7,4790	7,5542
v ₀	[m ³ /kg]	0,3860	0,5223	0,7365	1,3857	3,0449	8,1486
x ₀	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9850	0,9444
D _p	[m]	1,3500	1,3800	1,7550	1,7550	1,7550	1,7300
D _s	[m]	1,5310	1,6000	1,8760	1,9430	2,2090	2,6850
u	[m/s]	240,4889	251,3274	294,6814	305,2057	346,9889	421,7588
(u/c _{1iz}) _p	[-]	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800
(u/c _{1iz}) _s	[-]	0,5444	0,5565	0,5131	0,5314	0,6042	0,7450
c _{1iz}	[m/s]	441,7865	451,6039	574,3224	574,3224	574,3224	566,1412
φ	[-]	0,9700	0,9700	0,9700	0,9700	0,9700	0,9700
c ₁	[m/s]	428,5329	438,0558	557,0927	557,0927	557,0927	549,1569
h _{iz}	[kJ/kg]	97,5876	101,9731	164,9231	164,9231	164,9231	160,2579
i _{1iz}	[kJ/kg]	2993,4997	2901,1382	2746,6315	2597,6251	2447,9211	2312,5196
z ₀	[kJ/kg]	5,7674	6,0266	9,7470	9,7470	9,7470	9,4712
i ₁	[kJ/kg]	2999,2671	2907,1648	2756,3784	2607,3720	2457,6680	2321,9909
v ₁	[m ³ /kg]	0,5204	0,7332	1,3750	3,0376	8,0935	23,7809
α ₁	[°]	17,0000	18,0000	13,0000	13,0000	17,0000	20,0000
L _t	[mm]	180,7414	219,4091	120,5012	187,1317	-	-
L _p	[mm]	181,0000	220,0000	121,0000	188,0000	454,0000	955,0000
ε	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
L _p /D _s	[-]	0,1182	0,1375	0,0645	0,0968	0,2055	0,3557
typ lopatky		Z	Z	V	V	Z	Z
η [∞]	[-]	0,9276	0,9231	0,9344	0,9313	0,8944	0,7106
Z _L	[-]	0,0149	0,0122	0,0224	0,0144	0,0057	0,0022
Z _{ROZV}	[-]	0,0070	0,0095	0,0021	0,0047	0,0211	0,0633
Z _{VK}	[-]	0,0041	0,0038	0,0063	0,0047	0,0032	0,0035
Δη _D	[-]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Z _x	[-]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0150	0,0556
η _{tdi}	[-]	0,9017	0,8977	0,9036	0,9076	0,8494	0,5861
h	[kJ/kg]	87,9945	91,5382	149,0249	149,6855	140,0839	93,9261
P _{ST}	[MW]	16,5738	16,7758	8,6815	6,3487	5,9414	3,9837
i ₂	[kJ/kg]	3003,0928	2911,5731	2762,5297	2612,8626	2472,7602	2378,8515
p ₂	[bar]	4,7294	3,0643	1,3737	0,5258	0,1759	0,0536
t ₂	[°C]	269,8445	222,4269	144,3975	82,5756	57,30;79	34,1105
s ₂	[kJ/kgK]	7,3766	7,3978	7,4362	7,4790	7,5542	7,7701
v ₂	[m ³ /kg]	0,5223	0,7365	1,3857	3,0448	8,1491	24,3995
x ₂	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	0,9850	0,9444	0,9239

Tab. 4.2: Parametre prietochnej časti ST-NT dielu (pokračovanie).

4.1.3 Lopatkový plán

Návrh lopatkového kanálu je graficky zobrazený na nasledujúcom obrázku, pričom sú znázornené pätné priemery a dĺžky rozvádzacích lopatiek. Pri návrhu sa prihliadalo na požadované parametre regenerácie, plynulosť tvaru lopatkového kanálu a čo najmenší počet stupňov, z dôvodu zachovania pôvodnej ložiskovej vzdialenosti a z ekonomického hľadiska.



Obr. 4.2: Lopatkový plán.

Prietočná časť ST-NT dielu turbíny teda pozostáva z 13 stupňov, regeneračné odbery boli umiestnené za 4., 7., 8., 9. a 10. stupeň.

4.1.4 Výpočet skutočného výkonu a účinnosti ST-NT dielu

Vnútorný výkon jednotlivých úsekov:

$$P_i = \sum_{i=III}^{VIII} P_{STi} \text{ [kW]} \quad (4.29)$$

Užitočný spád spracovaný v jednotlivých úsekoch:

$$H = \sum_{i=III}^{VIII} h_i \text{ [kJ/kg]} \quad (4.30)$$

Izoentropický spád spracovaný v jednotlivých úsekoch:

$$H_{iz} = i_0 - i_{2,iz} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.31)$$

- entalpia i_0 v tomto prípade predstavuje entalpiu pary na vstupe do daného úseku
- entalpia $i_{2,iz}$ predstavuje izoentropickú entalpiu pary na výstupe z daného úseku

Vnútorná termodynamická účinnosť

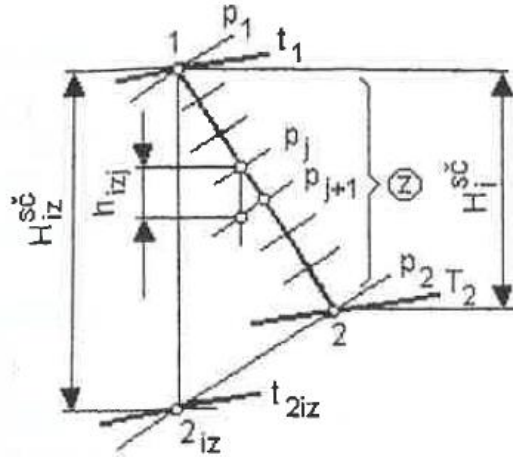
$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (4.32)$$

Teplo vznikajúce zo strát v každom stupni mnohostupňovej turbíny je čiastočne využité v stupni nasledujúcom. Pri uvažovaní strát bude teda v i-s diagrame teplota a entalpia pre

daný stupeň vyššia a keďže s rastúcou entalpiou sa izobary v diagrame od seba vzdľujú, pripadá na ďalší stupeň väčší entalpický spád ako pri izoentropickej expanzii (bez strát). [3]

Pomer navýšenia entalpického spádu k celkovému izoentropickému spádu vyjadruje tzv. súčiniteľ spätného využitia strát - „reheat factor“, ktorý sa stanoví nasledovne

$$r_f = \frac{\sum_{i=1}^z h_{iz,i} - H_{iz}}{H_{iz}} \quad [-] \quad (4.33)$$



Obr. 4.3: Znáznornenie súčiniteľa spätného využitia tepla. [3]

Vypočítané hodnoty výkonu v jednotlivých úsekoch boli následne sčítané, čím sa určil skutočný výkon ST-NT dielu. Vnútna termodynamická účinnosť bola vypočítaná pre jednotlivé úseky a zároveň celý ST-NT diel turbíny. Výsledné hodnoty sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

ÚSEK		III	IV	V	VI	VII	VIII	ST-NT
P	[MW]	55,2355	46,6429	16,5738	16,7758	8,6815	16,2738	160,1833
H	[kJ/kg]	269,7381	239,9580	87,9945	91,5382	149,0249	383,6957	1221,9495
i ₀	[kJ/kg]	3600,7835	3331,0454	3091,1058	3003,0928	2911,5731	2762,5297	3600,7835
i _{2iz}	[kJ/kg]	3302,0981	3066,7667	2993,5189	2901,1220	2746,6348	2276,2445	2226,9895
H _{iz}	[kJ/kg]	298,6854	264,2786	97,5869	101,9708	164,9383	486,2852	1373,7940
η _{tdi}	[%]	90,3084	90,7974	90,1704	89,7690	90,3519	78,9034	88,9500
r _f	[-]	0,0034	0,0038	0	0	0	0,0021	

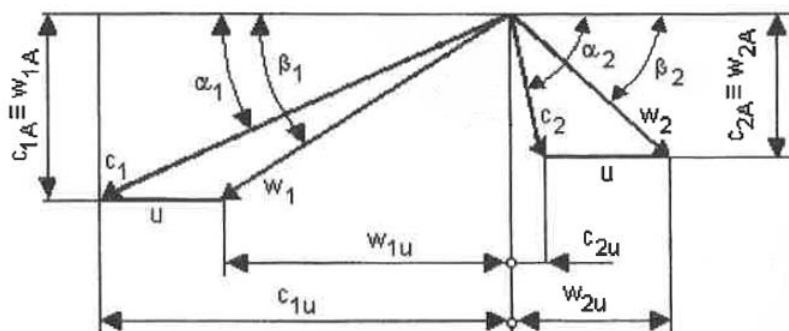
Tab. 4.3: Základné parametre ST-NT dielu.

Vypočítaná hodnota vnútornej termodyn. účinnosti bola následne spätne využitá v tepelnom výpočte, čím došlo k ďalšiemu spresneniu výpočtu.

4.2 Výpočet rýchlostí v rýchlostných trojuholníkoch

Rýchlostné trojuholníky predstavujú detailné grafické znázornenie jednotlivých rýchlostí v lopatkovom kanále. Výpočtom, ktorý predchádza tomuto znázorneniu, budú stanovené veľkosti a smery rýchlostí pary v mieste medzi lopatkovými mrežami a na výstupe z lopatkového stupňa.

Para vstupuje do lopatkového kanála s absolútnou rýchlosťou c_0 a je urýchlená v rozvádzačej lopatkovej mreži na rýchlosť c_1 . Vzhľadom k hodnote veľkosti rýchlosti c_1 je možné rýchlosť c_0 , ktorá je približne zhodná s rýchlosťou pary v prívodnom potrubí, vo výpočte zanedbať. Otáčanie rotoru obvodovou rýchlosťou u spôsobí, že sa rýchlosť c_1 javí voči statickému súradnému systému rotoru ako relatívna. Rýchlosť pary na vstupe do obežnej lopatkovej mreže je preto označovaná ako relatívna rýchlosť w_1 a predstavuje vektorový rozdiel absolútnej rýchlosti c_1 a obvodovej rýchlosti u . Ako už bolo spomenuté, v tejto kapitole bude uvažovaný malý entalpický spád spracovávaný obežnými lopatkami. Z tohto dôvodu dochádza v medzilopatkovom kanále rotoru aj k čiastočnému urýchľovaniu pary. Absolútna rýchlosť pary na výstupe z lopatkového stupňa c_2 je potom daná vektorovým súčtom relatívnej rýchlosti w_2 a obvodovej rýchlosti u . Pomocou stanovených rýchlostí je následne možné goniometrickými funkciami určiť uhly prúdu pary v uvažovaných miestach $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2$ a β_2 .



Obr. 4.4: Rýchlostný trojuholník s označením jednotlivých rýchlostí a uhlov. [3]

Pri návrhu lopatkového kanálu sa kladie dôraz na čo najplynulejší prechod prúdu pary z obežnej lopatkovej mreže do rozvádzačej lopatkovej mreže nasledujúceho stupňa. Z tohto dôvodu je snahou dosiahnuť hodnotu α_2 blízku 90° pre každý stupeň. U zbortených lopatiek budú všetky hodnoty výpočtu uvažované na pätnom priemere. Tento postup predstavuje zjednodušenie, pretože detailný výpočet s uvažovaním premenlivej obvodovej rýchlosti po celej dĺžke lopatky je nad rámec práce.

4.2.1 Prehľad vzorcov použitých pri výpočte

Obvodová rýchlosť:

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \text{ [m/s]} - \text{valcové lopatky} \quad (4.34)$$

$$u = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} \text{ [m/s]} - \text{zbortené lopatky} \quad (4.35)$$

Stupeň reakcie na D_p :

R_p [-]

- hodnota volená na základe doporučenia ako 0,03

Stupeň reakcie na D_s :

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s} \right)^{2(\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p) \quad (4.36)$$

Absolútna rýchlosť na výstupe z rozv. lopatiek:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{iz}} \quad [\text{m/s}] \quad (4.37)$$

- pre zbortené lopatky je uvažovaný stupeň reakcie R_p

Zložky rýchlostí do obvodového smeru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha \quad [\text{m/s}] \quad (4.38)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad [\text{m/s}] \quad (4.39)$$

Zložky rýchlostí do axiálneho smeru:

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha \quad [\text{m/s}] \quad (4.40)$$

$$w_{1a} = c_{1a} \quad [\text{m/s}] \quad (4.41)$$

Relatívna rýchlosť na výstupe z rozv. lopatiek:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} \quad [\text{m/s}] \quad (4.42)$$

Uhol relatívnej rýchlosti w_1 :

$$\beta_1 = \arccos \left(\frac{w_{1u}}{w_1} \right) \quad [^\circ] \quad (4.43)$$

Rýchlostný súčiniteľ ψ pre ob. lopatky:

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \quad [-] \quad (4.44)$$

Uhol relatívnej rýchlosti w_2 :

β_2 [°]

- hodnota volená na základe uhla β_1 daného profilu v kap. 4.4

Relatívna rýchlosť na výstupe z ob. lopatiek:

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_s \cdot h_{iz}} \quad [\text{m/s}] \quad (4.45)$$

- pre zbortené lopatky je opäť uvažovaný stupeň reakcie R_p

Zložky rýchlostí do obvodového smeru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad [\text{m/s}] \quad (4.46)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad [\text{m/s}] \quad (4.47)$$

Zložky rýchlostí do axiálneho smeru:

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \text{ [m/s]} \quad (4.48)$$

$$w_{2a} = c_{2a} \text{ [m/s]} \quad (4.49)$$

Absolútna rýchlosť na výstupe z ob. lopatiek:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} \text{ [m/s]} \quad (4.50)$$

Uhol absolútnej rýchlosti c_2 :

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right) [^\circ] \quad (4.51)$$

4.2.2 Súhrn vypočítaných hodnôt

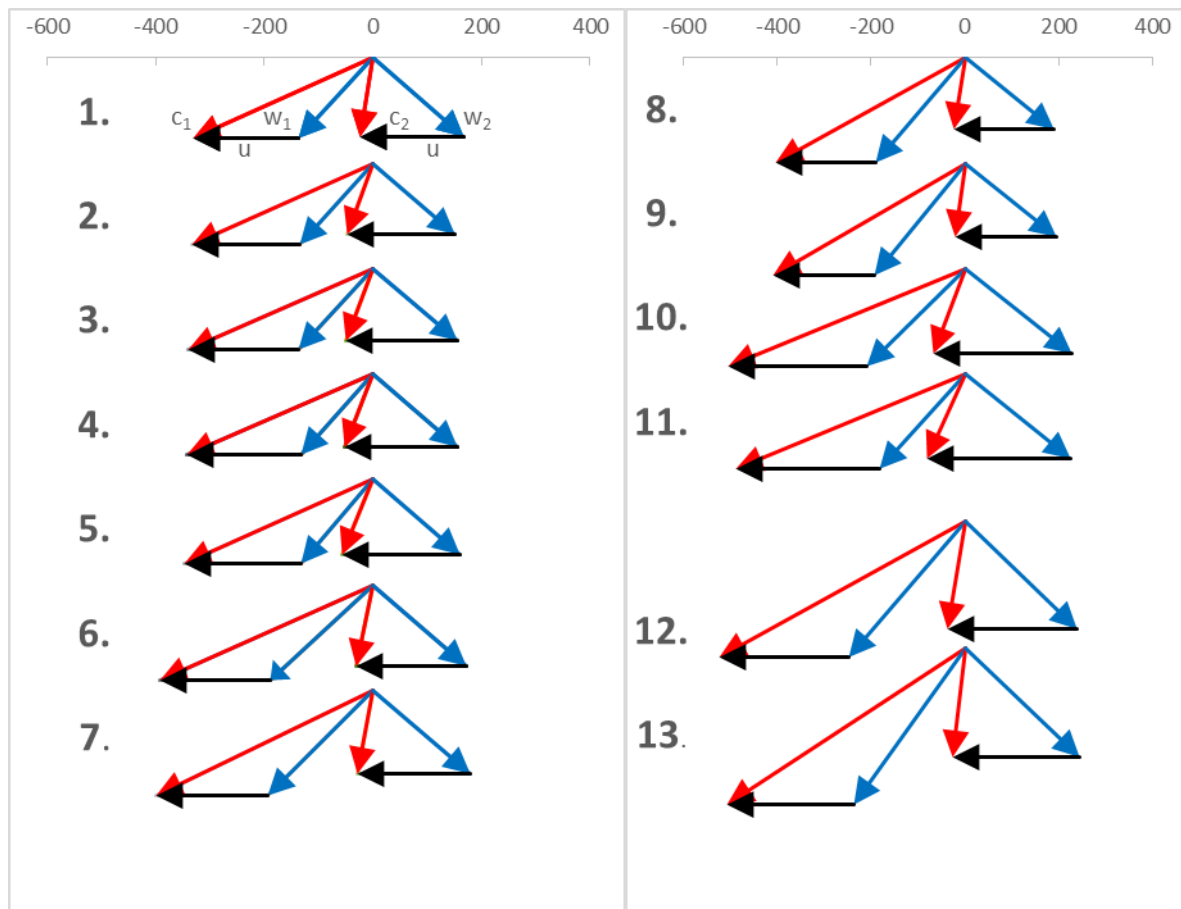
ÚSEK		III				IV		
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7
typ lopatky		V	V	V	V	V	Z	Z
D _p	[m]	1,1500	1,1700	1,2000	1,2200	1,2500	1,2900	1,3200
D _s	[m]	1,2280	1,2590	1,3000	1,3360	1,3790	1,4430	1,4950
u	[m/s]	192,8938	197,7633	204,2035	209,8584	216,6128	202,6327	207,3451
h _{iz}	[kJ/kg]	70,8146	73,2992	77,1063	79,6979	83,6657	89,1059	93,2986
α ₁	[°]	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	14,0000
R _p	[-]	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
R _s	[-]	0,1373	0,1491	0,1593	0,1753	0,1861	0,2060	0,2220
c ₁	[m/s]	339,0587	342,5941	349,2729	351,6891	357,9676	403,2979	412,6769
c _{1u}	[m/s]	330,3687	333,8135	340,3211	342,6753	348,7929	392,9614	400,4186
w _{1u}	[m/s]	137,4749	136,0502	136,1176	132,8169	132,1801	190,3287	193,0735
c _{1a} =w _{1a}	[m/s]	76,2716	77,0669	78,5693	79,1128	80,5252	90,7223	99,8356
w ₁	[m/s]	157,2155	156,3617	157,1659	154,5936	154,7769	210,8448	217,3581
β ₁	[°]	29,0217	29,5298	29,9943	30,7803	31,3501	25,4853	27,3428
ψ	[-]	0,8777	0,8787	0,8795	0,8809	0,8819	0,8711	0,8746
β ₂	[°]	24,0000	24,0000	24,0000	24,0000	24,0000	24,0000	24,0000
w ₂	[m/s]	184,4587	165,2646	169,1309	171,4284	175,3403	189,1167	195,6598
w _{2u}	[m/s]	168,5114	150,9767	154,5088	156,6077	160,1813	172,7667	178,7442
c _{2u}	[m/s]	-24,3824	-46,7865	-49,6947	-53,2507	-56,4315	-29,8661	-28,6010
c _{2a} =w _{2a}	[m/s]	75,0261	67,2192	68,7918	69,7262	71,3173	76,9207	79,5820
c ₂	[m/s]	78,8886	81,8987	84,8638	87,7347	90,9433	82,5153	84,5654
α ₂	[°]	108,0034	124,8390	125,8441	127,3694	128,3536	111,2197	109,7679

Tab. 4.3: Rýchlostné trojuholníky.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII		
STUPEŇ		8	9	10	11	12	13
typ lopatky		Z	Z	V	V	Z	Z
D _p	[m]	1,3500	1,3800	1,7550	1,7550	1,7550	1,7300
D _s	[m]	1,5310	1,6000	1,8760	1,9430	2,2090	2,6850
u	[m/s]	212,0575	216,7699	294,6814	305,2057	275,6748	271,7478
h _{iz}	[kJ/kg]	97,5876	101,9731	164,9231	164,9231	164,9231	160,2579
α ₁	[°]	17,0000	18,0000	13,0000	13,0000	17,0000	20,0000
R _p	[-]	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
R _s	[-]	0,2188	0,2459	0,1389	0,1913	0,3471	0,5327
C ₁	[m/s]	422,0559	431,4350	516,9489	500,9956	548,6727	540,8569
C _{1u}	[m/s]	403,6141	410,3190	503,6995	488,1551	524,6983	508,2392
W _{1u}	[m/s]	191,5566	193,5491	209,0181	182,9494	249,0236	236,4914
C _{1a} =W _{1a}	[m/s]	123,3972	133,3207	116,2882	112,6995	160,4164	184,9839
W ₁	[m/s]	227,8614	235,0227	239,1893	214,8759	296,2198	300,2453
β ₁	[°]	32,7889	34,5599	29,0896	31,6337	32,7889	38,0326
ψ	[-]	0,8845	0,8875	0,8779	0,8824	0,8913	0,8997
β ₂	[°]	24,0000	24,0000	24,0000	24,0000	28,0000	28,0000
W ₂	[m/s]	207,1406	214,2883	248,4882	245,9985	271,3582	277,2418
W _{2u}	[m/s]	189,2323	195,7621	227,0053	224,7308	239,5951	244,7900
C _{2u}	[m/s]	-22,8252	-21,0078	-67,6761	-80,4749	-36,0797	-26,9578
C _{2a} =W _{2a}	[m/s]	84,2517	87,1589	101,0693	100,0566	127,3950	130,1571
C ₂	[m/s]	87,2888	89,6549	121,6349	128,4038	132,4055	132,9195
α ₂	[°]	105,1585	103,5515	123,8063	128,8095	105,8127	101,7015

Tab. 4.4: Rýchlostné trojuholníky (pokračovanie).

4.2.3 Grafické znázornenie rýchlostných trojuholníkov



Obr. 4.5: Rýchlostné trojuholníky stupňov ST-NT dielu.

4.3 Parametre pary za lopatkovými mrežami

Parametre pary za jednotlivými lopatkovými mrežami budú určené na základe energetických strát, ktoré vychádzajú zo stupňov reakcie a rýchlostných súčiniteľov stanovených v predchádzajúcej kapitole.

Izoentropický spád spracovaný v rozv. lopatkovej mreži:

- valcové lopatky: $h_{iz}^{RL} = (1 - R_s) \cdot h_{iz}$ [kJ/kg] (4.52)

- zbortené lopatky: $h_{iz}^{RL} = (1 - R_p) \cdot h_{iz}$ [kJ/kg] (4.53)

Energetické straty v rozv. lopatkovej mreži:

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{RL} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.54)$$

Parametre pary za rozv. lopatkovou mrežou:

iz. entalpia: $i_{1iz}^{RL} = i_0 - h_{iz}^{RL}$ [kJ/kg] (4.55)

entalpia: $i_1^{RL} = i_{1iz}^{RL} + Z^{RL}$ [kJ/kg] (4.56)

$$\text{tlak:} \quad p_1^{RL} = f(i_{1iz}^{RL}; s_0) \text{ [bar]} \quad (4.57)$$

$$\text{teplota:} \quad t_1^{RL} = f(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.58)$$

$$\text{entropia:} \quad s_1^{RL} = f(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \text{ [kJ/kgK]} \quad (4.59)$$

$$\text{merný objem:} \quad v_1^{RL} = f(p_1^{RL}; i_1^{RL}) \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (4.60)$$

Izoentropický spád spracovaný v ob. lopatkovej mreži:

$$\text{- valcové lopatky:} \quad h_{iz}^{OL} = R_s \cdot h_{iz} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.61)$$

$$\text{- zbortené lopatky:} \quad h_{iz}^{OL} = R_p \cdot h_{iz} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.62)$$

Energetické straty v ob. lopatkovej mreži:

$$Z^{OL} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.63)$$

Parametre pary za rozv. lopatkovou mrežou:

$$\text{iz. entalpia:} \quad i_{2iz}^{OL} = i_1^{RL} - h_{iz}^{OL} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.64)$$

$$\text{entalpia:} \quad i_2^{OL} = i_{2iz}^{OL} + Z^{OL} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.65)$$

$$\text{tlak:} \quad p_2^{OL} = f(i_{2iz}^{OL}; s_1^{RL}) \text{ [bar]} \quad (4.66)$$

$$\text{teplota:} \quad t_2^{OL} = f(p_2^{OL}; i_2^{OL}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.67)$$

$$\text{entropia:} \quad s_2^{OL} = f(p_2^{OL}; i_2^{OL}) \text{ [kJ/kgK]} \quad (4.68)$$

$$\text{merný objem:} \quad v_2^{OL} = f(p_2^{OL}; i_2^{OL}) \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (4.69)$$

Výsledné hodnoty sú uvedené v tabuľke:

ÚSEK		III				IV		
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7
h_{iz}	[kJ/kg]	70,8146	73,2992	77,1063	79,6979	83,6657	89,1059	93,2986
R_p	[-]	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
R_s	[-]	0,1373	0,1491	0,1593	0,1753	0,1861	0,2060	0,2220
h_{iz}^{RL}	[kJ/kg]	61,0909	62,3715	64,8271	65,7271	68,0948	86,4328	90,4996
Z^{RL}	[kJ/kg]	3,6105	3,6862	3,8313	3,8845	4,0244	5,1082	5,3485
i_{1iz}^{RL}	[kJ/kg]	3539,6926	3475,2952	3407,2222	3337,0815	3262,9505	3169,1827	3084,6995
i_1^{RL}	[kJ/kg]	3543,3031	3478,9813	3411,0535	3340,9660	3266,9750	3174,2909	3090,0480
p_1^{RL}	[bar]	34,5756	28,3021	22,7342	17,9579	13,8376	9,8054	6,9983
t_1^{RL}	[°C]	540,3072	508,9502	475,6058	440,9387	404,0491	357,4189	314,5904
s_1^{RL}	[kJ/kgK]	7,2803	7,2901	7,3004	7,3113	7,3230	7,3374	7,3523
v_1^{RL}	[m ³ /kg]	0,1062	0,1249	0,1490	0,1801	0,2218	0,2919	0,3816
h_{iz}^{OL}	[kJ/kg]	9,7237	10,9276	12,2792	13,9708	15,5709	2,6732	2,7990
Z^{OL}	[kJ/kg]	2,8372	2,7866	2,7971	2,6765	2,6614	5,3595	5,5515
i_{2iz}^{OL}	[kJ/kg]	3533,5793	3468,0537	3398,7743	3326,9951	3251,4041	3171,6177	3087,2491
i_2^{OL}	[kJ/kg]	3536,4166	3470,8403	3401,5713	3329,6717	3254,0655	3176,9772	3092,8005
p_2^{OL}	[bar]	33,6688	27,4373	21,9220	17,1957	13,1500	9,7144	6,9254
t_2^{OL}	[°C]	536,8802	504,8967	470,8694	435,2786	397,5402	358,6030	315,8242
s_2^{OL}	[kJ/kgK]	7,2838	7,2937	7,3041	7,3151	7,3269	7,3459	7,3617
v_2^{OL}	[m ³ /kg]	0,1086	0,1282	0,1536	0,1866	0,2313	0,2952	0,3865

Tab. 4.5: Parametre pary za lopatkovými radami.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII		
STUPEŇ		8	9	10	11	12	13
h_{iz}	[kJ/kg]	97,5876	101,9731	164,9231	164,9231	164,9231	160,2579
R_p	[-]	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
R_s	[-]	0,2188	0,2459	0,1389	0,1913	0,3471	0,5327
h_{iz}^{RL}	[kJ/kg]	94,6600	98,9139	142,0109	133,3811	159,9754	155,4502
Z^{RL}	[kJ/kg]	5,5944	5,8458	8,3928	7,8828	9,4545	9,1871
i_{1iz}^{RL}	[kJ/kg]	2996,4458	2904,1789	2769,5621	2629,1486	2452,8872	2317,3101
i_1^{RL}	[kJ/kg]	3002,0402	2910,0247	2777,9550	2637,0314	2462,3418	2326,4972
p_1^{RL}	[bar]	4,7863	3,1064	1,5505	0,6397	0,1821	0,0556
t_1^{RL}	[°C]	269,4179	221,7532	152,6860	87,5780	58,0503	34,7903
s_1^{RL}	[kJ/kgK]	7,3692	7,3884	7,4176	7,4580	7,5076	7,5840
v_1^{RL}	[m ³ /kg]	0,5156	0,7254	1,2515	2,5521	7,8445	22,9804
h_{iz}^{OL}	[kJ/kg]	2,9276	3,0592	22,9122	31,5420	4,9477	4,8077
Z^{OL}	[kJ/kg]	5,6519	5,8630	6,5611	5,1090	9,0206	8,5880
i_{2iz}^{OL}	[kJ/kg]	2999,1126	2906,9656	2755,0428	2605,4894	2457,3941	2321,6894
i_2^{OL}	[kJ/kg]	3004,7645	2912,8285	2761,6038	2610,5984	2466,4147	2330,2774
p_2^{OL}	[bar]	4,7298	3,0644	1,3754	0,5261	0,1759	0,0536
t_2^{OL}	[°C]	270,6551	223,0423	143,9464	82,5909	57,3127	34,1118
s_2^{OL}	[kJ/kgK]	7,3796	7,4003	7,4334	7,4724	7,5349	7,6120
v_2^{OL}	[m ³ /kg]	0,5231	0,7375	1,3823	3,0400	8,1242	23,8677

Tab. 4.6: Parametre pary za lopatkovými radami (pokračovanie).

Mierna odchýlka hodnôt parametrov pary oproti hodnotám stanoveným v kap. 4.1 vznikla z dôvodu odlišnej metodiky výpočtu, na presnosť výpočtu však vplyv nemá.

4.4 Voľba profilov lopatiek

Profily lopatiek sú volené na základe katalógu normalizovaných profilov rozvádzačích a obežných lopatiek z prílohy č. 1. Jednotlivé profily sú zoradené podľa charakteristík, ktoré sú smerodajné pri výbere vhodného profilu. Jedná sa hlavne o hodnoty vstupného a výstupného uhlu prúdu pary, ktoré boli určené v predchádzajúcej kapitole, a o optimálny rozsah Machových čísel, pre ktoré sú profily projektované. Pri nevhodnom návrhu by z tohto hľadiska mohlo dochádzať k odklonu prúdu pary na výstupe z lopatkovej mreži. Podľa veľkosti Machového čísla sa profily rozdeľujú do štyroch skupín [1]:

typ: A	$0,7 < Ma < 0,9$	(podzvukové prúdenie)
B	$0,9 < Ma < 1,15$	(transonické prúdenie)
C	$1,1 < Ma < 1,3$	(nadzvukové prúdenie)
D	$Ma > 1,3 - 1,5$	(rozširujúce sa, Lavalové dýzy)

Pri výpočte charakteristík lopatkovania bude pre valcové lopatky uvažovaný stredný priemer D_s , pretože nedochádza k zmene profilu po dĺžke lopatky. Pre zbortené lopatky bude zavedený predpoklad, že lopatka má daný katalógový profil na päte, tým pádom bude pri výpočte opäť uvažovaný pätný priemer D_p . Posledné dva stupne lopatkovania sú optimalizované spoločnosťou DŠP ako modulové stupne M5, nie sú preto do výpočtu zahrnuté.

4.4.1 Výpočet Machového čísla

Rýchlosť zvuku:

$$\text{- prehriata para: } a = f(p; i) \text{ [m/s]} \quad (4.70)$$

$$\text{- mokrá para: } a = a_0 + x \cdot (a_1 - a_0) \text{ [m/s]}, \quad (4.71)$$

$$\text{kde } a_0 = f(p; x=0) \text{ [m/s];} \quad (4.72)$$

$$a_1 = f(p; x=1) \text{ [m/s];} \quad (4.73)$$

$$x = f(p; i) \text{ [-]} \quad (4.74)$$

- *uvažované hodnoty tlaku a entalpie za rozvádzačou a obežnou lopatkovou mrežou budú upresnené v nasledujúcej kapitole; výpočet má teda iteračný charakter*

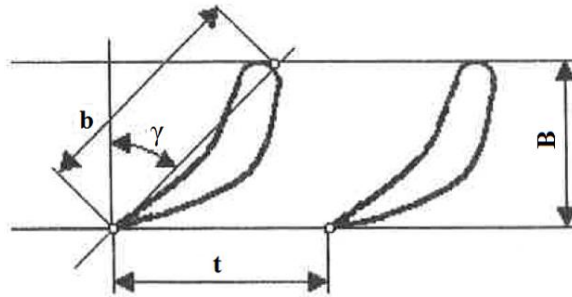
Machové číslo:

$$\text{- rozv. lopatky: } Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} \text{ [-]} \quad (4.75)$$

$$\text{- ob. lopatky: } Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} \text{ [-]} \quad (4.76)$$

4.4.2 Určenie charakteristík lopatkovania

V tejto podkapitole budú charakteristiky rozvádzacej lopatkovej mreže označené indexom r , charakteristiky obežnej lopatkovej mreže indexom o .



Obr. 4.6: Označenie rozmerov charakterizujúcich profil lopatky. [3]

Dĺžka tetivy profilu:

b_r [cm]

b_o [cm]

Plocha profilu na pätnom priemere:

S_0 [cm²]

Ohybový prierezový modul:

W_{0min} [cm³]

Uhol nastavenia profilu v lopatkovej mreži:

$$\gamma_r = \arccos\left(\frac{B_r}{b_r}\right) [^\circ] \quad (4.77)$$

$$\gamma_o = \arccos\left(\frac{B_o}{b_o}\right) [^\circ] \quad (4.78)$$

- hodnota B predstavuje šírku lopatky (2,5 cm); v ďalšej kapitole dôjde k prepočtu jednotlivých charakteristík podľa skutočných širok lopatiek

Optimálna pomerná rozteč lopatiek:

t_{opt} [-]

- hodnota volená na základe daného rozsahu

Rozstup lopatiek:

$$t_r = t_{opt} \cdot b_r \text{ [mm]} \quad (4.79)$$

$$t_o = t_{opt} \cdot b_o \text{ [mm]} \quad (4.80)$$

Počet lopatiek:

$$z_r = \frac{\pi \cdot D_s}{t_r} [-] \quad (4.81)$$

$$z_o = \frac{\pi \cdot D_s}{t_o} [-] \quad (4.82)$$

- hodnota počtu lopatiek sa následne zaokrúhľuje a to nasledovne: počet rozv. lopatiek na nepárne číslo; počet ob. lopatiek na párne číslo. Tento rozdiel v počte lopatiek prispieva k znižovaniu vibrácií.

Skutočný rozstup lopatiek:

$$t_{r,skut} = \frac{\pi \cdot D_s}{z_{r,zaokr}} [-] \quad (4.83)$$

$$t_{o,skut} = \frac{\pi \cdot D_s}{z_{o,zaokr}} [-] \quad (4.84)$$

Výsledné hodnoty sú uvedené v tabuľke:

ÚSEK		III				IV		
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7
x ₁	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
i ₁	[kJ/kg]	3543,3031	3478,9813	3411,0535	3340,9660	3267,0579	3174,2724	3090,0665
p ₁	[bar]	34,5756	28,3021	22,7342	17,9579	13,8416	9,8053	6,9984
c ₁	[m/s]	339,0587	342,5941	349,2729	351,6891	357,9676	403,2979	412,6769
a ₁	[m/s]	683,7417	671,5397	658,2586	644,0791	628,5420	608,0809	588,4802
Ma ₁	[-]	0,4959	0,5102	0,5306	0,5460	0,5695	0,6632	0,7013
α ₁	[°]	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	14,0000
profil		S-90-15A						
α ₁	[°]	13 až 14						
α ₀	[°]	70 až 120						
t _{opt}	[-]	0,70 až 0,85						
Ma _{opt}	[-]	do 0,85						
b _r	[cm]	5,1500						
S ₀	[cm ²]	3,3000						
J _{0 min}	[cm ⁴]	0,3600						
W _{0 min}	[cm ³]	0,4500						
B _r	[cm]	2,5000						
γ _r	[°]	60,9589						
t _{opt}	[-]	0,8000						
t _r	[mm]	41,2000						
z _r	[-]	93,6378	96,0016	99,1279	101,8730	105,1519	98,3654	100,6530
z _{r_zaokr}	[-]	95,0000	97,0000	101,0000	103,0000	107,0000	99,0000	101,0000
t _{r_skut}	[mm]	40,6092	40,7759	40,4363	40,7492	40,4884	40,9359	41,0584

Tab. 4.7: Profily rozvádzacích lopatiek.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII		
STUPEŇ		8	9	10	11	12	13
x_1	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	0,9919	0,9394	0,9017
i_1	[kJ/kg]	3002,0217	2910,0432	2777,9365	2637,0499	2462,3233	2326,5145
p_1	[bar]	4,7862	3,1065	1,5504	0,6397	0,1821	0,0556
c_1	[m/s]	422,0559	431,4350	516,9489	500,9956	548,6727	540,8569
a_1	[m/s]	566,7951	542,6631	504,8753	474,4760	515,1686	540,2174
Ma_1	[-]	0,7446	0,7950	1,0239	1,0559	1,0650	1,0012
α_1	[°]	17,0000	18,0000	13,0000	13,0000	17,0000	20,0000
profil		S-90-18A		S-90-15B		M5	M5
α_1	[°]	16 až 20		13 až 17		-	-
α_0	[°]	70 až 120		70 až 120		-	-
t_{opt}	[-]	0,7 až 0,8		0,7 až 0,85		-	-
Ma_{opt}	[-]	do 0,9		0,85 až 1,15		-	-
b_r	[cm]	4,7100		5,2000		-	-
S_0	[cm ²]	2,7200		3,2100		-	-
$J_{0\ min}$	[cm ⁴]	0,2430		0,3260		-	-
$W_{0\ min}$	[cm ³]	0,3330		0,4130		-	-
B_r	[cm]	2,5000		2,5000		-	-
γ_r	[°]	57,9415		61,2643		-	-
t_{opt}	[-]	0,8000		0,8000		-	-
t_r	[mm]	37,6800		41,6000		-	-
z_r	[-]	112,5571	115,0583	141,6737	146,7335	-	-
z_{r_zaokr}	[-]	113,0000	117,0000	143,0000	147,0000	-	-
t_{r_skut}	[mm]	37,5323	37,0547	41,2142	41,5246	-	-

Tab. 4.8: Profily rozvádzacích lopatiek (pokračovanie).

ÚSEK		III				IV		
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7
x_2	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
i_2	[kJ/kg]	3536,4166	3470,8403	3401,5713	3329,6717	3254,0460	3176,9588	3092,8190
p_2	[bar]	33,6688	27,4373	21,9220	17,1957	13,1500	9,7144	6,9255
w_2	[m/s]	184,4587	165,2646	169,1309	171,4284	175,3403	189,1167	195,6598
a_2	[m/s]	682,4571	669,9763	656,3758	641,7505	625,7443	608,7116	589,1608
Ma_2	[-]	0,2703	0,2467	0,2577	0,2671	0,2802	0,3107	0,3321
β_1	[°]	29,0217	29,5298	29,9943	30,7803	31,3501	25,4853	27,3428
profil		R-30-21A						
β_2	[°]	19 až 24						
β_1	[°]	25 až 40						
t_{opt}	[-]	0,58 až 0,68						
Ma_{opt}	[-]	do 0,9						
b_o	[cm]	2,5600						
S_o	[cm ²]	1,8500						
$J_{0\ min}$	[cm ⁴]	0,2050						
$W_{0\ min}$	[cm ³]	0,2340						
B_o	[cm]	2,5000						
γ_o	[°]	12,4293						
t_{opt}	[-]	0,6500						
t_r	[mm]	16,6400						
z_o	[-]	231,8435	237,6962	245,4369	252,2336	260,3519	243,5489	249,2129
z_{o_zaokr}	[-]	232,0000	238,0000	246,0000	254,0000	262,0000	244,0000	250,0000
t_{r_skut}	[mm]	16,6288	16,6188	16,6019	16,5243	16,5353	16,6092	16,5876

Tab. 4.9: Profily obežných lopatiek.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII		
STUPEŇ		8	9	10	11	12	13
x_2	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	0,9850	0,9444	0,9239
i_2	[kJ/kg]	3004,7460	2912,8470	2761,5854	2610,6169	2466,3963	2330,2947
p_2	[bar]	4,7297	3,0645	1,3754	0,5262	0,1759	0,0536
w_2	[m/s]	207,1406	214,2883	248,4882	245,9985	271,3582	277,2418
a_2	[m/s]	567,5090	543,4462	499,9197	479,2538	509,1755	515,5366
Ma_2	[-]	0,3650	0,3943	0,4971	0,5133	0,5329	0,5378
β_1	[°]	32,7889	34,5599	29,0896	31,6337	32,7889	38,0326
profil		R-30-21A				M5	M5
β_2	[°]	19 až 24				-	-
β_1	[°]	25 až 40				-	-
t_{opt}	[-]	0,58 až 0,68				-	-
Ma_{opt}	[-]	do 0,9				-	-
b_o	[cm]	2,5600				-	-
S_o	[cm ²]	1,8500				-	-
$J_{0 \min}$	[cm ⁴]	0,2050				-	-
$W_{0 \min}$	[cm ³]	0,2340				-	-
B_o	[cm]	2,5000				-	-
γ_o	[°]	12,4293				-	-
t_{opt}	[-]	0,6500				-	-
t_r	[mm]	16,6400				-	-
z_o	[-]	254,8768	260,5407	354,1844	366,8338	-	-
z_{o_zaokr}	[-]	256,0000	262,0000	356,0000	368,0000	-	-
t_{r_skut}	[mm]	16,5670	16,5473	16,5551	16,5873	-	-

Tab. 4.10: Profily obežných lopatiek (pokračovanie).

Profil S-90-15B bol volený z dôvodu dosiahnutia transonického prúdenia v 10. a 11. stupni. Z pevnostného hľadiska bol pre 8. a 9. stupeň vhodnejší profil S-90-18A. Tento profil je charakteristický vyššou optimálnou hodnotou uhlu α_1 , čím je možné dosiahnuť menšie dĺžky lopatiek a tým pádom menšie hodnoty namáhania v pevnostnom výpočte.

4.5 Dĺžky lopatiek

V kapitole 4.1 boli dĺžky rozvádzacích lopatiek už určené. Tieto hodnoty predstavujú dĺžky výstupnej hrany rozv. lopatky. Z dôvodu plynulosti prúdenia pary prietochným kanálom budú dĺžky vstupnej hrany rozvádzacích lopatiek na výkrese mierne upravené. Uvedená dĺžka rozvádzacej lopatky je teda kótovaná na výstupnej hrane lopatky.

Dĺžky obežných lopatiek sú oproti dĺžkam rozvádzacích lopatiek zväčšené o presah lopatiek Δ . Hodnoty presahu sú volené zvlášť pre každý lopatkový stupeň na základe doporučení spoločnosti DŠP.

$$L^{OL} = L^{RL} + \Delta \quad (4.85)$$

Délky vstupnej a výstupnej hrany obežnej lopatky sú zhodné, no v prípade potreby môžu byť tak ako vstupné hrany rozvádzačích lopatiek na výkrese mierne upravené. Uvedená dĺžka obežnej lopatky je potom kótovaná v ose lopatky.

ÚSEK		III				IV		
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7
L _{RL}	[mm]	78,0000	89,0000	100,0000	116,0000	130,0000	153,0000	175,0000
ΔL	[mm]	2,0000	2,0000	3,0000	3,0000	4,0000	5,0000	6,0000
L _{OL}	[mm]	80,0000	91,0000	103,0000	119,0000	134,0000	158,0000	181,0000

Tab. 4.11: Dĺžky rozvádzačích a obežných lopatiek.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII		
STUPEŇ		8	9	10	11	12	13
L _{RL}	[mm]	181,0000	220,0000	121,0000	188,0000	454,0000	955,0000
ΔL	[mm]	9,0000	11,0000	3,0000	9,0000	-	-
L _{OL}	[mm]	190,0000	231,0000	124,0000	197,0000	536,0000	1060,0000

Tab. 4.12: Dĺžky rozvádzačích a obežných lopatiek (pokračovanie).

5 Pevnostný výpočet

V prvej fáze pevnostného výpočtu prebehne kontrola namáhania obežných lopatiek a ich závesov, v ďalšej časti bude kontrolované namáhanie rozvádzačích kôl a rozvádzačích lopatiek. Nevyhovujúce výsledné hodnoty namáhania vo výpočte môžu mať za následok úpravu návrhu prietochného kanálu z kap. 4.1. Výpočet vychádza z [1] a z podkladov poskytnutých spoločnosťou DŠP.

Posledné dva modulové stupne dodané spoločnosťou DŠP nebudú do výpočtu zahrnuté z dôvodu bližšie nešpecifikovaných parametrov.

5.1 Namáhanie obežných lopatiek

Obežné lopatky sú namáhané ohybom od obvodovej sily odpovedajúcej výkonu stupňa pripadajúceho na jednu lopatku a ťahom od odstredivej sily hmoty, ktorá sa nachádza nad kontrolovaným prierezom profilu [1]. Pri kontrole namáhania budú uvažované charakteristiky profilu volené v predchádzajúcej kapitole, odpovedajúce šírke profilu 25 mm. V prípade hodnôt namáhania väčších ako hodnoty dovolené, dôjde k úprave jednotlivých širok profilu a k prepočtu charakteristík na skutočné hodnoty, označené apostrofom, podľa nasledujúcich vzorcov.

Dĺžka tetivy profilu:

$$b'_o = b_o \cdot \frac{B'_o}{B_o} \text{ [mm]} \quad (5.1)$$

Plocha profilu na pätnom priemere:

$$S'_o = S_o \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o} \right)^2 \text{ [cm}^2\text{]} \quad (5.2)$$

Ohybový prierezový modul:

$$W'_{0\min} = W_{0\min} \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o} \right)^3 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (5.3)$$

Skutočný rozstup a počet lopatiek sú určené analogicky ako v kap. 4.4.2.

5.1.1 Namáhanie ohybom

Krútiaci moment na celý stupeň:

$$M_{k,c} = \frac{P_{ST}}{\omega} = \frac{P_{ST}}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ [Nm]} \quad (5.4)$$

60

Obvodová síla na celý stupeň:

$$F_{u,c} = \frac{2 \cdot M_{k,c}}{D_s} \text{ [N]} \quad (5.5)$$

- u zbortených lopatiek je opäť uvažovaný priemer D_p

Obvodová síla na jednu lopatku:

$$F_{u,lop} = \frac{F_{u,c}}{z_{o,zaokr}} \text{ [N]} \quad (5.6)$$

Polomer lopatky:

$$R_{OL} = \frac{L_{OL}}{2} \text{ [mm]} \quad (5.7)$$

Ohybový moment na lopatku:

$$M_{o,lop} = F_{u,lop} \cdot R_{OL} \text{ [Nm]} \quad (5.8)$$

Napätie v ohybe:

$$\sigma_o = \frac{M_{o,lop}}{W_{0min}} \text{ [MPa]} \quad (5.9)$$

Hodnoty dovoleného napätia v ohybe pre jednotlivé stupne sú volené podľa doporučenia spoločnosti DŠP nasledovne:

$\sigma_{o,dov} = 20 \text{ [MPa]}$ - radové stupne

$\sigma_{o,dov} = 16 \text{ [MPa]}$ - stupeň prvý, posledný a stupeň pred odberom

Výsledné hodnoty sú uvedené v tabuľke:

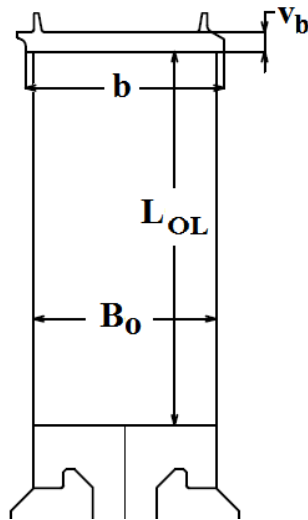
ÚSEK		III				IV
STUPEŇ		1	2	3	4	5
profil		R-30-21A				
typ lopatky		V	V	V	V	V
D_p	[m]	1,1500	1,1700	1,2000	1,2200	1,2500
D_s	[m]	1,2280	1,2590	1,3000	1,3360	1,3790
P_{st}	[kW]	12924,6991	13436,7727	14178,7161	14695,2685	14665,5936
B_o	[mm]	25,0000				
b_o	[mm]	25,6000				
t_{opt}	[-]	0,6000				
S_o	[cm ²]	1,8500				
Z_o_{zaokr}	[-]	232,0000	238,0000	246,0000	254,0000	262,0000
ω	[s ⁻¹]	314,1593				
$W_{0\ min}$	[cm ³]	0,2340				
$M_{k,c}$	[Nm]	41140,5951	42770,5759	45132,2552	46776,4923	46682,0342
$F_{u,c}$	[N]	67004,2266	67943,7266	69434,2388	70024,6891	67704,1830
$F_{u,lop}$	[N]	288,8113	285,4778	282,2530	275,6878	258,4129
R_{OL}	[mm]	40,0000	45,5000	51,5000	59,5000	67,0000
$M_{o,lop}$	[Nm]	11,5525	12,9892	14,5360	16,4034	17,3137
σ_o	[MPa]	49,3695	55,5096	62,1198	70,1001	73,9900
$\sigma_{o,dov}$	[MPa]	16,0000	20,0000	20,0000	16,0000	20,0000
B'_o	[mm]	45,0000	45,0000	45,0000	55,0000	50,0000
b'_o	[mm]	46,0800	46,0800	46,0800	56,3200	51,2000
t'_o	[mm]	27,6480	27,6480	27,6480	33,7920	30,7200
z'	[-]	140,0000	144,0000	148,0000	126,0000	142,0000
S'_o	[cm ²]	5,9940	5,9940	5,9940	8,9540	7,4000
$W'_{o\ min}$	[cm ³]	1,3647	1,3647	1,3647	2,4916	1,8720
$M'_{k,c}$	[Nm]	41140,5951	42770,5759	45132,2552	46776,4923	46682,0342
$F'_{u,c}$	[N]	67004,2266	67943,7266	69434,2388	70024,6891	67704,1830
$F'_{u,lop}$	[N]	478,6016	471,8314	469,1503	555,7515	476,7900
$M'_{o,lop}$	[Nm]	19,1441	21,4683	24,1612	33,0672	31,9449
σ'_o	[MPa]	14,0282	15,7313	17,7046	13,2713	17,0646
$\sigma'_{o,dov}$	[MPa]	16,0000	20,0000	20,0000	16,0000	20,0000

Tab. 5.1: Namáhanie obežných lopatiek na ohyb.

ÚSEK		IV		V	VI	VII	VIII
STUPEŇ		6	7	8	9	10	11
profil		R-30-21A					
typ lopatky		Z	Z	Z	Z	V	V
D _p	[m]	1,2900	1,3200	1,3500	1,3800	1,7550	1,7550
D _s	[m]	1,4430	1,4950	1,5310	1,6000	1,8760	1,9430
P _{st}	[kW]	15627,6834	16349,5953	16573,8270	16775,8215	8681,4788	6348,6594
B _o	[mm]	25,0000					
b _o	[mm]	25,6000					
t _{opt}	[-]	0,6000					
S _o	[cm ²]	1,8500					
Z _{o_zaokr}	[-]	244,0000	250,0000	256,0000	262,0000	356,0000	368,0000
ω	[s ⁻¹]	314,1593					
W _{o min}	[cm ³]	0,2340					
M _{k,c}	[Nm]	49744,4611	52042,3783	52756,1298	53399,0984	27634,0052	20208,4106
F _{u,c}	[N]	77123,1956	78852,0883	78157,2293	77389,9977	29460,5599	20801,2462
F _{u,lop}	[N]	316,0787	315,4084	305,3017	295,3817	82,7544	56,5251
R _{oL}	[mm]	79,0000	90,5000	95,0000	115,5000	62,0000	98,5000
M _{o,lop}	[Nm]	24,9702	28,5445	29,0037	34,1166	5,1308	5,5677
σ _o	[MPa]	106,7103	121,9849	123,9473	145,7974	21,9264	23,7937
σ _{o,dov}	[MPa]	20,0000	16,0000	16,0000	16,0000	16,0000	20,0000
B' _o	[mm]	60,0000	70,0000	70,0000	75,0000	30,0000	40,0000
b' _o	[mm]	61,4400	71,6800	71,6800	76,8000	30,7200	40,9600
t' _o	[mm]	36,8640	43,0080	43,0080	46,0800	18,4320	24,5760
z'	[-]	110,0000	98,0000	100,0000	96,0000	320,0000	250,0000
S' _o	[cm ²]	10,6560	14,5040	14,5040	16,6500	2,6640	4,7360
W' _{o min}	[cm ³]	3,2348	5,1368	5,1368	6,3180	0,4044	0,9585
M' _{k,c}	[Nm]	49744,4611	52042,3783	52756,1298	53399,0984	27634,0052	20208,4106
F' _{u,c}	[N]	77123,1956	78852,0883	78157,2293	77389,9977	29460,5599	20801,2462
F' _{u,lop}	[N]	701,1200	804,6131	781,5723	806,1458	92,0642	83,2050
M' _{o,lop}	[Nm]	55,3885	72,8175	74,2494	93,1098	5,7080	8,1957
σ' _o	[MPa]	17,1226	14,1757	14,4545	14,7372	14,1164	8,5509
σ' _{o,dov}	[MPa]	20,0000	16,0000	16,0000	16,0000	16,0000	20,0000

Tab. 5.2: Namáhanie obežných lopatiek na ohyb (pokračovanie).

5.1.2 Namáhanie ťahom a celkové napätie



Obr. 5.1: Znáznornenie obežnej lopatky a bandáže.

Hmotnosť lopatky:

$$m_{lop} = \rho \cdot S_0 \cdot L_{OL} \text{ [kg]} \quad (5.10)$$

- uvažovaná hustota materiálu lopatky je 7850 kg/m^3 (ocel')

Odstredivá sila na lopatku:

$$O_{lop} = m_{lop} \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 \text{ [N]} \quad (5.11)$$

$$\omega' = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot 1,1}{60} \text{ [s}^{-1}] \quad (5.12)$$

- uhlová rýchlosť je z bezpečnostného hľadiska navýšená o 10 %
- v tomto prípade je priemer D_s uvažovaný aj u zbortených lopatiek

Šírka bandáže:

$$b = B_0 \text{ [mm]} \quad (5.13)$$

Výška bandáže:

v_b [mm]

- výška bandáže je na základe doporučenía volená približne ako desatina šírky bandáže

Stredný priemer bandáže:

$$D_b = D_s + L_{OL} + v_b \text{ [m]} \quad (5.14)$$

Hmotnosť bandáže:

$$m_b = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_b}{z_{o,zaokr}} \cdot b \right) \cdot v_b \text{ [kg]} \quad (5.15)$$

- v praxi je medzi šírkou bandáže a šírkou ob. lopatky mierny rozdiel (znázornený na výkrese); nárast hmotnosti vyplývajúci z väčšej šírky bandáže je však v rámci výpočtu zanedbateľný

Odstredivá sila na bandáž:

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (5.16)$$

Celková odstredivá sila na lopatku:

$$O_{(lop+b)} = O_{lop} + O_b \text{ [N]} \quad (5.17)$$

Napätie v ťahu:

$$\sigma_t = \frac{O_{(lop+b)}}{S_0} \cdot \frac{1}{k} \text{ [MPa]} \quad (5.18)$$

- z dôvodu premenlivého tvaru profilu po dĺžke je pre zbortené lopatky zavedený súčiniteľ odľahčenia k , určený z prílohy č. 3. Pre valcové lopatky platí hodnota $k = 1$

Celkové napätie:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t \text{ [MPa]} \quad (5.19)$$

Hodnoty celkového napätia jednotlivých stupňov nesmú presiahnuť hodnoty napätia dovoľeného, určené z katalógu v prílohe č. 2 na základe zvoleného materiálu a povrchovej teploty ob. lopatky. Približnú hodnotu povrchovej teploty ob. lopatky je možné vypočítať nasledovne

$$t_p^{OL} = t_1^{RL} - 50 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5.20)$$

- teplota pary za rozv. lopatkovou mrežou bola stanovená v kap. 4.3

Výsledné hodnoty sú uvedené v tabuľke:

ÚSEK		III				IV
STUPEŇ		1	2	3	4	5
profil		R-30-21A				
typ lopatky		V	V	V	V	V
D _p	[m]	1,1500	1,1700	1,2000	1,2200	1,2500
D _s	[m]	1,2280	1,2590	1,3000	1,3360	1,3790
ρ _{ocel}	[kg/m ³]	7850,0000				
ω'	[s ⁻¹]	345,5752				
m _{lop}	[kg]	0,3764	0,4282	0,4846	0,8364	0,7784
O _{lop}	[N]	27601,3211	32189,0855	37620,2860	66726,0300	64095,2080
b	[mm]	45,0000	45,0000	45,0000	55,0000	50,0000
v _b	[mm]	5,0000	5,0000	5,0000	6,0000	5,0000
D _b	[m]	1,3130	1,3550	1,4080	1,4610	1,5180
m _b	[kg]	0,0520	0,0522	0,0528	0,0944	0,0659
O _b	[N]	4079,9852	4224,4801	4438,1376	8232,2486	5974,0638
O _(lop+b)	[N]	31681,3062	36413,5655	42058,4235	74958,2786	70069,2718
k	[-]	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
σ _t	[MPa]	52,8550	60,7500	70,1675	83,7149	94,6882
t _p ^{OL}	[°C]	490,3072	458,9502	425,6058	390,9387	354,0491
σ _c	[MPa]	80,9114	92,2126	105,5767	110,2575	128,8174
σ _{dov}	[MPa]	142,0000	167,0000	167,0000	181,0000	186,0000
materiál		PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7

Tab. 5.3: Namáhanie obežných lopatiek na ťah a celkové napätie.

ÚSEK		IV		V	VI	VII	VIII
STUPEŇ		6	7	8	9	10	11
profil		R-30-21A					
typ lopatky		Z	Z	Z	Z	V	V
D _p	[m]	1,2900	1,3200	1,3500	1,3800	1,7550	1,7550
D _s	[m]	1,4430	1,4950	1,5310	1,6000	1,8760	1,9430
ρ _{ocel}	[kg/m ³]	7850,0000					
ω'	[s ⁻¹]	345,5752					
m _{lop}	[kg]	1,3217	2,0608	2,1633	3,0192	0,2593	0,7324
O _{lop}	[N]	113878,6753	183963,7845	197761,3233	288450,2882	29047,8181	84971,9329
b	[mm]	60,0000	70,0000	70,0000	75,0000	30,0000	40,0000
v _b	[mm]	6,0000	7,0000	7,0000	8,0000	3,0000	4,0000
D _b	[m]	1,6070	1,6830	1,7280	1,8390	2,0030	2,1440
m _b	[kg]	0,1297	0,2075	0,2088	0,2835	0,0139	0,0338
O _b	[N]	12445,6109	20855,1293	21545,5808	31125,6282	1661,6099	4332,1570
O _(lop+b)	[N]	126324,2862	204818,9138	219306,9041	319575,9164	30709,4280	89304,0898
k	[-]	1,2000	1,3000	1,4500	1,7000	1,0000	1,0000
σ _t	[MPa]	98,7896	108,6273	104,2789	112,9044	115,2756	188,5644
t _p ^{OL}	[°C]	307,4189	264,5904	219,4179	171,7532	102,6860	37,5780
σ _c	[MPa]	133,0348	136,9788	133,1879	142,3789	143,5084	205,6661
σ _{dov}	[MPa]	191,0000	255,0000	255,0000	262,0000	260,0000	294,0000
materiál		PAK 2MV.7	X12CrNiMo12	X12CrNiMo12	X12CrNiMo12	P-AK 1 TD	X12CrNiMo12

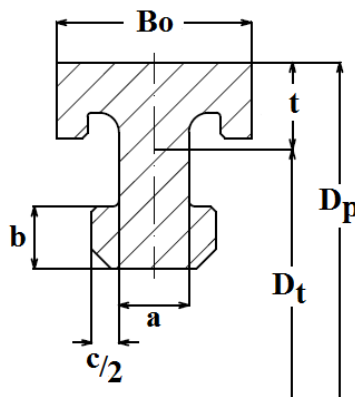
Tab. 5.4: Namáhanie obežných lopatiek na ťah a celkové napätie (pokračovanie).

V prípade stupňov 7, 8, 9 a 11 bol z dôvodu vysokého zaťaženia použitý špeciálny materiál X12CrNiMo12 dodaný spoločnosťou DŠP.

5.2 Namáhanie závesov obežných lopatiek

Závesy obežných lopatiek sú rozdelené na tri typy: závesy typu „T“, rozvidlené závesy a stromčekové závesy. Pri výpočte namáhania sa vychádzalo zo závesov typu „T“, no u viac namáhaných stupňov bolo nutné tieto závesy nahradiť závesmi rozvidlenými, ktoré vykazujú menšie hodnoty namáhania. Na doporučenie spoločnosti DŠP je rozvidlený záves použitý na prvom stupni a bližšie nešpecifikované stromčekové závesy použité na 12. a 13. modulovom stupni (znázornené na výkrese).

5.2.1 Závesy typu „T“



Obr. 5.2: Záves typu „T“.

Ťažiskový priemer závesu:

$$D_t = D_p - 2 \cdot t \text{ [m]}$$

(5.21)

- hodnota t určuje vzdialenosť ťažiska závesu od päty (pätného priemeru) lopatky; je vyčítaná z výkresu daného závesu dodaného spoločnosťou DŠP

Ťažiskový rozstup závesu:

$$t_t = \frac{\pi \cdot D_t}{z_{o,zaokr}} \text{ [m]} \quad (5.22)$$

Hmotnosť závesu:

$$m_z = \rho \cdot S_z \cdot t_t \text{ [kg]} \quad (5.23)$$

- uvažovaná hustota materiálu závesu je zhodná s hustotou materiálu lopatky, tzn. 7850 kg/m^3 (ocel')
- plocha závesu S_z je vyčítaná z výkresu závesu

Odstredivá sila na záves:

$$O_z = m_z \cdot \frac{D_t}{2} \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (5.24)$$

Celková odstredivá sila na jednu lopatku:

$$O_{celk} = \frac{O_{(lop+b)}}{k} + O_z \text{ [N]} \quad (5.25)$$

Plocha závesu namáhaná na ťah:

$$A_{\sigma} = a \cdot t_t \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.26)$$

Plocha závesu namáhaná na šmyk:

$$A_{\tau} = 2 \cdot b \cdot t_t \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.27)$$

Plocha závesu namáhaná otlačením:

$$A_p = c \cdot t_t \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.28)$$

- koeficienty a , b a c sú vyčítané z výkresu závesu na základe obrázku 5.2

Namáhanie ťahom:

$$\sigma = \frac{O_{celk}}{A_{\sigma}} < \sigma_{dov} \text{ [MPa]} \quad (5.29)$$

Namáhanie šmykom:

$$\tau = \frac{O_{celk}}{A_{\tau}} < \tau_{dov} = 0,65 \cdot \sigma_{dov} \text{ [MPa]} \quad (5.30)$$

Namáhanie otlačením:

$$p = \frac{O_{celk}}{A_p} < p_{dov} = 1,5 \cdot \sigma_{dov} \text{ [MPa]} \quad (5.31)$$

Hodnota dovoleného napätia σ_{dov} je zhodná s hodnotou dovoleného napätia pre namáhanie ob. lopatky ťahom (kap. 5.1.2).

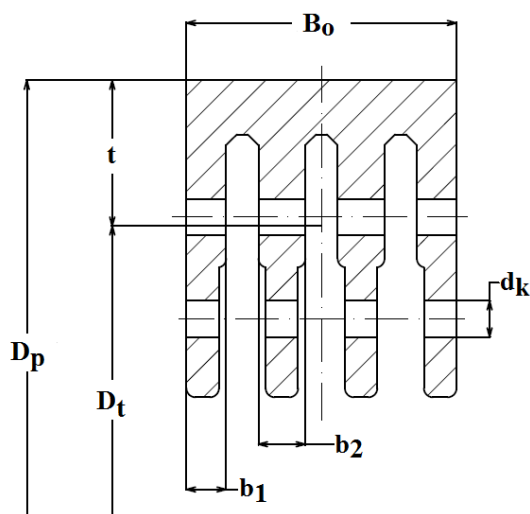
Výsledné hodnoty sú uvedené v tabuľke:

ÚSEK		III		VII
STUPEŇ		2	3	10
D_p	[m]	1,1700	1,2000	1,7550
B'_o	[mm]	45,0000	45,0000	30,0000
z'	[-]	144,0000	148,0000	320,0000
t	[mm]	19,6000	19,6000	14,2000
a	[mm]	16,0000	16,0000	10,0000
b	[mm]	14,0000	14,0000	9,0000
c	[mm]	12,4000	12,4000	8,2000
S_z	[cm ²]	13,0600	13,0600	6,4600
D_t	[m]	1,1308	1,1608	1,7266
t_t	[mm]	24,6702	24,6403	16,9509
m_z	[kg]	0,2529	0,2526	0,0860
O_z	[N]	17077,6038	17509,3857	8862,1819
O_c	[N]	53491,1693	59567,8093	39571,6100
A_s	[mm ²]	394,7237	394,2444	169,5086
A_t	[mm ²]	690,7664	689,9277	305,1154
A_p	[mm ²]	305,9108	305,5394	138,9970
σ	[MPa]	135,5155	151,0936	233,4490
σ_{dov}	[MPa]	167,0000	167,0000	260,0000
τ	[MPa]	77,4374	86,3392	129,6939
τ_{dov}	[MPa]	108,5500	108,5500	169,0000
p	[MPa]	174,8587	194,9595	284,6939
p_{dov}	[MPa]	250,5000	250,5000	390,0000

Tab. 5.5: Namáhání závesov obežných lopatiek typu „T“.

5.2.2 Rozvidlené závesy

Postup výpočtu charakteristických parametrů rozvidleného závesu a odstředivých sil je zhodný s výpočtem závesu typu „T“. Použité vzorce v této podkapitole boli konzultované so spoločnosťou DŠP.



Obr. 5.3: Rozvidlený záves.

Plocha závesu namáhaná na ťah:

$$A_{\sigma} = (t_t - d_k) \cdot (2 \cdot b_1 + 2 \cdot b_2) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.32)$$

- vzťah platí pre uvažovaný počet rozvidlenia $n_v = 4$
- hodnota d_k predstavuje dovolený max. priemer kolíku; je vyčítaná z výkresu závesu

Plocha kolíku namáhaná na šmyk:

$$A_{\tau,k} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot n_v \cdot n_k \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.33)$$

- hodnota n_v predstavuje počet rozvidlenia
- hodnota n_k predstavuje počet kolíkov v závese

Plocha závesu namáhaná otláčením:

$$A_p = d_k \cdot (2 \cdot b_1 + 2 \cdot b_2) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.34)$$

- vzťah platí pre uvažovaný počet rozvidlenia $n_v = 4$
- koeficienty b_1 a b_2 sú vyčítané z výkresu závesu na základe obrázku 5.3

Namáhanie ťahom:

$$\sigma = \frac{O_{celk}}{A_{\sigma}} < \sigma_{dov} \text{ [MPa]} \quad (5.35)$$

Namáhanie šmykom:

$$\tau = \frac{O_{celk}}{A_{\tau}} < \tau_{dov} \text{ [MPa]} \quad (5.36)$$

- hodnota dovoleného napätia τ_{dov} je určená z katalógu v prílohe č. 2 na základe materiálu kolíku a povrchovej teploty lopatky

Namáhanie otláčením:

$$p = \frac{O_{celk}}{A_p} < p_{dov} = 1,5 \cdot \sigma_{dov} \text{ [MPa]} \quad (5.37)$$

Hodnota dovoleného napätia σ_{dov} je zhodná s hodnotou dovoleného napätia uvažovanou v prípade závesu typu „T“.

Z dôvodu vysokého zaťaženia závesov obežných lopatiek bol použitý špeciálny typ rozvidleného závesu Tp-0914 poskytnutý spoločnosťou DŠP.

Výsledné hodnoty sú uvedené v tabuľke:

ÚSEK		III		IV		
STUPEŇ		1	4	5	6	7
D _p	[m]	1,1500	1,2200	1,2500	1,2900	1,3200
B' _o	[mm]	45,0000	55,0000	50,0000	60,0000	70,0000
z'	[-]	140,0000	126,0000	142,0000	110,0000	98,0000
t	[mm]	31,4170	31,4170	31,4170	31,4170	31,4170
b ₁	[mm]	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000
b ₂	[mm]	15,0000	15,0000	15,0000	15,0000	15,0000
dk	[mm]	12,5000	12,5000	12,5000	12,5000	12,5000
nv	[-]	4,0000	4,0000	4,0000	4,0000	4,0000
nk	[-]	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000
S _z	[cm ²]	28,5030	28,5030	28,5030	28,5030	28,5030
D _t	[m]	1,0872	1,1572	1,1872	1,2272	1,2572
t _t	[mm]	24,3959	28,8519	26,2647	35,0478	40,3011
m _z	[kg]	0,5459	0,6456	0,5877	0,7842	0,9017
O _z	[N]	35434,7122	44605,2529	41658,1307	57461,7920	67689,9823
O _c	[N]	67116,0185	119563,5315	111727,4025	162732,0305	225242,9929
A _s	[mm ²]	666,1731	915,7085	770,8250	1262,6756	1556,8591
A _{t,k}	[mm ²]	1963,4954	1963,4954	1963,4954	1963,4954	1963,4954
A _p	[mm ²]	700,0000	700,0000	700,0000	700,0000	700,0000
σ	[MPa]	100,7486	130,5694	144,9452	128,8787	144,6778
σ _{dov}	[MPa]	142,0000	181,0000	186,0000	191,0000	255,0000
materiál kolíku		15 320.9				
τ _k	[MPa]	34,1819	60,8932	56,9023	82,8787	114,7153
τ _{dov}	[MPa]	63,0000	105,0000	110,0000	115,0000	125,0000
p _k	[MPa]	95,8800	170,8050	159,6106	232,4743	321,7757
p _{dov}	[MPa]	213,0000	271,5000	279,0000	286,5000	382,5000

Tab. 5.5: Namáhání rozvidlených závesů obežných lopatek.

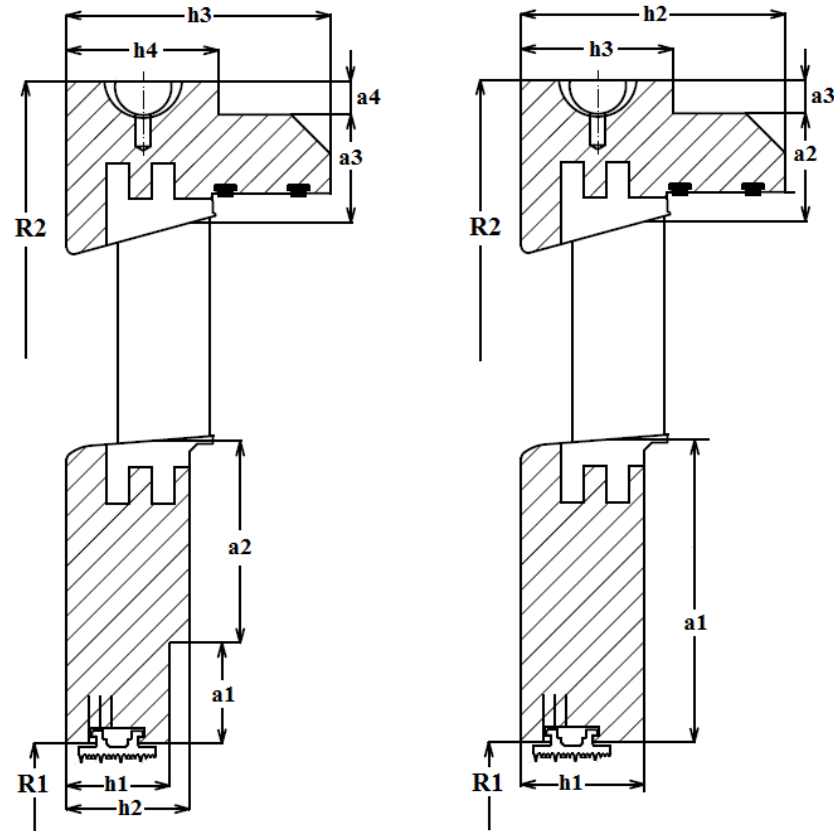
ÚSEK		V	VI	VIII
STUPEŇ		8	9	11
D _p	[m]	1,3500	1,3800	1,7550
B' _o	[mm]	70,0000	75,0000	40,0000
z'	[-]	100,0000	96,0000	250,0000
t	[mm]	31,4170	31,4170	31,4170
b ₁	[mm]	13,0000	13,0000	13,0000
b ₂	[mm]	15,0000	15,0000	15,0000
dk	[mm]	12,5000	12,5000	12,5000
nv	[-]	4,0000	4,0000	4,0000
nk	[-]	2,0000	2,0000	2,0000
S _z	[cm ²]	28,5030	28,5030	28,5030
D _t	[m]	1,2872	1,3172	1,6922
t _t	[mm]	40,4375	43,1042	21,2644
m _z	[kg]	0,9048	0,9644	0,4758
O _z	[N]	69539,9448	75853,3931	48074,0978
O _c	[N]	220786,0855	263839,2263	137378,1877
A _s	[mm ²]	1564,5007	1713,8328	490,8056
A _{t,k}	[mm ²]	1963,4954	1963,4954	1963,4954
A _p	[mm ²]	700,0000	700,0000	700,0000
σ	[MPa]	141,1224	153,9469	279,9035
σ _{dov}	[MPa]	255,0000	262,0000	294,0000
materiál kolíku		15 320.9		
τ_k	[MPa]	112,4454	134,3722	69,9661
τ _{dov}	[MPa]	125,0000	144,0000	150,0000
p_k	[MPa]	315,4087	376,9132	196,2546
p _{dov}	[MPa]	382,5000	393,0000	441,0000

Tab. 5.6: Namáhanie rozvidlených závesov obežných lopatiek (pokračovanie).

5.3 Namáhanie rozvážacích kolies

Rozvážacie koleso predstavuje kruhový nosič rozvážacích lopatiek uchytený po obvode v drážkach nosičov rozvážacích kolies alebo priamo v turbínovej skrini. U rozvážacích kolies sa kontroluje namáhanie na ohyb spôsobené tlakovým rozdielom pred a za rozvážacím kolesom. Detailný výpočet je značne zložitý, najmä kvôli vplyvu rozv. lopatky na tuhosť kolesa, preto je uvažované nižšie uvedené zjednodušenie. [1]

Pri výpočte podľa Taylora je rozvážacie koleso nahradené ekvivalentnou kruhovou pólenou doskou o šírke h_0 , ktorá je vyjadrená z kvadratických momentov jednotlivých častí kolesa. Pre takto určenú kruhovú dosku je následne stanovené maximálne ohybové napätie a maximálny priehyb.



Obr. 5.4: Označenie rozmerov rozvádzacích kolies.

Kvadratický moment prierezu rozv. kola:

$$J = \frac{a_1 \cdot h_1^3}{12} \cdot \frac{a_2 \cdot h_2^3}{12} \cdot \frac{a_3 \cdot h_3^3}{12} \cdot \frac{a_4 \cdot h_4^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (5.38)$$

Šírka ekvivalentnej kruhovej dosky:

$$J = \frac{(R_2 - R_1) \cdot h_0^3}{12} \Rightarrow h_0 = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J}{(R_2 - R_1)}} \text{ [mm]} \quad (5.39)$$

Pretlak na rozv. koleso:

$$\Delta p = p_0 - p_1^{RL} \text{ [MPa]} \quad (5.40)$$

Súčiniteľ φ pre výpočet namáhania rozv. kola:

$$\varphi = f\left(\frac{R_1}{R_2}; \frac{h_0}{R_2 - R_1}\right) \quad (5.41)$$

- určený z diagramu v prílohe č. 4

Maximálne ohybové napätie:

$$\sigma_{\max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{R_2}{h_0}\right)^2 \text{ [MPa]} \quad (5.42)$$

Hodnoty maximálneho ohybového napätia nesmú presiahnuť hodnoty napätia dovoleného, určené z katalógu v prílohe č. 2 na základe zvoleného materiálu a povrchovej teploty rozv. kolies. Približnú hodnotu povrchovej teploty rozv. kolies je možné vypočítať nasledovne

$$t_p^{RK} = t_0 - 50 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5.43)$$

- *teplota pary na vstupe do rozv. lopatkovej mreži bola stanovená v kap. 4.3*

Súčiniteľ μ pre výpočet priehybu rozv. kola:

$$\mu = f\left(\frac{R_1}{R_2}; \frac{h_0}{R_2 - R_1}\right) \quad (5.44)$$

- *určený z diagramu v prílohe č. 5*

Maximálny priehyb:

$$y_{\max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R_2^4}{E \cdot h_0^3} \text{ [mm]} \quad (5.45)$$

- *modul pružnosti v ťahu E pre daný materiál je v závislosti na povrchovej teplote rozv. kola určený z diagramu v prílohe č. 6 (krivka b)*

Hodnota dovoleného priehybu:

$$y_{\text{dov}} = 0,002 \cdot R_2 \quad (5.46)$$

Výsledné hodnoty sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

ÚSEK		III			IV		
STUPEŇ		2	3	4	5	6	7
h_1	[mm]	81,0000	77,0000	81,0000	81,5000	73,0000	80,5000
h_2	[mm]	94,0000	90,0000	94,0000	94,5000	87,0000	94,5000
h_3	[mm]	161,0000	161,0000	199,5000	179,5000	187,0000	195,5000
h_4	[mm]	106,0000	92,0000	90,5000	86,5000	107,5000	110,5000
a_1	[mm]	71,2000	71,2000	71,2000	71,2000	71,2000	71,2000
a_2	[mm]	86,3000	101,3000	111,3000	126,3000	146,3000	161,3000
a_3	[mm]	70,0000	70,0000	65,0000	100,0000	75,0000	80,0000
a_4	[mm]	23,5000	23,5000	23,5000	23,5000	23,5000	23,5000
R_1	[mm]	427,5000	427,5000	427,5000	427,5000	427,5000	427,5000
R_2	[mm]	764,5000	790,0000	814,0000	850,0000	894,0000	939,0000
J	[cm ⁴]	3580,3045	3473,1807	5531,7580	6155,7695	5363,9267	6689,4695
h_0	[mm]	108,4319	104,7611	119,7563	120,4700	111,3279	116,2097
Δp	[MPa]	0,5366	0,4702	0,3962	0,3351	0,3342	0,2715
R_1/R_2	[-]	0,5592	0,5411	0,5252	0,5029	0,4782	0,4553
$h_0/(R_2-R_1)$	[-]	0,3218	0,2890	0,3098	0,2851	0,2386	0,2272
φ	[-]	1,4000	1,4200	1,5000	1,5800	1,6700	1,7500
μ	[-]	0,8000	0,7900	0,8700	0,9300	1,0000	1,0700
t_p^{RK}	[°C]	487,4316	455,4363	421,4283	385,9071	348,2592	307,7638
material		15 128.5					
E	[GPa]	176,0000	179,0000	183,0000	185,0000	188,0000	192,0000
σ_{max}	[MPa]	37,3413	37,9647	27,4550	26,3611	35,9919	31,0248
σ_{dov}	[MPa]	84,0000	109,0000	125,0000	132,0000	139,0000	139,0000
γ_{max}	[MPa]	0,6535	0,7029	0,4814	0,5030	0,8230	0,7496
γ_{dov}	[MPa]	1,5290	1,5800	1,6280	1,7000	1,7880	1,8780

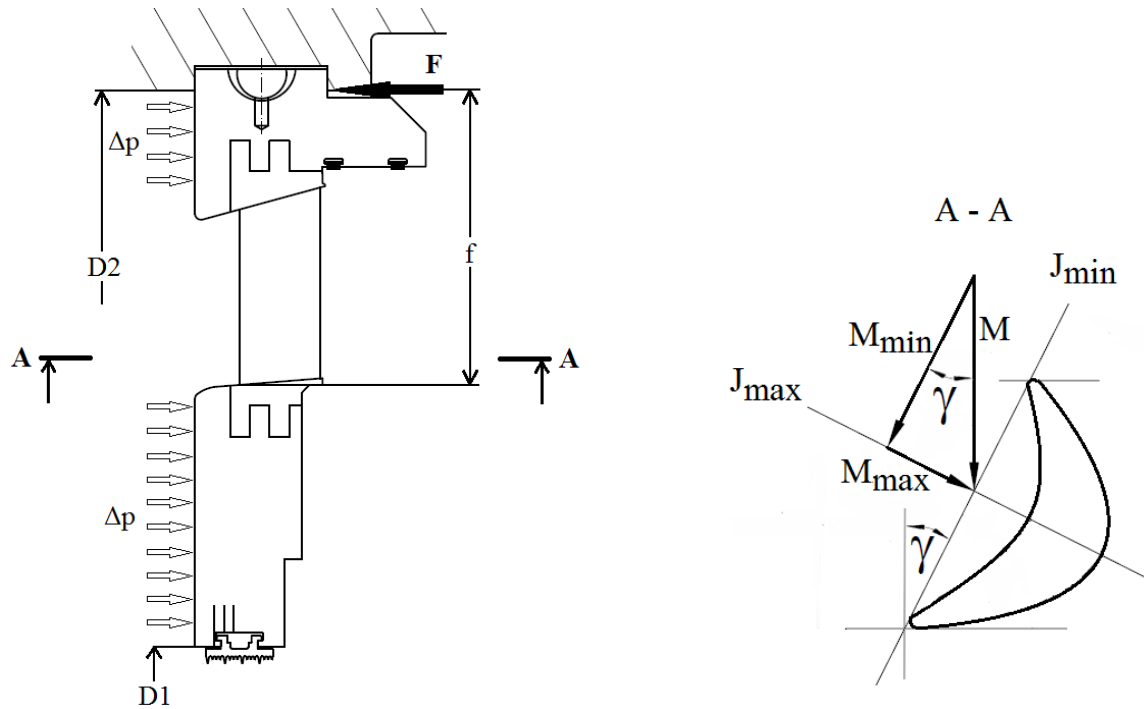
Tab. 5.7: Namáhání rozváděcích kolies.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII
STUPEŇ		8	9	10	11
h ₁	[mm]	95,0000	118,0000	93,0000	92,0000
h ₂	[mm]	109,0000	243,0000	218,0000	179,0000
h ₃	[mm]	203,0000	120,0000	147,5000	124,5000
h ₄	[mm]	101,0000	0,0000	0,0000	0,0000
a ₁	[mm]	71,2000	258,0000	311,5000	316,5000
a ₂	[mm]	176,3000	110,0000	135,0000	65,0000
a ₃	[mm]	80,0000	23,5000	22,5000	30,0000
a ₄	[mm]	23,5000	0,0000	0,0000	0,0000
R ₁	[mm]	427,5000	427,5000	544,0000	544,0000
R ₂	[mm]	957,0000	1037,0000	1152,0000	1158,0000
J	[cm ⁴]	8190,0412	1702,4084	1434,4934	5642,8768
h ₀	[mm]	122,8949	149,6547	141,4682	103,3168
Δp	[MPa]	0,2139	0,1623	0,1514	0,0734
R ₁ /R ₂	[-]	0,4467	0,4122	0,4722	0,4698
h ₀ /(R ₂ -R ₁)	[-]	0,2321	0,2455	0,2327	0,1683
φ	[-]	1,7700	1,9100	1,6000	1,6100
μ	[-]	1,1700	1,2000	0,9400	0,9600
t _p ^{RK}	[°C]	265,0133	219,8445	172,4269	94,3975
material		15 128.5			
E	[GPa]	195,0000	198,0000	202,0000	208,0000
σ _{max}	[MPa]	22,9561	14,8832	16,0615	14,8445
σ _{dov}	[MPa]	147,0000	147,0000	159,0000	172,0000
γ _{max}	[MPa]	0,5799	0,3393	0,4382	0,5523
γ _{dov}	[MPa]	1,9140	2,0740	2,3040	2,3160

Tab. 5.8: Namáhanie rozvádzačích kolies (pokračovanie).

5.4 Namáhanie rozvádzačích lopatiek

Rozvádzačie lopatky, tak ako aj rozvádzačie kolesá, sú kontrolované na namáhanie ohybom spôsobené tlakovou diferenciou pred a za rozvádzačou lopatkovou mrežou. Sila reakcie od pretlaku, ktorá vyvodzuje ohybový moment pôsobí v mieste uloženia rozv. kolesa. Pri kontrole namáhania budú uvažované charakteristiky profilov rozvádzačích lopatiek volené v kapitole 4.4.2, odpovedajúce šírke profilu 25 mm. V prípade hodnôt namáhania väčších ako hodnoty dovolené, dôjde opäť k úprave jednotlivých širok profilu a k prepočtu charakteristík na skutočné hodnoty, označené apostrofom, obdobne ako u obežných lopatiek v kapitole 5.1.



Obr. 5.5: Ohybové namáhanie rozvádzacej lopatky.

Plocha, na ktorú pôsobí pretlak:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) \text{ [m}^2\text{]} \quad (5.47)$$

Sila od pretlaku na jednu lopatku:

$$F = \Delta p \cdot A \cdot \frac{1}{z_{r, \text{zaokr}}} \text{ [N]} \quad (5.48)$$

- počet rozvádzacích lopatiek z_r sa zaokrúhľuje na číslo nepárne

Sila od pretlaku pôsobiaca v ose J_{max} :

$$F' = F \cdot \sin \gamma_r \text{ [N]} \quad (5.49)$$

Ohybový moment na jednu lopatku:

$$M_o = F' \cdot f \text{ [Nm]} \quad (5.50)$$

- parameter f predstavuje rameno pôsobiacej sily F , znázornené na obrázku 5.5

Napätie v ohybe:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{0 \min}} \text{ [MPa]} \quad (5.51)$$

Hodnoty napätia v ohybe nesmú presiahnuť hodnoty napätia dovoleného, určené na základe zvoleného materiálu a povrchovej teploty rozv. lopatky. Povrchová teplota rozv. lopatky je uvažovaná ako zhodná s povrchovou teplotou rozv. kolesa. Z dôvodu vysokého zaťaženia bol pre rozvádzacie lopatky použitý špeciálny materiál X22CrMoV12-1 dodaný spoločnosťou DŠP.

ÚSEK		III				IV		
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7
profil		S-90-15A						
typ lopatky		V	V	V	V	V	Z	Z
b _r	[mm]	51,5000						
S ₀	[cm ²]	3,3000						
W _{0 min}	[cm ³]	0,4500						
t _{opt}	[-]	0,7500						
γ _r	[°]	60,9589						
B' _r	[mm]	50,0000	65,0000	65,0000	60,0000	65,0000	65,0000	70,0000
b' _r	[mm]	103,0000	133,9000	133,9000	123,6000	133,9000	133,9000	144,2000
t' _r	[mm]	77,2500	100,4250	100,4250	92,7000	100,4250	100,4250	108,1500
z'	[-]	51,0000	41,0000	41,0000	47,0000	45,0000	47,0000	39,0000
S' _o	[cm ²]	13,2000	22,3080	22,3080	19,0080	22,3080	22,3080	25,8720
W' _{o min}	[cm ³]	3,6000	7,9092	7,9092	6,2208	7,9092	7,9092	9,8784
A	[m ²]	0,3050	0,7943	1,2933	1,4139	1,6042	1,8405	2,0947
Δp	[MPa]	0,6153	0,5366	0,4702	0,3962	0,3351	0,3342	0,2715
F	[N]	3680,1587	10395,3346	14830,9502	11918,0030	11947,4030	13087,5367	14584,4300
F'	[N]	3217,4587	9088,3470	12966,2802	10419,5729	10445,2765	11442,0631	12750,7545
f	[m]	0,1210	0,1670	0,1760	0,1890	0,2130	0,2370	0,2666
Mo	[Nm]	389,3125	1517,7539	2282,0653	1969,2993	2224,8439	2711,7689	3399,3512
t _p ^{RL}	[°C]	518,0000	487,4316	455,4363	421,4283	385,9071	348,2592	307,7638
materiál		X22CrMoV12-1						
σ	[MPa]	108,1424	191,8973	288,5330	316,5669	281,2982	342,8626	344,1196
σ _{dov}	[MPa]	173,0000	220,0000	299,0000	323,0000	336,0000	360,0000	360,0000

Tab. 5.9: Namáhanie rozvádzacích lopatiek.

ÚSEK		V	VI	VII	VIII
STUPEŇ		8	9	10	11
profil		S-90-18A		S-90-15B	
typ lopatky		Z	Z	V	V
b_r	[mm]	47,1000		52,0000	
S_0	[cm ²]	2,7200		3,2100	
$W_{0 \min}$	[cm ³]	0,3330		0,4130	
t_{opt}	[-]	0,7500		0,7500	
γ_r	[°]	57,9415		61,2643	
B'_r	[mm]	70,0000	70,0000	40,0000	40,0000
b'_r	[mm]	131,8800	131,8800	83,2000	83,2000
t'_r	[mm]	98,9100	98,9100	62,4000	62,4000
z'	[-]	43,0000	45,0000	95,0000	89,0000
S'_o	[cm ²]	21,3248	21,3248	8,2176	8,2176
$W'_{o \min}$	[cm ³]	7,3100	7,3100	1,8432	1,8432
A	[m ²]	2,1900	2,6880	2,2025	3,1031
Δp	[MPa]	0,2139	0,1623	0,1514	0,0734
F	[N]	10892,7389	9693,8354	3509,3518	2559,3427
F'	[N]	9231,6633	8215,5851	3077,1652	2244,1524
f	[m]	0,2690	0,3350	0,2530	0,2550
M_o	[Nm]	2483,3174	2752,2210	778,5228	572,2589
t_p^{RL}	[°C]	265,0133	219,8445	172,4177	94,4069
materiál		X22CrMoV12-1			
σ	[MPa]	339,7144	376,5000	422,3756	310,4703
σ_{dov}	[MPa]	384,0000	384,0000	424,0000	448,0000

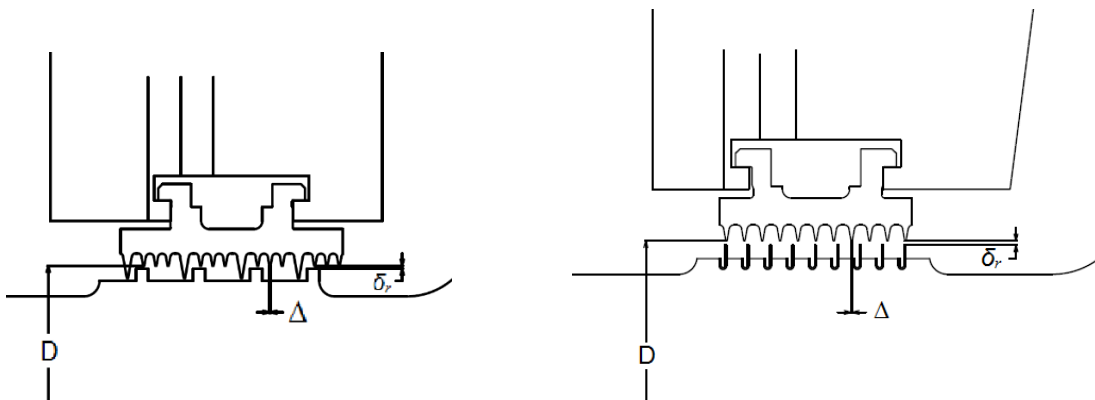
Tab. 5.10: Namáhanie rozvádzacích lopatiek (pokračovanie).

6 Upchávky

Upchávky slúžia k utesneniu priestoru medzi statorovou časťou a rotorom turbíny. Najrozšírenejším typom upchávok sú bezkontaktné labyrintové upchávky, v ktorých dochádza pri prúdení pary k vzniku čo najväčších strát, čím sa docieli čo najmenší prietok. Kinetická energia pary je tak premieňaná na energiu tepelnú. [1] Všetky upchávky uvažované pri výpočte ST-NT dielu boli zachované z pôvodného projektu. Výpočet vychádza z [1].

6.1 Vnútorne upchávky

Vnútorne upchávky utesňujú priestor pred a za rozvádzacím kolesom. Na prvom až 9. stupni (ST časť ST-NT dielu turbíny) sú použité normalizované upchávkové segmenty s kombinovaným typom labyrintu a 12 tesniacimi britmi. Časť upchávky s nepravým labyrintom je pre zjednodušenie zanedbaná a kombinovaný typ labyrintu je v rámci výpočtu nahradený pravým labyrintom s 8 tesniacimi britmi. Na 10. až 13. stupni (NT časť ST-NT dielu turbíny) sú z dôvodu relatívne veľkej vzdialenosti od axiálneho ložiska použité upchávkové segmenty s nepravým labyrintom a 11 tesniacimi britmi. Para, ktorá prúdi vnútornými upchávkami nie je urýchlňovaná v rozvádzacej lopatkovej mreži, čím čiastočne narušuje hlavný prúd pary a tým pádom predstavuje miernu stratu vo výkone turbíny. [6] Charakter prúdenia na poslednom brite vnútorných upchávok všetkých stupňov ST-NT dielu bol určený ako podkritický.



Obr. 6.1: Vnútorne upchávky s kombinovaným typom labyrintu (vľavo) a nepravým labyrintom (vpravo).

Radiálna vôľa upchávky:

δ_r [mm] - volená podľa doporučenía spoločnosti DŠP

Prietočná plocha upchávky:

$$S = \pi \cdot D \cdot \delta_r \text{ [m}^2\text{]} \quad (6.1)$$

- D predstavuje priemer k britu upchávky

Charakter prúdenia na poslednom brite:

$$\pi_p = \frac{p_1}{p_0} \text{ [-]} \quad (6.2)$$

$$\pi_p \geq \frac{0,82}{\sqrt{z+1,25}} \text{ - podkritické průdení na poslednom brite}$$

$$\pi_p \leq \frac{0,82}{\sqrt{z+1,25}} \text{ - kritické průdení na poslednom brite}$$

Šírka britu upchávky:

Δ [mm]

Prietokový súčiniteľ:

$$\mu_u = f(\delta_r / \Delta) [-] \quad \text{- určený z diagramu v prílohe 7} \quad (6.3)$$

Hmotnostný tok upchávkou s pravým labyrintom pri podkritickom průdení:

$$m_u = \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{z \cdot p_0 \cdot v_0}} \text{ [kg/s]} \quad (6.4)$$

- z je počet britov upchávky

Hmotnostný tok upchávkou s nepravým labyrintom pri podkritickom průdení:

$$m_u = k \cdot \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{z \cdot p_0 \cdot v_0}} \text{ [kg/s]} \quad (6.5)$$

Parameter k predstavuje súčiniteľ pre prepočet na nepravý labyrint a je určený nasledovne:

$$k = \sqrt{\frac{z}{(1-q) \cdot z + q}} [-] \quad (6.6)$$

$$q = 1 - \frac{1}{\left(1 + 16,6 \cdot \frac{\delta_r}{t}\right)^2} [-] \quad (6.7)$$

- t [mm] je rozstup britov upchávky

Stratový výkon vnútornou upchávkou:

$$P_{z,vn} = m_u \cdot h \text{ [kW]} \quad (6.8)$$

- užitočný entalpický spád h bol určený v kapitole 4.1

Výsledné hodnoty sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

ÚSEK		III			IV			V	VI
STUPEŇ		2	3	4	5	6	7	8	9
p_0	[bar]	33,6677	27,4357	21,9196	17,1930	13,1475	9,7137	6,9249	4,7294
p_1	[bar]	28,3021	22,7342	17,9579	13,8376	9,8054	6,9983	4,7863	3,1064
π_p	[-]	0,8406	0,8286	0,8193	0,8048	0,7458	0,7205	0,6912	0,6568
z	[-]	8,0000	8,0000	8,0000	8,0000	8,0000	8,0000	8,0000	8,0000
char. prúdenia		PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.
D	[mm]	833,0000	833,0000	833,0000	833,0000	833,0000	833,0000	833,0000	833,0000
δ_r	[mm]	0,7000	0,7000	0,7000	0,7000	0,7000	0,7000	0,7000	0,7000
S	[cm ²]	18,3186	18,3186	18,3186	18,3186	18,3186	18,3186	18,3186	18,3186
Δ	[mm]	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000
μ_u	[-]	0,7550	0,7550	0,7550	0,7550	0,7550	0,7550	0,7550	0,7550
v_0	[m ³ /kg]	0,1087	0,1283	0,1537	0,1868	0,2316	0,2948	0,3860	0,5223
m_u	[kg/s]	1,4737	1,2659	1,0588	0,8804	0,7762	0,6155	0,4733	0,3508
$P_{z,vn}$	[kW]	96,6997	87,6492	75,9861	66,4100	62,4042	51,7724	41,6515	32,1159

Tab 6.1: Určenie charakteristík vnútorných upchávok ST časti ST-NT dielu turbíny.

ÚSEK		VII	VIII		
STUPEŇ		10	11	12	13
p_0	[bar]	3,0642	1,3737	0,5258	0,1759
p_1	[bar]	1,5505	0,6397	0,1821	0,0556
π_p	[-]	0,5060	0,4657	0,3464	0,3163
z	[-]	11,0000	11,0000	11,0000	11,0000
char. prúdenia		PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.
D	[mm]	1065,0000	1065,0000	1065,0000	1065,0000
δ_r	[mm]	0,9000	0,9000	0,9000	0,9000
S	[cm ²]	30,1122	30,1122	30,1122	30,1122
Δ	[mm]	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000
μ_u	[-]	0,7450	0,7450	0,7450	0,7450
t	[mm]	4,0000	4,0000	4,0000	4,0000
k	[-]	2,7581	2,7581	2,7581	2,7581
v_0	[m ³ /kg]	0,7365	1,3857	3,0449	8,1486
m_u	[kg/s]	1,0379	0,5198	0,2300	0,0822
$P_{z,vn}$	[kW]	154,6757	77,8052	32,2173	7,7225

Tab 6.2: Určenie charakteristík vnútorných upchávok NT časti ST-NT dielu turbíny.

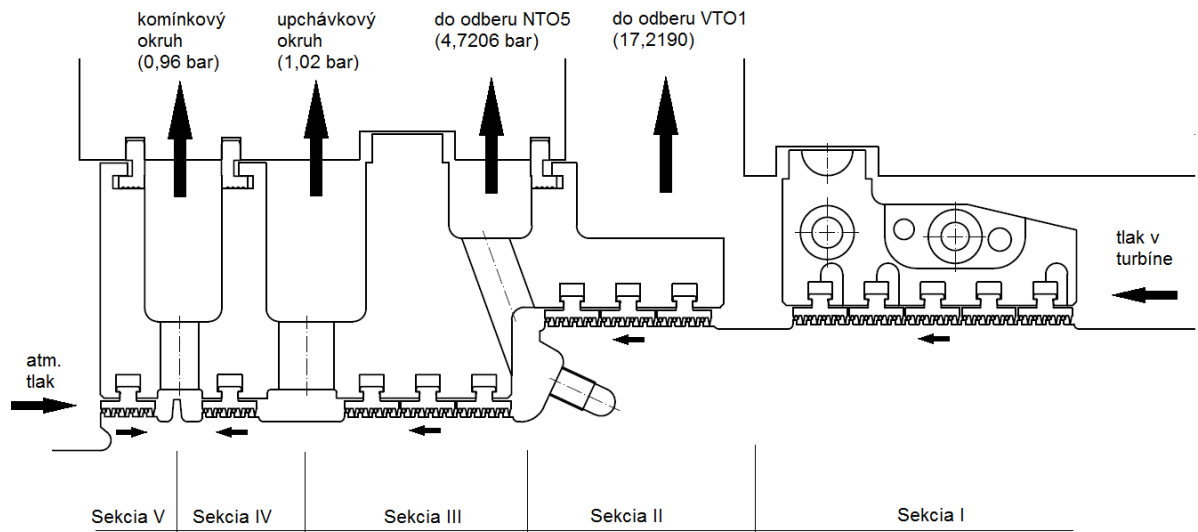
Celkový stratový výkon vnútornými upchávkami je daný súčtom stratových výkonov jednotlivých stupňov:

$$P_{z,vn,celk.} = \sum P_{z,vn} = 787,0868 \text{ [kW]} \quad (6.9)$$

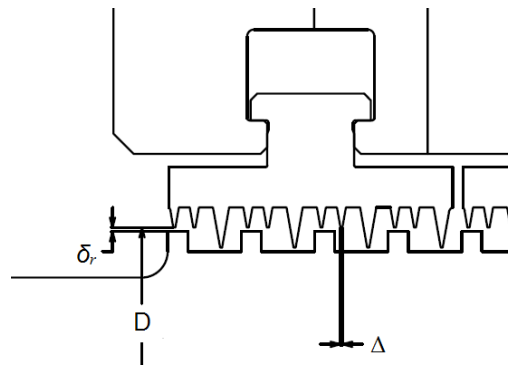
6.2 Vonkajšie upchávky

6.2.1 Predné upchávky

Predné upchávky sú umiestnené pri vstupe pary do turbíny a zabraňujú úniku pary z priestoru za rozvádzačou lopatkou prvého stupňa, kde je mnohonásobne väčší tlak ako tlak okolia. Unikajúca para prúdi piatimi sekciami upchávok, kde je škrtená a postupne odoberaná v príslušných odberoch. Predné upchávky sa nachádzajú blízko axiálneho ložiska, pozostávajú teda zo segmentov s kombinovaným labyrintom a bude uvažované zjednodušenie ako v predchádzajúcej kapitole. Základné charakteristiky upchávok budú taktiež určené pomocou obdobných vzťahov ako v prípade upchávok vnútorných.



Obr. 6.2: Predné labyrintové upchávky ST-NT dielu.



Obr. 6.3: Segment prednej labyrintovej upchávky ST-NT dielu.

Sekcia I

Para z prietochného kanála je po škrtení v sekcii I vyvedená do priestoru medzi vonkajším a vnútorným telesom turbíny kde sa zmieša s prúdom pary z prvého odberu. Tlak pary na výstupe z tejto sekcie teda odpovedá tlaku v odbere na VTO1.

Hmotnostný tok upchávkou s pravým labyrintom pri podkritickom prúdení:

$$m_u = \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{z \cdot p_{in} \cdot v_{in}}} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.10)$$

- *indexy in, resp. out, označujú parametre pary na vstupe do upchávkovvej sekcie, resp. výstupe z upchávkovvej sekcie*

Hmotnostný tok upchávkou s pravým labyrintom pri kritickom prúdení:

$$m_u = \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_{in}}{v_{in}}} \text{ [kg/s]} \quad (6.11)$$

Sekcia II

V sekcii II je para škrtaná na hodnotu tlaku v odbere NTO5 navýšenú o tlakové straty potrubia, ktorým je privádzaná do daného odberu. Tlaková strata prívodného potrubia je uvažovaná 10%. Tlak na výstupe zo sekcie je teda dimenzovaný nasledovne

$$p_{out} = 1,1 \cdot p'_{NTO5} \quad (6.12)$$

Hmotnostný tok upchávkou je určený vzťahom 6.9.

Sekcia III

V sekcii III sa para škrtí na tlak upchávkového okruhu 1,02 bar - hodnota stanovená spoločnosťou DŠP. Upchávkový okruh slúži na zahltienie zadnej upchávky. Hmotnostný tok upchávkou je určený vzťahom 6.9, ako v predchádzajúcej sekcii.

Sekcia IV

Do odberu za sekciou IV (komínkový okruh) je para škrtaná na tlak 0,96 bar - hodnota stanovená spoločnosťou DŠP. Hmotnostný tok upchávkou je určený vzťahom 6.9.

Sekcia V

Kvôli miernemu podtlaku medzi IV a V sekciou dochádza namiesto úniku upchávkovvej pary do strojovne k nasávaní okolitého vzduchu. Zmes vzduchu a pary z priestoru medzi sekciami IV a V prúdi komínkovým okruhom do kondenzátora upchávkovvej pary.

Merný objem nasávaného vzduchu je určený zo stavovej rovnice a to nasledovne:

$$v_{vzduch} = \frac{r \cdot T}{p_{atm}} \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (6.13)$$

- $r = 287 \text{ J/kgK}$ je plynová konštanta
- $T = 313,15 \text{ K}$ je teplota vzduchu v strojovni
- $p_{atm} = 1,01325 \text{ bar}$ je atmosférický tlak

Hmotnostný tok nasávaného vzduchu upchávkou s pravým labyrintom pri podkritickom prúdení je potom odvodený zo vzťahu 6.9:

$$m_u = \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_{atm}^2 - p_{out}^2}{z \cdot p_{atm} \cdot v_{vzduch}}} \text{ [kg/s]} \quad (6.14)$$

SEKCIA		I	II	III	IV	V
p_{in}	[bar]	40,7289	17,1930	5,1927	1,0200	1,0133
p_{out}	[bar]	17,1930	5,1927	1,0200	0,9600	0,9600
π_p	[-]	0,4221	0,3020	0,1964	0,9412	0,9474
z	[-]	40,0000	24,0000	24,0000	8,0000	8,0000
char. prúdenia		PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.
D	[mm]	715,0000	712,0000	570,0000	570,0000	570,0000
δ_r	[mm]	0,6000	0,6000	0,6000	0,6000	0,6000
S	[cm ²]	13,4774	13,4209	10,7442	10,7442	10,7442
Δ	[mm]	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000	0,3000
μ_u	[-]	0,7600	0,7600	0,7600	0,7600	0,7600
v_{in}	[m ³ /kg]	0,0932	0,0760	0,2170	1,6790	0,8870
m_u	[kg/s]	0,9706	0,9440	0,2528	0,0240	0,0312

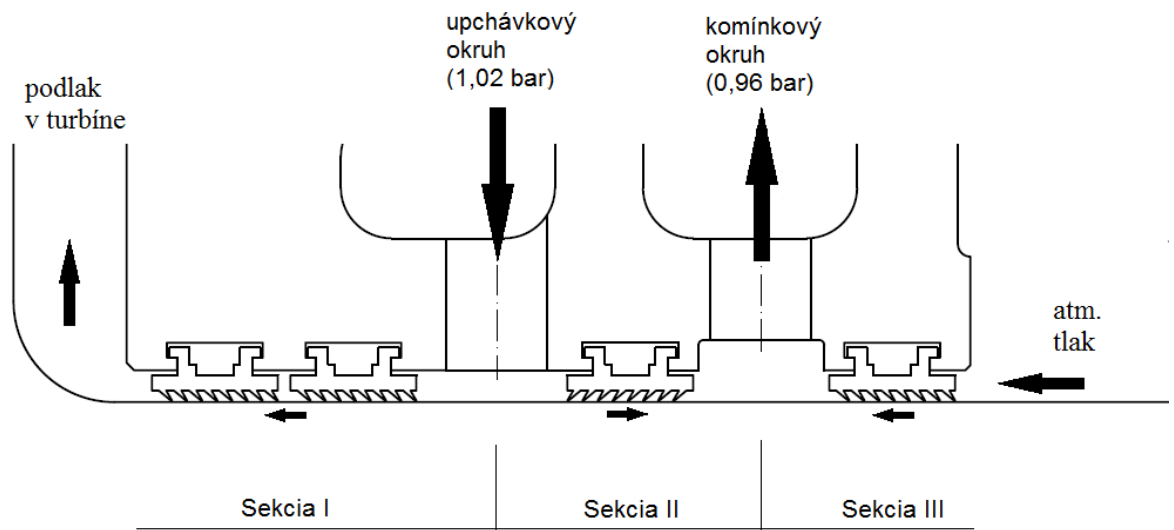
Tab 6.3: Určenie charakteristík predných upchávok ST-NT dielu turbíny.

Prednou upchávkou uniká približne 0,9706 kg/s pary, ktorá nevykoná prácu v turbíne. Stratový výkon je potom stanovený nasledovne:

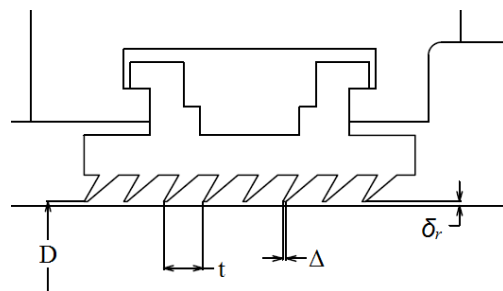
$$P_{z,p} = m_{u,I} \cdot (i_{STNT_in} - i_2) = 1184,9895 \text{ kW} \quad (6.15)$$

6.2.2 Zadné upchávky

Zadné upchávky sú umiestnené na výstupe pary z turbíny, kde je tlak nižší než tlak vzduchu v okolí. Aby nedochádzalo k nasávaniu vzduchu zo strojovne do turbíny, je nutné tieto upchávky trvale zahusťovať parou z upchávkového okruhu. Zadné upchávky sú rozdelené na tri sekcie a pozostávajú z normalizovaných upchávkových segmentov s nepravým labyrintom. Základné charakteristiky budú tak ako aj v prípade predných upchávok určené pomocou vzťahov z kapitoly 6.1.



Obr. 6.4: Zadné labyrintové upchávky ST-NT dielu.



Obr. 6.5: Segment zadnej labyrintovej upchávky ST-NT dielu.

Sekcia I

Sekcia I je zahlcovaná parou z upchávkového okruhu.

Hmotnostný tok upchávkou s nepravým labyrintom pri podkritickom prúdení:

$$m_u = k \cdot \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{z \cdot p_{in} \cdot v_{in}}} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.16)$$

Hmotnostný tok upchávkou s nepravým labyrintom pri kritickom prúdení:

$$m_u = k \cdot \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_{in}}{v_{in}}} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.17)$$

- Súčiniteľ k je definovaný vzťahmi 6.6 a 6.7

Sekcia II

Do odberu za sekciou II je para škrtená na tlak komínkového okruhu. Hmotnostný tok upchávkou je určený vzťahom 6.14.

Sekcia III

Sekciou III je nasávaný okolitý vzduch zo strojovne. Hmotnostný tok upchávkou je určený vzťahom 6.14.

$$m_u = k \cdot \mu_u \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_{atm}^2 - p_{out}^2}{z \cdot p_{atm} \cdot v_{vzduch}}} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.18)$$

SEKCIA		I	II	III
p_{in}	[bar]	1,0200	1,0200	1,0133
p_{out}	[bar]	0,0536	0,9600	0,9600
π_p	[-]	0,0525	0,9412	0,9474
z	[-]	16,0000	8,0000	8,0000
char. prúdenia		KRIT.	PODKRIT.	PODKRIT.
D	[mm]	781,2000	781,2000	781,2000
δ_r	[mm]	0,6000	0,6000	0,6000
S	[cm ²]	14,7253	14,7253	14,7253
Δ	[mm]	0,5000	0,5000	0,5000
μ	[-]	0,7100	0,7100	0,7100
t	[mm]	6,0000	6,0000	6,0000
k	[-]	2,2646	2,0054	2,0054
v_{in}	[m ³ /kg]	1,6790	1,6790	0,8870
m_u	[kg/s]	0,1405	0,0617	0,0802

Tab 6.4: Určenie charakteristík predných upchávok ST-NT dielu turbíny.

7 Skutočný výkon turbíny

Po stanovení stratového výkonu upchávkami v predchádzajúcej kapitole je možné určiť skutočný výkon turbíny. Keďže dvojprúdový NT diel turbíny nie je predmetom výpočtu upchávok, nie je známy odpovedajúci stratový výkon a výsledná hodnota výkonu turbíny bude teda stále mierne väčšia ako reálny výkon.

Hodnota skutočného výkonu turbíny je teda určená odčítaním stratového výkonu upchávkami od hodnoty celkového výkonu vypočítaného v kapitole 3.5. Do hodnoty stratového výkonu ST-NT dielu je taktiež zahrnutá para unikajúca vonkajšími upchávkami VT dielu. Hodnoty stratového výkonu VT dielu boli brané z práce „Modernizace VT dílu parní turbíny 300 MW“. Zhrnutie jednotlivých stratových výkonov je uvedené nasledovne

VT diel

Stratový výkon vnútornými upchávkami:

$$P_z = 526,9879 \text{ kW}$$

Stratový výkon prednou upchávkou:

$$m_{u,I_predná_VT} = 0,7764 \text{ [kg/s]}$$

$$P_z = m_{u,I_predná_VT} \cdot (i'_1 - i_{VT_out}) = 274,6726 \text{ [kW]} \quad (7.1)$$

ST-NT diel

Stratový výkon vnútornými upchávkami (kap. 6.1):

$$P_z = 787,0868 \text{ kW}$$

Stratový výkon prednou upchávkou (vzťah 6.15):

$$P_z = 1184,9895 \text{ kW} \quad (7.2)$$

Stratový výkon prednou upchávkou VT dielu:

$$P_z = m_{u,I_predná_VT} \cdot (i_{STNT_in} - i_2) = 947,8833 \text{ [kW]} \quad (7.3)$$

Stratový výkon zadnou upchávkou VT dielu:

$$m_{u,I_zadná_VT} = 0,6505 \text{ [kg/s]}$$

$$P_z = m_{u,I_zadná_VT} \cdot (i_{STNT_in} - i_2) = 794,2979 \text{ [kW]} \quad (7.4)$$

Výsledný stratový výkon upchávkami je približne 4516 kW. Po odčítaní tohto výkonu od celkového výkonu z kapitoly 3.5 je daný výsledný výkon turbíny (bez uvažovania NT dielu) približne 303 MW.

8 Kritické otáčky rotora ST-NT dílu

8.1 Hmotnosť rotora

Zváraný rotor ST-NT dílu pozostáva z troch častí. Prvá ST časť je vyrobená z materiálu X14CrMoVNB10-1, zvyšné dve NT časti z materiálu 16 537. V miestach zvarov je na častiach rotora zhotovená dutina umožňujúca kvalitné privarenie jednotlivých častí. Výpočet hmotnosti rotora je prevedený nasledovne:

Hmotnosť hriadeľa s diskovými kolesami:

$$m_{hriadel'} = \rho_{ocel'} \cdot V_{hriadel'} = 47,5 \text{ ton} \quad (8.1)$$

- *približný objem hriadeľa V bol určený v programe AutoCAD*

Hmotnosť lopatkovania (lopatka, bandáž, záves):

$$m_{lopatkovanie} = \sum_{i=1}^{13} z'_i \cdot m_i = 2,4794 \text{ ton} \quad (8.2)$$

$$m_i = m_{lop} + m_b + m_z \text{ [kg]} \quad (8.3)$$

- z'_i je počet obežných lopatiek stupňa

Celková hmotnosť rotora je približne 50 ton.

8.2 Kritické otáčky rotora

Pre plynulý chod turbíny je nutné dodržať hodnotu prevádzkových otáčok dostatočne vzdialenú od tzv. kritických otáčok rotora. Podľa vzájomného vzťahu medzi kritickými a prevádzkovými otáčkami sa rotory rozdeľujú do dvoch skupín [6]:

Tuhé rotory: $n_{krit} > n_{prev}$

Elastické rotory: $n_{krit} < n_{prev}$

Hodnota kritických otáčok závisí na veľkom množstve faktorov, detailný výpočet je teda pomerne zložitý. Orientačnú hodnotu je však možné určiť podľa nasledovného vzťahu [6]:

$$n_{krit} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_{max}}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{m_{rotor}}{L}}} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (8.3)$$

- d_{max} [mm] je najväčší priemer rotora

- m_{rotor} [kg] je celková hmotnosť rotora

- L [m] je ložisková vzdialenosť odčítaná z výkresu

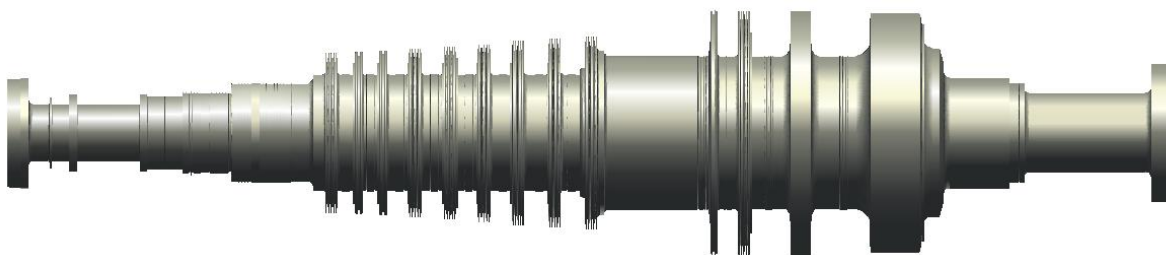
Výsledná hodnota je uvedená v nasledujúcej tabuľke:

$d_{\max}$	[mm]	1050
L	[m]	6,795
m_{rotor}	[kg]	50000
n_{krit}	$[\text{min}^{-1}]$	2087,7124

Z hľadiska prevádzky by mala byť hodnota kritických otáčok nižšia ako 70% hodnoty otáčok prevádzkových.

$$\frac{n_{\text{krit}}}{n_{\text{prev}}} \leq 0,7 \Rightarrow \frac{2087,7124}{3000} = 0.6959 \text{ } [\text{min}^{-1}]$$

Turbína je vhodná k prevádzke.



Obr. 8.1: Model rotora ST-NT dielu. [4s]

9 Záver

Cieľom tejto diplomovej práce bola modernizácia (retrofit) trojtelesovej kondenzačnej parnej turbíny s prihrievaním typu K300-170 so zameraním na kombinovaný stredotlaký a nízkotlaký (ST-NT) diel. Návrh turbíny prebiehal s ohľadom na pôvodné konštrukčné prevedenie, bolo teda snahou dodržať ložiskovú vzdialenosť, rozmery vonkajšieho telesa a pod.

V prvej časti výpočtu bola po konzultácii so spoločnosťou DŠP zostrojená bilančná schéma systému, v ktorom turbína pracuje. Táto schéma znázorňuje koncepciu telies turbíny, počet tepelných výmenníkov v systéme regenerácie a umiestnenie regeneračných odberov. Zo zadania práce boli následne vypočítané parametre pary na vstupe a výstupe jednotlivých dielov turbíny, pričom boli tieto hodnoty znázornené v zjednodušených expanzných čiarach. Pri výpočte boli taktiež odhadnuté vnútorné termodynamické účinnosti VT a ST-NT dielu, ktorých hodnoty budú ďalej v práci spresnené v rámci iteračného výpočtu.

V ďalšom výpočte boli určené parametre systému regenerácie, ktorý pozostáva z nízkotlakých ohrievačov, napájacej nádrže s odplyňovačom a z vysokotlakých ohrievačov. Počet regeneračných výmenníkov odpovedá pôvodnému projektu. Pri návrhu parametrov systému regenerácie sa prihliadalo na rovnomerné rozdelenie ohriatia hlavného kondenzátu (napájacej vody) medzi jednotlivé ohrievače. Na základe týchto parametrov boli stanovené vlastnosti pary v jednotlivých neregulovaných odberoch, ktoré budú využité pri umiestňovaní odberov medzi stupňami lopatkovania v turbíne. Stanovením pomerných množstiev pracovnej tekutiny v systéme bol následne vypočítaný celkový hmotnostný tok pary na vstupe do turbíny, ktorý je potrebný pre dosiahnutie zadaného elektrického výkonu. Jednotlivé hmotnostné toky v odberoch z turbíny boli potom určené v závislosti na pomerných množstvách a celkovom množstve pary. Celkový hmotnostný tok pary na turbínu bol určený ako 249,3 kg/s, pričom na ST-NT diel prúdi približne 204,8 kg/s.

Návrh prietochného kanála bol zameraný na kombinovaný ST-NT diel turbíny, s ohľadom na čo najväčšiu účinnosť jednotlivých stupňov. Na základe tradície spoločnosti DŠP bol typ lopatkovania turbíny volený ako rovnotlaký, čomu bola prispôbená voľba optimálnej hodnoty rýchlostného pomeru u/c_{iz} . Vzhľadom k využitiu pôvodného vnútorného a vonkajšieho telesa turbínovej skrine v čo najväčšej miere, boli pätné priemery lopatkovania volené na základe doporučenia v rozmedzí 1,15 až 1,6 m pre ST časť a 1,6 až 1,8 m pre NT časť. S prihliadaním na rovnomerné rozloženie ohrevu napájacej vody a na tlak na výstupe z turbíny bolo volené umiestnenie neregulovaných odberov medzi stupňami. Prietochná časť ST-NT dielu teda pozostáva z 13 stupňov, pričom regeneračné odbery boli umiestnené za 4., 7., 8., 9. a 10 stupeň. Výsledná hodnota vnútornej termodynamickej účinnosti bola stanovená približne 88,95%. Hodnoty určené v tejto časti výpočtu boli následne využité v tepelnom výpočte, čím došlo k spresneniu pôvodných hodnôt. Celý výpočet bol teda prevedený ako iteračný. Pre určenie vhodných profilov lopatkových mreží boli následne zostrojené rýchlostné trojuholníky.

Navrhnuté lopatkové mreže boli v kapitole pevnostný výpočet skontrolované z pevnostného hľadiska. Kontrolované boli obežné lopatky a ich závesy, rozvádzacie lopatky a rozvádzacie kolesá. V prípade nevyhovujúcich hodnôt namáhania boli navrhnuté parametre prietochnej časti vhodne upravené. Súbežne s pevnostným výpočtom bol spracovaný výkres

pozdlžneho rezu ST-NT dielu, v ktorom boli navrhnuté rozmery jednotlivých rozvádzacích kolies a závesov lopatiek.

Systém upchávok turbíny bol zachovaný z pôvodného projektu, bol teda spočítaný hmotnostný tok jednotlivými upchávkovými sekciami a jemu odpovedajúci stratový výkon. Na základe určeného stratového výkonu bola následne spresnená hodnota celkového výkonu turbíny.

Na záver práce bol vytvorený 3D model rotora ST-NT dielu, využitý pri výpočte kritických otáčok.

Celkový výkon turbíny bol stanovený na hodnotu približne 303 MW. Táto hodnota je však navýšená o hodnotu stratového výkonu upchávkami dvojprúdového NT dielu, ktorý nie je pri výpočte upchávok uvažovaný. Pri výpočte boli taktiež uvažované určité zjednodušenia a zidealizovania procesov.

10 Zoznam použitých zdrojov

10.1 Literatúra

- [1] ŠKOPEK, J. *Parní turbíny – Tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007. str 160. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [2] ŠKOPEK, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [3] FIEDLER, J. *Parní turbíny – Návrh a výpočet*. 1.vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. str 66. ISN 80-214-2777-9.
- [4] ŠČEGLJAJEV, A. V. *Parní turbíny. Teorie tepelného děje a konstrukce turbín. 1. svazek**. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 367 s.
- [5] ŠČEGLJAJEV, A. V. *Parní turbíny. Teorie tepelného děje a konstrukce turbín. 2. svazek**. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 262 s.
- [6] KADRNOŽKA, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [7] BEČVÁŘ, J. a kol.: *Tepelné turbíny*, SNTL Praha, 1968
- [8] Interná dokumentácia Doosan Škoda Power

10.2 Software

- [1s] Doplnok programu Microsoft Excel - X Steam v2.6
- [2s] Microsoft Excel 2013
- [3s] Microsoft Word 2013
- [4s] Autodesk AutoCAD 2013

11 Zoznam použitých skratiek a symbolov

11.1 Skratky

DŠP	Doosan Škoda Power
IB	indiferentný bod
KČ	kondenzátne čerpadlo
NČ	napájacie čerpadlo
NN	napájacia nádrž
NT	nízkotlaký
NTO	nízkotlaký ohrievač
RV	regulačný ventil
SRV	spúšťací rychlozáverný ventil
ST	stredotlaký
VT	vysokotlaký
VTO	vysokotlaký ohrievač

11.2 Symboly

a	[m/s]	rýchlosť zvuku/výška rozvážacieho kolesa/rozmer závesu typu „T“
b	[m]	dĺžka tetivy profilu/rozmer závesu typu „T“
b ₁	[m]	rozmer rozvidleného závesu
b ₂	[m]	rozmer rozvidleného závesu
B	[m]	šírka lopatky
c	[m/s]	absolútna rýchlosť/rozmer závesu typu „T“
c _p	[kJ/kgK]	merná tepelná kapacita
D	[m]	priemer
E	[MPa]	modul pružnosti
F	[N]	sila
H	[kJ/kg]	entalpický spád
h	[kJ/kg]	entalpický spád stupňa/šírka rozvážacieho kolesa
i	[kJ/kg]	entalpia
k	[-]	súčiniteľ odľahčenia
L	[m]	dĺžka lopatky
m	[kg/s]	hmotnostný tok
Ma	[-]	Machové číslo
m _b	[kg]	hmotnosť bandáže
M _k	[Nm]	krútiaci moment
m _{lop}	[kg]	hmotnosť lopatky
M _o	[Nm]	ohybový moment
n	[min ⁻¹]	otáčky
O	[N]	odstredivá sila
p	[MPa]	tlak/namáhanie otláčením
P	[W]	výkon
R	[m]	polomer
r _f	[-]	reheat faktor
R _p	[-]	stupeň reakcie na pätnom priemere
R _s	[-]	stupeň reakcie na strednom priemere

s	[kJ/kgK]	entropia
S_0	[m ²]	plocha profilu na pätnom priemere
S_z	[m ²]	plocha závesu
t	[°C]	teplota
τ	[MPa]	namáhanie šmykom
t_o	[m]	rozstup obežných lopatiek
t_{opt}	[-]	optimálny pomerný rozstup lopatiek
t_r	[m]	rozstup rozvádzacích lopatiek
T_t	[m]	ťažiskový rozstup závesu
u	[m/s]	obvodová rýchlosť
v	[m ³ /kg]	merný objem
v_b	[m]	výška bandáže
w	[m·s ⁻¹]	relatívna rýchlosť
W_o	[m ³]	ohybový prierezový modul
x	[-]	suchosť
y	[-]	pomerný hmotnostní tok
y_{dov}	[m]	dovolený priehyb
y_{max}	[m]	maximálny priehyb
z	[-]	počet
Z_L	[-]	strata okrajová a netesnosťou v bandáži lopatky
z_o	[-]	počet obežných lopatiek
Z^{OL}	[kJ·kg ⁻¹]	energetická strata v obežnej lopatkovej mreži
z_r	[-]	počet rozvádzacích lopatiek
Z^{RL}	[kJ·kg ⁻¹]	energetická strata v rozvádzačej lopatkovej mreži
Z_{ROZ}	[-]	strata rozvejárením
Z_{VK}	[-]	strata trením disku
Z_x	[-]	strata vplyvom vlhkosti pary
ϕ	[-]	rýchlostný súčiniteľ pre rozvádzacie lopatky
A_p	[m ²]	plocha namáhaná na otláčenie
A_σ	[m ²]	plocha namáhaná na ťah
A_τ	[m ²]	plocha namáhaná na šmyk
Δp	[Pa]	tlakový rozdiel
α	[°]	uhol absolútnej rýchlosti
β	[°]	uhol relatívnej rýchlosti
δ	[°C]	koncový teplotný rozdiel
δ_r	[m]	radiálna medzera
γ	[°]	uhol nastavenia profilu
η	[-]	účinnosť
μ	[-]	súčiniteľ pre výpočet rozvádzačieho kola
μ_u	[-]	prietokový súčiniteľ upchávkou
π_p	[-]	tlakový pomer
ρ	[kg/m ³]	hustota oceli
σ_c	[MPa]	celkové napätie
σ_o	[MPa]	ohybové napätie
σ_t	[MPa]	ťahové napätie
ψ	[-]	rýchlostný súčiniteľ pre obežné lopatky
ω	[rad/s]	uhlová rýchlosť

11.3 Indexy

0, 1, 2, ...	čísllice označujú stavy pary v daných bodoch
a	axiálny
b	bandáž
c	celkový
d	hodnota pre prídavnú chemickú vodu
dov	dovolená hodnota
g	generátor
ch	chladiaci
i	i-ty stupeň
I, II, III, ...	rímske číslice označujú jednotlivé úseky
in	hodnota na vstupe
iz	izoentropický
k	kondenzát/kondenzátor
KČ	kondenzátne čerpadlo
krit	kritický
L	lopatka
lop	lopatka
m	mechanický
max	maximálna hodnota
min	minimálna hodnota
NČ	napájacie čerpadlo
NN	napájacia nádrž
NTO1	nízkotlaký ohrievač 1
NTO2	nízkotlaký ohrievač 2
NTO3	nízkotlaký ohrievač 3
NTO4	nízkotlaký ohrievač 4
NTO5	nízkotlaký ohrievač 5
NV	napájacia voda
o	obežný/ohybový
OL	obežná lopatka
opt.	optimálna hodnota
out	hodnota na výstupe
p	para/pätný/povrchový
r	rozvádzačí
RK	rozvážacie koleso
RL	rozvážacia lopatka
s	stredný
skut.	skutočná hodnota
ST	stredotlaký diel
st	stupeň
STNT	kombinovaný stredotlaký a nízkotlaký diel
t	ťahový/tážisko
tdi	termodynamický vnútorný
u	obvodový
v	voda
VT	vysokotlaký diel
VTO1	vysokotlaký ohrievač 1

VTO2	vysokotlaký ohrievač 2
VTO3	vysokotlaký ohrievač 3
z	stratový/záves
zaokr.	zaokrouhlená hodnota

12 Zoznam príloh

- Príloha 1: Katalóg profilov rozvádzacích a obežných lopatiek. [1]
- Príloha 2: Katalóg materiálov. [1]
- Príloha 3: Súčiniteľ odľahčenia k . [1]
- Príloha 4: Súčiniteľ ϕ pre výpočet namáhania rozvádzacieho kolesa. [1]
- Príloha 5: Súčiniteľ μ pre výpočet priehybu rozvádzacieho kolesa. [1]
- Príloha 6: Závislosť modulu pružnosti v ťahu na teplote. [1]
- Príloha 7: Prietokový súčiniteľ upchávok. [3]
- Príloha 8: Náhľad výkresu pozdĺžneho rezu ST-NT dielu.

13 Přílohy

Příloha 1: Katalóg profilů rozvádzacích a obežných lopatek.

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	J_0^{min} (cm ⁴)	W_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 - obežné

Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	J_0^{min} (cm ⁴)	W_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 - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _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 obežné 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) $M > 1,3 - 1,5$

Príloha 2: Katalóg materiálov.

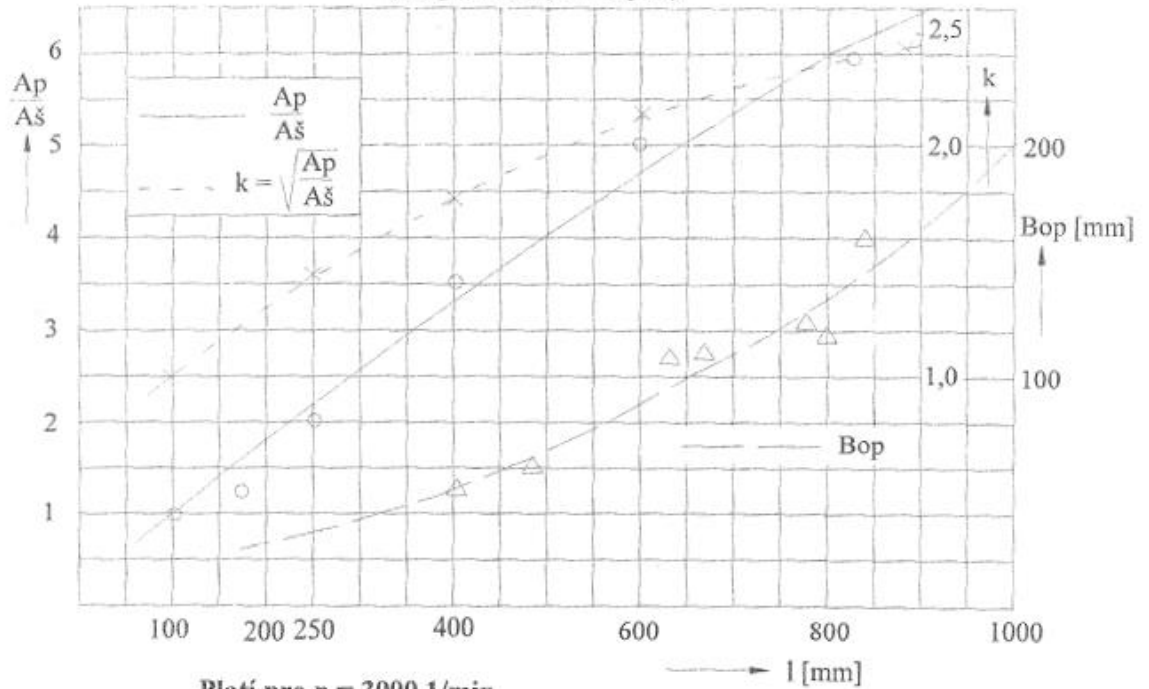
*ident.	názov mater.	Sqkm	Tmax	S20. 100. 200. 300. 350. 375. 400. 420. 440. 460. 480. 500. 510. 520. 530. 540. 550. →T	E20. 100. 200. 300. 400. 500. 600.	* poznámky až do konce
00101	15 128.5	363.	550.	181. 172. 159. 147. 139. 135. 132. 128. 125. 121. 109. 84. 75. 66. 56. 50. 44.	214. 211. 208. 197. 188. 178. 166.	* plechy, výkovky i nad 400° C
00102	11 523.1	304.	400.	152. 132. 118. 103. 93. 87. 62.	210. 210. 208. 197. 188.	* plechy, výkovky i do 400° C
00103	422747.6	410.	550.	216. 196. 181. 172. 167. 164. 162. 160. 152. 125. 100. 80. 71. 65. 57. 50. 44.	213. 211. 204. 193. 186. 177. 167.	* odlitky i nad 400° C
00104	422744.6	284.	550.	142. 137. 132. 127. 123. 118. 113. 109. 105. 101. 98. 83. 72. 61. 51. 43. 36.	213. 210. 204. 197. 188. 179. 168.	* odlitky i nad 400° C
00105	422742.6	314.	500.	157. 142. 127. 115. 108. 103. 98. 96. 94. 86. 78. 59.	212. 209. 203. 196. 187. 176. 164.	* odlitky i nad 400. do 500° C i do 8 tun
00106	422713.5	245.	400.	123. 113. 98. 83. 69. 59. 49.	212. 208. 202. 193. 184.	* odlitky i do 400° C
00107	422904.5	294.	350.	147. 132. 118. 108. 103.	216. 211. 204. 196. 187.	* korozivzd. (pro jaderné 220)
00108	SN 422903.6	360.	400.	180. 145. 140. 135. 132. 131. 130.	214. 209. 202. 193. 182.	* korozivzd. (pro jaderné 1000)
00109	422425	245.	250.	59. 59. 59. 59.	126. 124. 121. 119.	* slitina i do 250° C
00201	15 128.5	274.	550.	220. 214. 207. 196. 172. 172. 172. 153. 133. 133. 133. 86. 86. 59. 59. 59.		* tyče, vt profily i nad 400° C
00202	15 335.3	392.	550.	314. 229. 282. 267. 251. 251. 251. 212. 212. 172. 172. 133. 133. 94. 94. 94.		* tyče, vt profily i nad 400° C
00203	17 021.2	274.	400.	220. 204. 188. 180. 172. 172. 172.		* tyče, st profily i do 400° C
00204	422745	319.	550.	255. 245. 240. 235. 220. 220. 208. 208. 134. 134. 88. 88. 59. 59. 59.		* přesné odlitky u starých strojů
00205	SN 422903	360.	400.	284. 231. 223. 216. 208. 208. 208.		* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C
00206	422904	294.	400.	235. 220. 206. 191. 186. 186. 186.		* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C
00207	422905	245.	400.	196. 180. 169. 161. 153. 153. 153.		* rozv. lop. zalité v šedé litině (NT)
00208	Alsth.C51R-J	441.	550.	353. 328. 309. 279. 258. 258. 231. 231. 147. 147. 147. 115. 115. 88. 88. 88.		* Alsthom, nahradá 15 335
00301	15 335.9	490.	550.	196. 186. 176. 157. 147. 142. 137. 133. 129. 123. 113. 103. 98. 93. 88. 82. 76.		*
00302	15 320.9	490.	550.	196. 186. 176. 157. 147. 142. 137. 133. 129. 123. 108. 83. 70. 59. 50. 42. 35.		* VT, ST rotory méně namáhané a studenější
00303	16 236.6	539.	550.	216. 201. 186. 167. 157. 155. 152. 142. 132. 123. 108. 93. 86. 78. 72. 65. 57.		* VT, ST rotory více namáhané a teplejší
00304	16 431.6	588.	500.	235. 216. 196. 176. 167. 162. 157. 152. 137. 118. 98. 73.		*
00305	16 431.9	637.	500.	255. 235. 216. 196. 186. 181. 176. 172. 137. 118. 98. 73.		*
00306	16 444.6(9)	735.	420.	294. 279. 255. 230. 216. 196. 176. 147.		* disky skládaných rotorů
00307	16 536.6	686.	420.	276. 260. 235. 216. 206. 191. 176. 147.		* disky svař. NT rotorů, běžně používána
00308	16 536.6 a	314.	420.	314. 299. 276. 245. 230. 206. 176. 147.		* disky do šířky 500 mm
00401	PAK 1.6	490.	460.	196. 186. 172. 157. 137. 123. 88. 69. 53. 37.		
00402	PAK 1.6 vyk.	539.	420.	216. 206. 186. 172. 152. 132. 98. 78.		
00403	PAK 2MV.7	570.	550.	230. 221. 211. 201. 191. 186. 181. 176. 172. 167. 162. 142. 123. 103. 88. 74. 59.		
00404	P-AK I TD	686.	200.	275. 260. 245.		
00501	15 320.9	588.	550.	157. 150. 144. 125. 115. 110. 105. 102. 99. 96. 82. 63. 52. 44. 37. 31. 26.		

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

kolíky

Príloha 3: Súčiniteľ odl'ahčenia k.

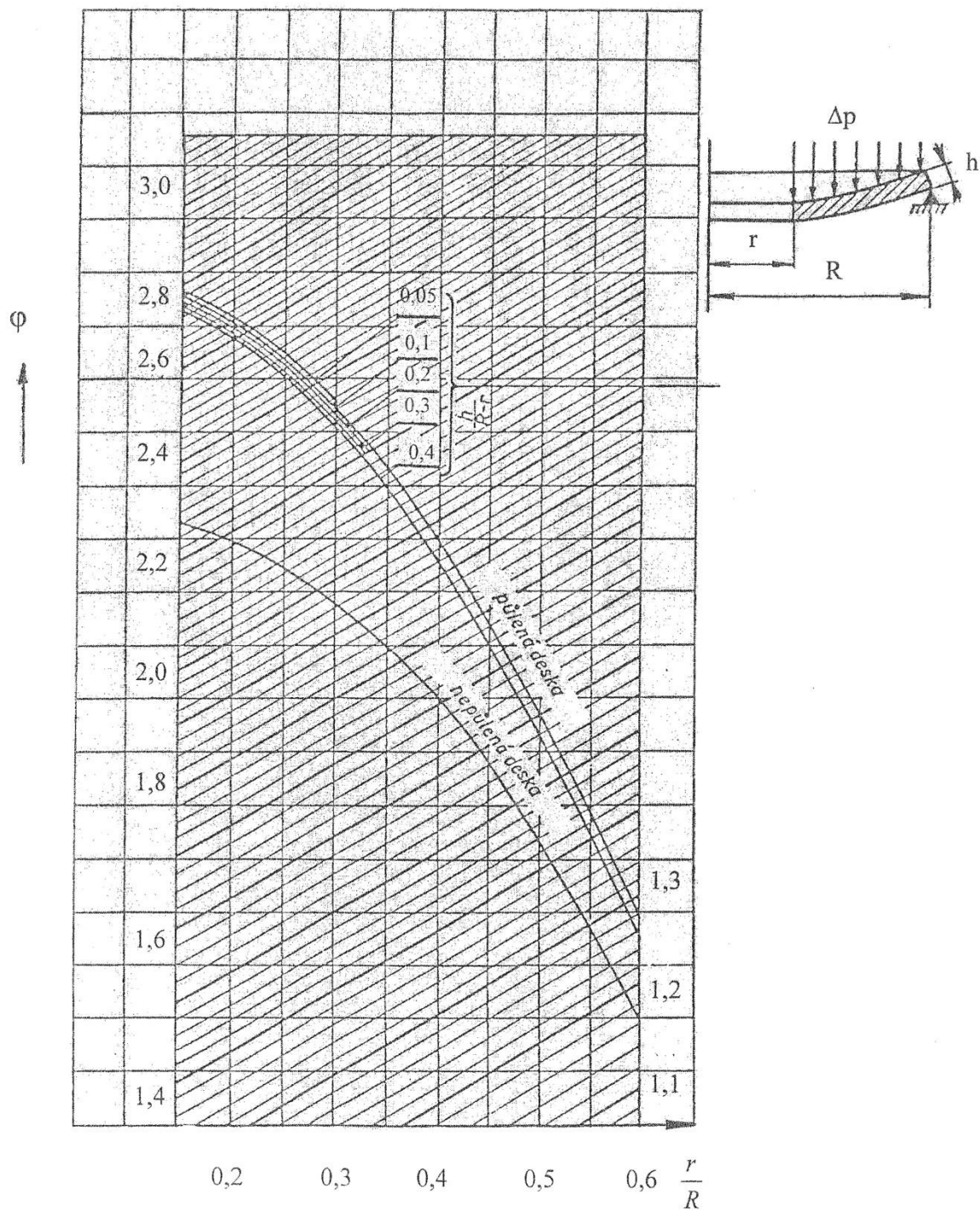
**Poměr ploch patního a špičkového profilu a součinitel
odlehčení u dlouhých lopatek**
(dle provedených stupňů)



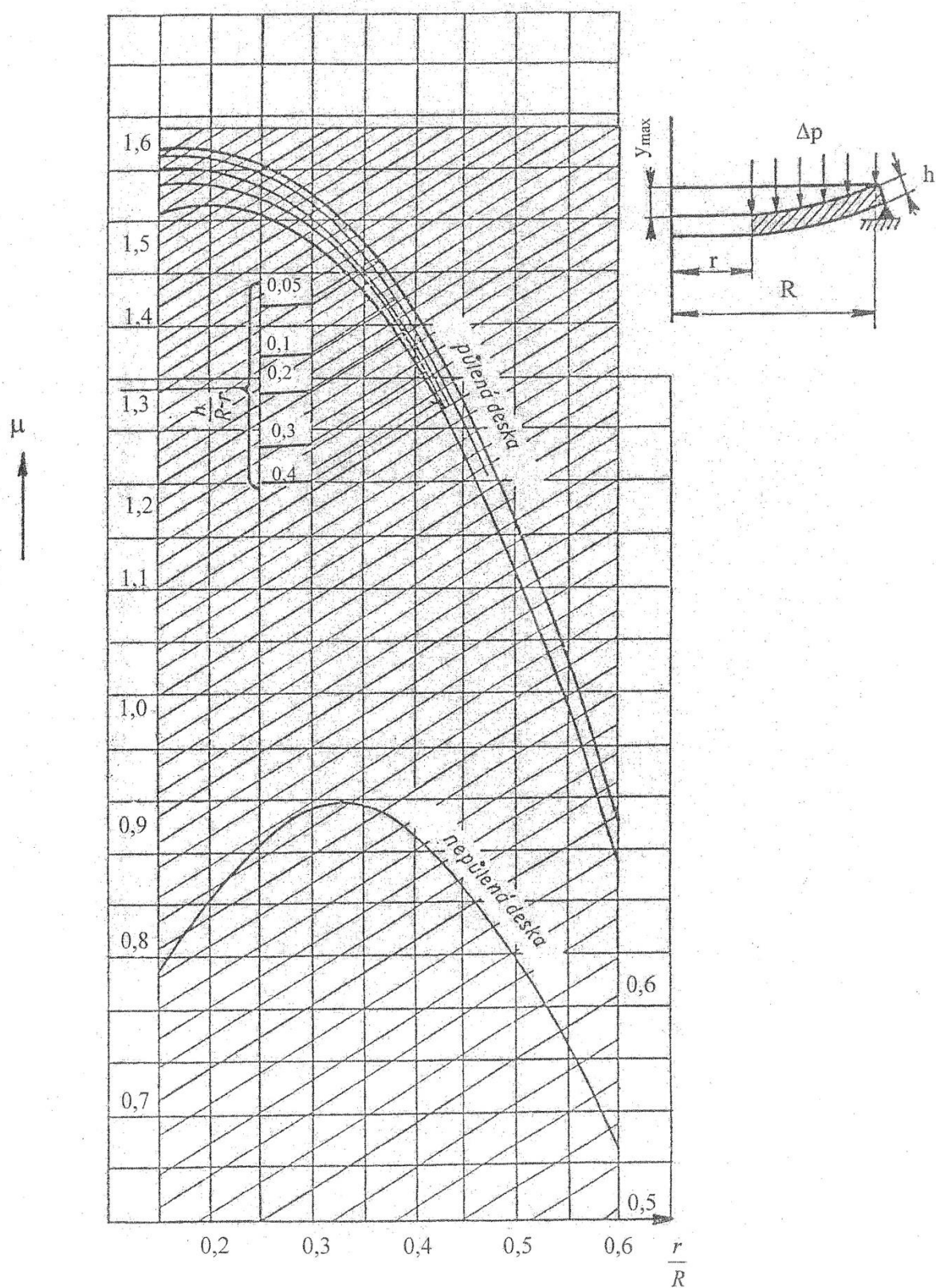
Platí pro $n = 3000 \text{ 1/min}$

Pro jiné otáčky nutno přepočítat $k' \approx k \cdot \frac{D_s}{D'_s} \frac{u'^2}{u^2}$

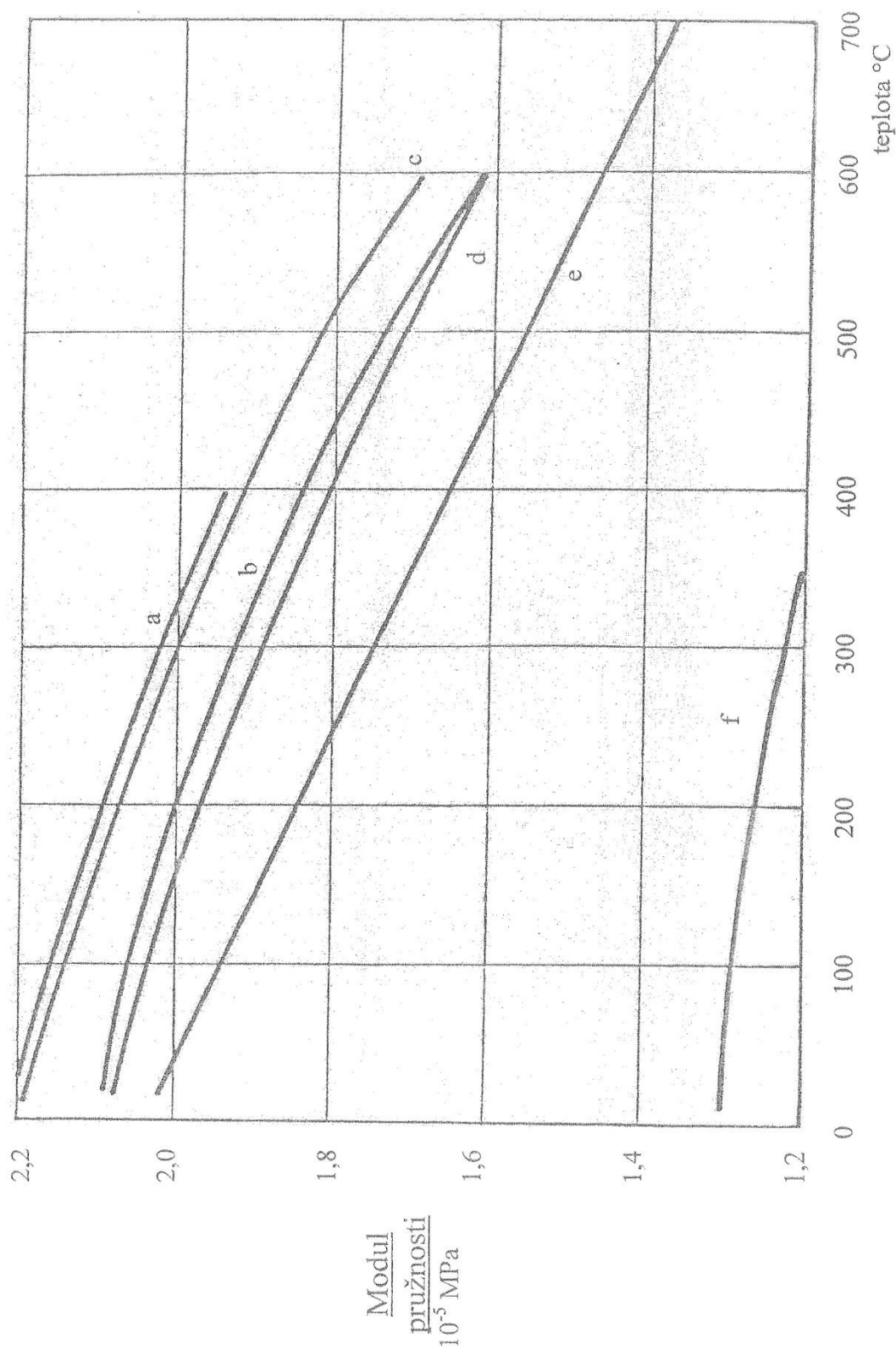
Príloha 4: Súčiniteľ ϕ pre výpočet namáhania rozvádzačieho kolesa.



Príloha 5: Súčiniteľ μ pre výpočet priehybu rozvádzacieho kolesa.

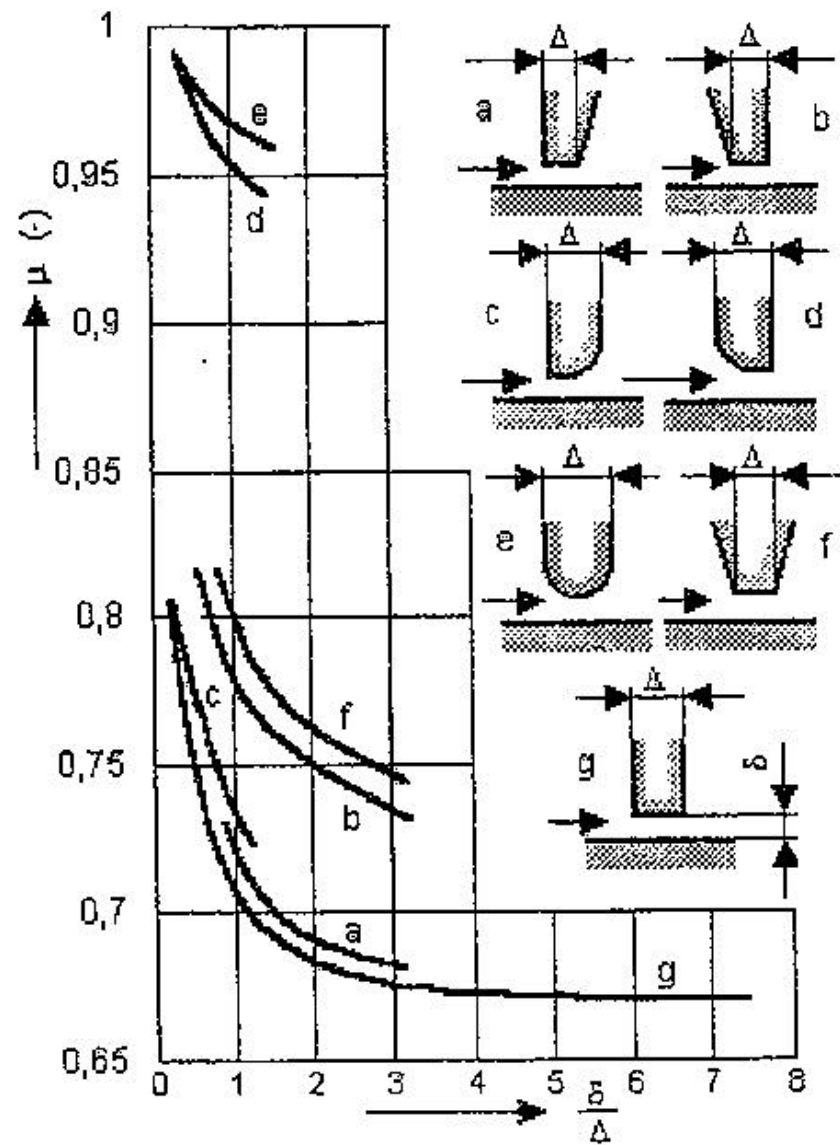


Príloha 6: Závislosť modulu pružnosti v ťahu na teplote.



a, b – uhlíkové oceli 500 – 600 MPa , c – ocel 0.3 C, 0.11 Ni, 0.07 Cr, d – ocel 0.35 C, 4.21 Ni, 1.22 Cr,
e – austenitická ocel 18 Cr, 8 Ni, stabilizovaná Ti, f – litina

Příloha 7: Prietokový súčiniteľ upchávok.



Príloha 8: Náhľad výkresu pozdĺžneho rezu ST-NT dielu.

