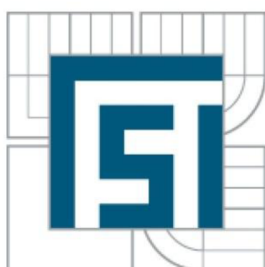




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

CONDENSING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAROSLAVA VÍŠKOVÁ

VEDOUČÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaroslava Víšková

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:

Kondenzační parní turbina

v anglickém jazyce:

Condensing Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte jednotělesovou kondenzační parní turbínu o výkonu 150 MW.

Návrh bude zpracován pro následující parametry:

elektrický výkon na svorkách generátoru $P = 150$ MW

tlak admisní páry $p_1 = 145$ bar(a)

teplota admisní / přehřáté páry $t_1 = 545 / t_3 = 545$ °C

tlaková ztráta přehříváku 11 %

teplota odplynění t_{odpl}

Cíle diplomové práce:

Množství admisní páry m_1 stanovte tak, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu. Další nespécifikované parametry cyklu vhodně zvolte.

Parní turbínu navrhněte s axiálním výstupem do vodou chlazeného kondenzátoru. Turbína bude pohánět elektrický generátor.

Regeneraci navrhněte se třemi NT ohříváky, odplynovákem s napájecí nádrží a dvěma VT ohříváky. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny.

Vypracujte bilanční schémata pro nominální 100%, 75% a 50% provoz. Pro provozy 75% a 50% uvažujte konstantní tlak admisní páry. Pro provoz 50% uvažujte pokles admisní teploty na 520°C.

Typ regulace turbíny vhodně zvolte a navrhněte ji tak, aby co nejlépe odpovídala uvedeným provozům.

Nakreslete podélný řez turbínou.

Seznam odborné literatury:

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

Škopek, J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

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

Kolektiv: 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 2011/2012.

V Brně, dne 13.10.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tématem této diplomové práce je návrh jednotělesové parní turbíny o výkonu 150MW s přihříváním. V práci je vypočítána tepelná bilance zapojení turbíny se třemi nízkotlakými ohříváky, odplyňovákem a dvěma vysokotlakými ohříváky. Další část se zabývá výpočtem průtočné části turbíny, určením délek oběžných a rozváděcích lopatek. Dále se řeší závěsy oběžných lopatek a uchycení rozváděcích lopatek v discích. V závěru práce je přepočten bilanční schéma a průtočné části spolu s určením parametrů při provozu turbíny na 75% a 50% jmenovitého výkonu. Výstupem celé práce je výkres podélného řezu turbínou.

Klíčová slova

Parní turbína, Škoda Power, Jednotělesová turbína, Tepelná bilance, Průtočná část

Abstract

The theme of this master thesis is one body steam turbine of 150MW with reheat. There is calculated heat balance of the system with three low pressure heaters, deaerator and two high pressure heaters. Next part deals with calculation of blades and its length. Next are the attachments of blades into stator and rotor parts of the turbine. By the end of the thesis there is recalculation of heat balance scheme and blading followed by calculation of parameters for operation of turbine in 75% and 50% of the rated power output. The output of the whole thesis is drawing of horizontal cut of the turbine.

Key words

Steam turbine, Škoda Power, One body turbine, Heat balance, Blading

Bibliografická citace

VÍŠKOVÁ, J. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 75s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Prohlášení autora

Já, Bc. Jaroslava Víšková, prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracovala samostatně, a že jsem uvedla všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne: 13.5.2012

.....
Bc. Jaroslava Víšková

Poděkování

Ráda bych touto cestou poděkovala panu Ing. Richardu Fichtlovi a Ing. Ondřejovi Štěpánkovi ze společnosti Škoda Power, za odborné vedení. Dále pak panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za jeho odbornou podporu a konzultace.

Moje poděkování patří také mému příteli a rodině za morální podporu v průběhu mého studia.

Obsah

1.	Úvod	11
2.	Tepelné schéma	12
2.1.	Určení expanze ve VT dílu	12
2.2.	Určení expanze v STNT díle	14
2.3.	Výpočet bilance kondenzátoru	15
2.4.	Teplený návrh nízkotlakých ohříváků	16
2.4.1.	Nízkotlaký ohřívák 1	16
2.4.2.	Nízkotlaký ohřívák 2	17
2.4.3.	Nízkotlaký ohřívák 3	18
2.5.	Odplyňovák s napájecí nádrží	19
2.6.	Napájecí čerpadlo	20
2.7.	Vysokotlaké ohříváky	21
2.7.1.	Vysokotlaký ohřívák 1	21
2.8.	Vysokotlaký ohřívák 2	22
2.9.	Výpočet množství páry	23
2.9.1.	Bilanční rovnice	23
2.9.2.	Výpočet měrné práce	25
2.9.3.	Množství páry pro jednotlivé odběry	25
2.10.	Výkon turbíny	26
3.	Návrh průtočné části turbíny	27
3.1.	Průtočná část VT dílu	29
3.2.	Průtočná část STNT dílu	31
4.	Profily lopatek	33
4.1.	Rychlostní trojúhelníky u lopatek VT dílu	34
4.2.	Rychlostní trojúhelníky u lopatek STNT dílu	35
4.3.	Profily lopatek VT dílu	36
4.3.1.	Rozváděcí lopatky VT dílu	37
4.3.2.	Oběžné lopatky VT dílu	37
4.4.	Profily lopatek STNT dílu	38
4.4.1.	Rozváděcí lopatky STNT dílu	38
4.4.2.	Oběžné lopatky STNT dílu	39
4.5.	Délky lopatek	39
4.5.1.	Výpočet ztrát ve stupních	40
4.5.2.	Volba délky lopatky	42
5.	Namáhání oběžných lopatek a jejich závěsů	43

5.1.	Namáhání lopatek na ohyb.....	43
5.2.	Namáhání lopatek odstředivou silou.....	46
5.3.	Namáhání závěsů oběžných lopatek	48
6.	Namáhání rozvaděcích lopatek a jejich závěsy	52
6.1.	Namáhání rozvaděcích lopatek na ohyb	53
6.2.	Namáhání disků rozvaděcích kol	56
7.	Výpočet ucpávek	58
8.	Kritické otáčky rotoru.....	59
9.	Finální přepočet	60
9.1.	Přepočet tepelného schéma	60
9.2.	Přepočet průtočné části	61
10.	Bilanční přepočet pro provoz 50% a 75%	64
10.1.	Parametry páry při 75% provozu.....	65
10.2.	Parametry páry při 50% provozu.....	65
11.	Regulace turbíny	66
12.	Závěr	67
13.	Použitá literatura	68
14.	Použitý software	68
15.	Seznam použitých zkratk	68
16.	Seznam příloh	68

1. Úvod

Diplomová práce se zabývá řešením vnitřní konstrukce jednotělesové parní turbíny. Tato turbína se sestává z vysokotlakého dílu a společného středotlakého a nízkotlakého dílu. Výstup z turbíny je veden axiálně do napřímo napojeného kondenzátoru.

Turbína je řešena na základě zadání společnosti Škoda Power, jejichž koncepce má vliv jak na jednotlivé stupně dané turbíny, tak i na řešení závěsů oběžný a rozváděcích lopatek atpod. Na turbíně jsou odběry do dvou vysokotlakých ohříváků, odplynováku s napájecí nádrží, tří nízkotlakých ohříváků a výstup z kombinovaného STNT dílu je zaveden do vodou chlazeného kondenzátoru. V zadání práce je specifikovaná jednotělesová konstrukce, což v praxi znamená, že VT díl a kombinovaný STNT díl mají jeden společný rotor. Požadovaný výkon celé turbíny je 150 MW_e . Tlak admisivní páry je zadán na $145 \text{ bar}(a)$, teplota páry je $545 \text{ }^\circ\text{C}$. Otáčky turbíny jsou 3000 min^{-1} . K výpočtu průtočné části turbíny je využito softwaru Turbin-Delphi v kombinaci se vzorci z [1] a [2].

2. Tepelné schéma

Pro návrh turbíny dle zadání je základem určení tepelného schématu celého zapojení, ze kterého se posléze určuje množství páry potřebné pro zajištění 100 % výkonu turbíny. Se znalostí množství páry protékající turbínou se pak váže určení tvaru a rozměrů lopatkového kanálu.

Pro výpočet tepelné bilance systému se vychází ze zadání:

Elektrický výkon na svorkách generátoru	$P_b = 150 MW_e$
Tlak admisivní páry	$p_1 = 145 bar(a)$
Teplota admisivní páry	$t_1 = 545^\circ C$
Teplota přehřáté páry	$t_3 = 545^\circ C$
Tlaková ztráta přehříváku	$z = 11\%$
Teplota odplynění	$t_{odpl} \approx 180^\circ C$
Teplota napájecí vody	$t_{nv} \approx 245^\circ C$
Teplota chladicí vody	$t_{chl} = 25^\circ C$
Otáčky turbíny	$n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Jak již bylo uvedeno v předešlé části, výstup z turbíny je axiální do napřímého napojeného, vodou chlazeného kondenzátoru. Důležitým faktorem ovlivňujícím celé schéma je zapojení regenerace. Dle zadání jsou použity tři nízkotlaké ohříváky označené NTO1, NTO2 a NTO3, jeden odplyňovák s napájecí nádrží a dále pak dva vysokotlaké ohříváky, označené VTO1 a VTO2. Číslování všech ohříváků je definováno v číselné řadě dle systému zapojení tj. od kondenzátoru.

2.1. Určení expanze ve VT dílu

Vstupními parametry páry jsou teplota admisivní páry $t_1 = 545^\circ C$ a tlak admisivní páry $p_1 = 145 bar(a)$. Avšak pára vstupující do turbíny resp. na první stupeň VT dílu, má parametry snížené o tlakové ztráty v regulačních ventilech. Ztráta je vyčíslena na 3%. Škrčení se uvažuje jako izoentalpické, tedy entalpie je konstantní před i za ventily. Naznačení průběhu regulace ve ventilech a expanze ve VT díle je na Obr. 2.1.

Vstup do VT dílu

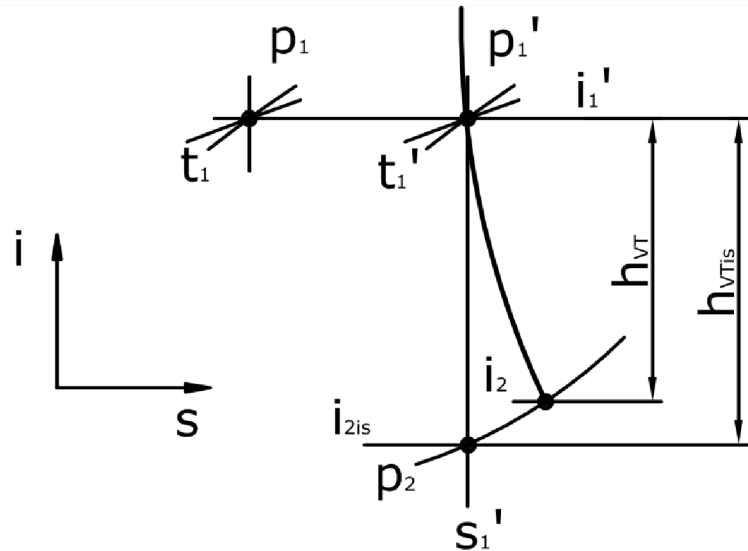
Parametry páry před ventily:

Tlak páry	$p_1 = 145 bar(a)$
Teplota páry	$t_1 = 545^\circ C$
Entalpie páry	$i_1(p_1; t_1) = 3442,269 kJ/kg$
Entropie páry	$s_1(p_1; i_1) = 6,527 kJ/kgK$

Parametry páry po škrčení:

Tlakové ztráty ventily	$z_v = 0,03$
------------------------	--------------

Tlak páry	$p_1' = (1 - z_v) \cdot p_1 = (1 - 0,03) \cdot 145 = 140,650 \text{ bar}(a)$
Teplota páry	$t_1'(p_1'; i_1') = 543,267^\circ\text{C}$
Entropie páry	$s_1'(p_1'; i_1') = 6,540 \text{ kJ/kgK}$
Entalpie páry po škrcení	$i_1' = i_1 = 3442,269 \text{ kJ/kg}$



Obr. 2.1 Expanze ve VT díle

Výstup z VT dílu

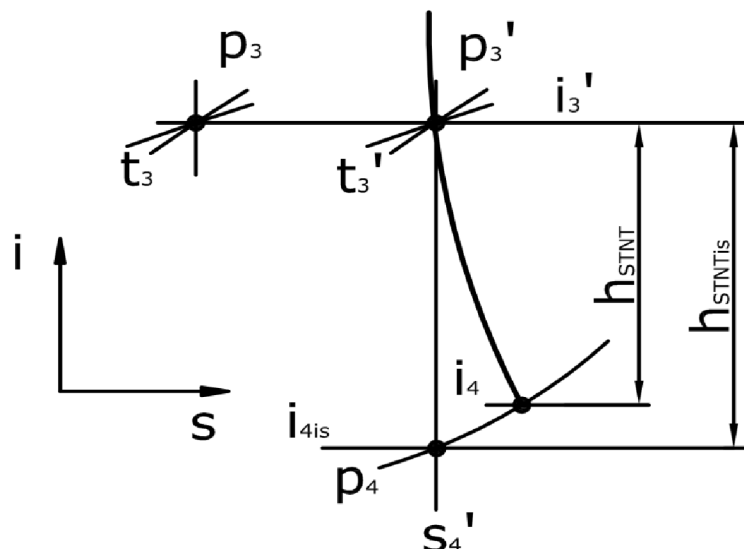
Pro určení hodnot na výstupu z VT dílu je třeba získat hodnotu tlaku páry v tomto bodě. Dle zvyklostí společnosti Škoda Power je hodnota tlaku nastavena tak, aby bylo dosaženo požadovaného tlaku pro VTO2, do kterého je část páry z výstupu VT dílu zavedena. Tlak je proto při výpočtu výměníku VTO2 určen jako $p_2 = 41,633 \text{ bar}(a)$.

Parametry páry na výstupu z VT dílu:

Tlak páry	$p_2 = 41,633 \text{ bar}(a)$
IS entropie páry	$s_{2is} = s_1' = 6,540 \text{ kJ/kgK}$
IS entalpie páry	$i_{2is}(p_2; s_{2is}) = 3076,409 \text{ kJ/kg}$
IS spád VT dílu	$h_{VTis} = i_1' - i_{2is}' = 3442,269 - 3076,409 = 365,860 \text{ kJ/kg}$
Účinnost VT dílu	$\eta = 98\%$
Skutečný spád VT dílu	$h_{VT} = h_{VTis} \cdot \eta = 365,860 \cdot 0,85 = 310,981 \text{ kJ/kg}$
Skutečná entalpie	$i_2 = i_1' - h_{VT} = 3442,269 - 310,981 = 3131,288 \text{ kJ/kg}$
Teplota páry	$t_2(p_2; i_2) = 366,792^\circ\text{C}$

2.2. Určení expanze v STNT díle

Mezi VT dílem a STNT dílem je zařazen přehřívák, který dohřeje páru z VT dílu na požadované parametry. Tento přehřívák pracuje s tlakovou ztrátou 11%, další tlaková ztráta těsně před vstupem do STNT dílu je způsobena zachytnými ventily. Množství páry do STNT dílu je nižší o odběr do druhého vysokotlakého ohříváku.



Obr. 2.2 Expanze v STNT díle

Vstup do STNT dílu

Parametry přehřáté páry za přehřívákem:

Teplota páry $t_3 = 545^\circ\text{C}$

Tlaková ztráta přehříváku $z_p = 11\% = 0,11$

Tlak páry $p_3 = p_2 \cdot (1 - z_p) = 41,632 \cdot (1 - 0,11) = 37,053\text{bar}(a)$

Entalpie páry $i_3(p_3; t_3) = 3551,597\text{kJ/kg}$

Parametry přehřáté páry na vstupu do STNT dílu:

Entalpie páry $i_3 = i_3' = 3551,597\text{kJ/kg}$

Tlaková ztráta ventily $z_{zv} = 1,5\% = 0,015$

Tlak páry $p_3' = p_3 \cdot (1 - z_{zv}) = 37,053 \cdot (1 - 0,015) = 36,497\text{bar}(a)$

Entropie páry $s_3'(p_3'; i_3') = 7,266\text{kJ/kgK}$

Teplota páry $t_3'(p_3'; i_3') = 544,770^\circ\text{C}$

Výstup z STNT dílu

Výpočet parametrů páry po průchodu kombinovaným STNT dílem je odvislý od požadovaných parametrech v kondenzátoru. Z výpočtu kondenzátoru (viz níže) je dána teplota páry na výstupu z turbíny $t_4 = 38^\circ\text{C}$. V této části turbíny je již pára na mezi sytosti, v praxi většinou již za mezi sytosti. Proto je možno určit tlak této páry jako tlak na mezi sytosti při teplotě t_4 .

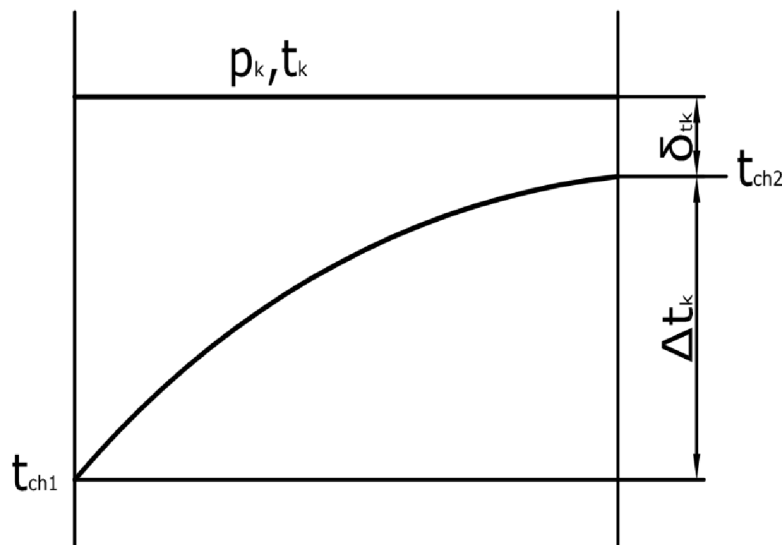
Parametry páry na výstupu z STNT dílu:

Teplota páry	$t_4 = 38^\circ\text{C}$
Tlak páry	$p_4(t_4) = 0,066\text{bar}(a)$
IS entropie páry	$s_{4is} = s_3' = 7,266\text{kJ/kgK}$
IS entalpie páry	$i_{4is}(p_4; s_{4is}) = 2250,234\text{kJ/kg}$
IS spád STNT dílu	$h_{STNTis} = i_3' - i_{4is} = 3551,597 - 2250,234 = 1301,363\text{kJ/kg}$
Účinnost STNT dílu	$\eta = 92\%$
Skutečný spád STNT dílu	$h_{STNT} = h_{STNTis} \cdot \eta = 1301,363 \cdot 0,92 = 1197,254\text{kJ/kg}$
Skutečná entalpie	$i_4 = i_3' - h_{STNT} = 3551,597 - 1197,254 = 2354,343\text{kJ/kg}$

2.3. Výpočet bilance kondenzátoru

Kondenzátor je výměník tepla, ve kterém pára z kombinovaného STNT dílu předává, za konstantní teploty a tlaku, zbytkové teplo chladicí vodě. Pára pod mezi sytosti v kondenzátoru zcela zkondenzuje a jako voda pokračuje dále do systému.

Průběh teplot v kondenzátoru je na Obr. 2.3. Teplota chladicí vody je ze zadání $t_{ch1} = 25^\circ\text{C}$, ohřátí chladicí vody v kondenzátoru je zvoleno ze zkušeností ve společnosti Škoda Power $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$, koncový rozdíl mezi teplotou ohřáté chladicí vody a teplotou v kondenzátoru je zvolen $\delta_{tk} = 3^\circ\text{C}$.

**Obr. 2.3 Průběh teplot v kondenzátoru**

Postup výpočtu je pak následující:

Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_k = 25 + 10 = 35^\circ\text{C}$$

Teplota při níž dochází ke kondenzaci

$$t_k = t_{ch2} + \delta_{tk} = 35 + 3 = 38^\circ\text{C}$$

Tlak v kondenzátoru je tlakem na mezi sytosti při teplotě $t_k = 38^\circ\text{C}$

$$p_k(t_k) = 0,06632\text{bar}(a)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z kondenzátoru

$$i_4'(p_k) = 159,183 \text{ kJ/kg}$$

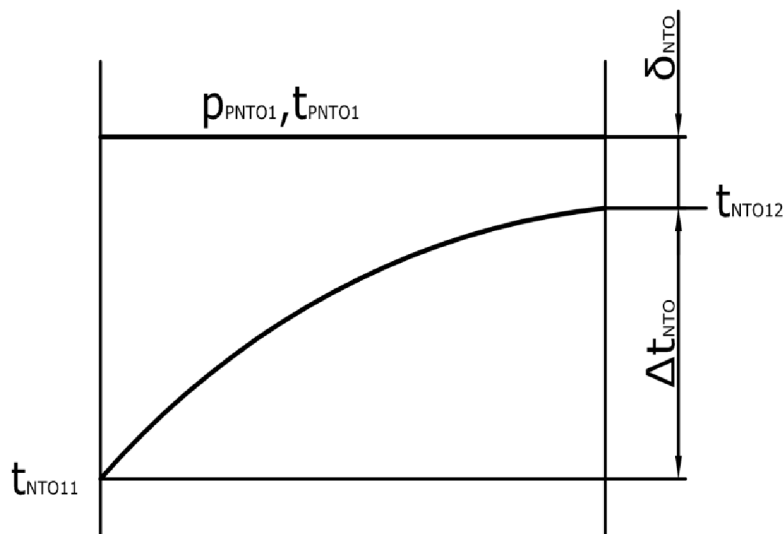
2.4. Teplený návrh nízkotlakých ohříváků

Nízkotlaké ohříváky slouží k předeřevu kondenzátu jdoucího z kondenzátoru do kotle. Předeřev vody před kotlem umožňuje zvýšení termodynamické účinnosti celého zapojení a tedy i lepší ekonomičnosti provozu. Zvýšením teploty kondenzátu do kotle se dá také přecházet pnutím a celkovému tepelnému namáhání kotle, čímž se prodlužuje jeho životnost.

2.4.1. Nízkotlaký ohřívák 1

Nízkotlaký ohřívák 1 (NTO1) je první ohřívák za kondenzátorem. Kondenzát vstupující do NTO1 má tedy teplotu $t_k = t_{NTO11} = 38^\circ\text{C}$. Průběh teplot v NTO1 viz Obr. 2.4.

Ohřátí napájecí vody je zvoleno o $\Delta t_{NTO} = 35,5^\circ\text{C}$ na všech ohřívácích. Dále je zvolen koncový rozdíl mezi teplotou páry jdoucí z odběru na turbině a ohřáté napájecí vody $\delta_{NTO} = 4^\circ\text{C}$ opět pro všechny NTO. Protože pára je k ohříváku přiváděna potrubím, musí se do výpočtu zahrnout také ztráta potrubím $z_{pot} = 4,5\%$.



Obr. 2.4 Průběh teplot v NTO

Parametry páry a vody pro NTO1:

Teplota napájecí vody na výstupu z NTO1

$$t_{NTO12} = t_{NTO21} = t_{NTO11} + \Delta t_{NTO1} = 38 + 35,5 = 73,5^\circ\text{C}$$

Teplota páry těsně před NTO1

$$t_{PNT01} = t_{NTO12} + \delta_{NTO1} = 73,5 + 4 = 77,5^\circ\text{C}$$

Tlak páry těsně před NTO1

$$p_{PNT01}(t_{PNT01}) = 0,428 \text{ bar}(a)$$

Tlak odebírané páry u turbíny

$$p_{TUR01} = \frac{p_{PNT01}}{1 - \frac{z_{pot}}{100}} = \frac{0,428}{1 - \frac{4,5}{100}} = 0,448 \text{ bar}(a)$$

Entalpie napájecí vody před NTO1

$$i_{NTO1}(p_k) = 159,182 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie napájecí vody za NTO1

$$i_{NTO12}(t_{NTO12}) = 307,685 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na mezi sytosti při tlaku p_{PNT01}

$$i_{SNT01}(p_{PNT01}) = 2638,820 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie po kondenzaci páry v NTO1

$$i'_{NTO1}(p_{PNT01}) = 324,459 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na vstupu do STNT dílu

$$i_3 = i'_3 = 3551,597 \text{ kJ/kg}$$

Entropie páry na vstupu do STNT dílu

$$s_3(p_3; i_3) = 7,266 \text{ kJ/kgK}$$

IS entalpie páry u odběru pro NTO1

$$i_{isNTO1}(p_{TUR01}; s_3) = 2512,655 \text{ kJ/kg}$$

IS spád k oběru pro NTO1

$$h_{isNTO1} = i_3 - i_{isNTO1} = 3551,597 - 2512,655 = 1038,942 \text{ kJ/kg}$$

Účinnost STNT dílu je určena $\eta = 92\%$

Skutečný spád STNT dílu k odběru pro NTO1

$$h_{NTO1}^{TUR} = h_{isNTO1} \cdot \frac{\eta}{100} = 1038,942 \cdot 0,92 = 955,827 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie páry v odběru pro NTO1

$$i_{PNT01} = i_3 - h_{NTO1} = 3551,597 - 955,827 = 2595,770 \text{ kJ/kg}$$

2.4.2. Nízkotlaký ohřívák 2

NTO2 předává teplo napájecí vodě z NTO1. Výpočet je totožný s výpočtem NTO1, jen hodnoty se liší. Výsledky tedy jsou:

Parametry páry a vody pro NTO2:

Teplota napájecí vody na výstupu z NTO2

$$t_{NTO22} = t_{NTO31} = t_{NTO21} + \Delta t_{NTO} = 73,5 + 35,5 = 109^\circ\text{C}$$

Teplota páry těsně před NTO2

$$t_{PNT02} = t_{NTO22} + \delta_{NTO} = 109 + 4 = 113^\circ\text{C}$$

Tlak páry těsně před NTO2

$$p_{PNT02}(t_{PNT02}) = 1,584 \text{ bar}(a)$$

Tlak odebírané páry u turbíny

$$p_{TUR02} = \frac{p_{PNT02}}{1 - \frac{z_{pot}}{100}} = \frac{1,584}{1 - \frac{4,5}{100}} = 1,659 \text{ bar}(a)$$

Entalpie napájecí vody před NTO2

$$i_{NTO21}(t_{NTO21}) = 307,685 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie napájecí vody za NTO2

$$i_{NTO22}(t_{NTO22}) = 457,130 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na mezi sytosti při tlaku p_{PNT02}

$$i_{SNT02}(p_{PNT02}) = 2695,597 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie po kondenzaci páry v NTO2

$$i_{NTO2}(p_{PNT02}) = 474,072 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na vstupu do STNT dílu

$$i_3 = i_3' = 3551,597 \text{ kJ/kg}$$

Entropie páry na vstupu do STNT dílu

$$s_3(p_3; i_3') = 7,266 \text{ kJ/kgK}$$

IS entalpie páry u odběru pro NTO2

$$i_{isNTO2}(p_{TUR02}; s_3') = 2727,986 \text{ kJ/kg}$$

IS spád k oběru pro NTO2

$$h_{isNTO2} = i_3' - i_{isNTO2} = 3551,597 - 2727,986 = 823,610 \text{ kJ/kg}$$

Účinnost STNT dílu je určena $\eta = 92\%$

Skutečný spád STNT dílu k odběru pro NTO2

$$h_{NTO2}^{TUR} = h_{isNTO2} \cdot \frac{\eta}{100} = 823,610 \cdot 0,92 = 757,721 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie páry v odběru pro NTO2

$$i_{PNT02} = i_3' - h_{NTO2} = 3551,597 - 757,721 = 2793,875 \text{ kJ/kg}$$

2.4.3. Nízkotlaký ohřívák 3

Výpočet NTO3 je analogický s výpočty předchozích dvou nízkotlakých ohříváků.

Parametry páry a vody pro NTO3:

Teplota napájecí vody na výstupu z NTO3

$$t_{NTO32} = t_{NTO31} + \Delta t_{NTO} = 109 + 35,5 = 144,5^\circ\text{C}$$

Teplota páry těsně před NTO3

$$t_{PNT03} = t_{NTO32} + \delta_{NTO} = 144,5 + 4 = 148,5^\circ\text{C}$$

Tlak páry těsně před NTO3

$$p_{PNT03}(t_{PNT03}) = 4,573 \text{ bar(a)}$$

Tlak odebírané páry u turbíny

$$p_{TUR03} = \frac{p_{PNT03}}{1 - \frac{z_{poi}}{100}} = \frac{4,573}{1 - \frac{4,5}{100}} = 4,788 \text{ bar(a)}$$

Entalpie napájecí vody před NTO3

$$i_{NTO31}(t_{NTO31}) = 457,130 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie napájecí vody za NTO3

$$i_{NTO32}(t_{NTO32}) = 608,541 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na mezi sytosti při tlaku p_{PNT03}

$$i_{SNT03}(p_{PNT03}) = 2744,107 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie po kondenzaci páry v NTO3

$$i_{NTO3}(p_{NTO3}) = 625,777 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na vstupu do STNT dílu

$$i_3 = i_3' = 3551,597 \text{ kJ/kg}$$

Entropie páry na vstupu do STNT dílu

$$s_3(p_3; i_3) = 7,266 \text{ kJ/kgK}$$

IS entalpie páry u odběru pro NTO3

$$i_{isNTO3}(p_{TUR03}; s_3) = 2947,558 \text{ kJ/kg}$$

IS spád k oběru pro NTO3

$$h_{isNTO3} = i_3' - i_{isNTO3} = 3551,597 - 2947,558 = 604,038 \text{ kJ/kg}$$

Účinnost STNT dílu je určena $\eta = 92\%$

Skutečný spád STNT dílu k odběru pro NTO3

$$h_{NTO3}^{TUR} = h_{isNTO3} \cdot \frac{\eta}{100} = 604,038 \cdot 0,92 = 555,715 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie páry v odběru pro NTO3

$$i_{NTO3} = i_3' - h_{NTO3} = 3551,597 - 555,715 = 2995,881 \text{ kJ/kg}$$

U ohříváků je navíc proveden výpočet jednotlivých spádů k daným odběrům, kterých se bude využívat v další části této práce.

2.5. Odplyňovák s napájecí nádrží

Hlavní funkcí odplyňováku (O) je odplynit páru a vodu, přicházející do napájecí nádrže. Plynné, nerozpustné složky vzduchu totiž způsobují zanášení potrubí a teplosměnných ploch celého systému. Odplyněním je zároveň dosaženo homogenizace vody resp. páry, tím pádem je zaručena i jejich fyzikální stálost.

Teplota odplynění je zadána $t_{odpl} \approx 180^\circ\text{C}$. Tlaková ztráta odplyňováku je ze zkušeností společnosti Škoda Power zvolena $z_o = 10\%$.

Parametry páry a vody v odplyňováku a napájecí nádrži:

Ohřátí kondenzátu

$$\Delta t_{odpl} = 35,5^\circ\text{C}$$

Teplota odplynění

$$t_{odpl} = t_{NTO32} + \Delta t_{odpl} = 144,5 + 35,5 = 180^\circ\text{C} \cong \text{zadání}$$

Tlak páry v odplyňováku

$$p_{odpl}(t_{odpl}) = 10,026 \text{ bar}(a)$$

Tlak páry odebírané u turbíny

$$p_{oTUR} = \frac{p_{odpl}}{1 - \frac{z_o}{100}} = \frac{10,026}{0,9} = 11,140 \text{ bar}(a)$$

Entalpie napájecí vody před odplyňovákem

$$i_{odpl1}(t_{NTO32}) = 608,541 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie napájecí vody za odplyňovákem

$$i_{odpl2}(t_{odpl}) = 763,188 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na mezi sytosti při tlaku p_{odpl}

$$i_{Sodpl}(p_{odpl}) = 2777,219 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na vstupu do STNT dílu

$$i_3 = i_3' = 3551,597 \text{ kJ/kg}$$

Entropie páry na vstupu do STNT dílu

$$s_3'(p_3'; i_3') = 7,266 \text{ kJ/kgK}$$

IS entalpie páry u odběru pro odplynovák

$$i_{ISodpl}(p_{oTUR}; s_3') = 3165,780 \text{ kJ/kg}$$

IS spád k odběru pro odplynovák

$$h_{ISodpl} = i_3' - i_{ISodpl} = 3551,597 - 3165,780 = 385,817 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný spád STNT dílu k odběru pro odplynovák

$$h_{odpl}^{TUR} = h_{ISodpl} \cdot \eta = 385,817 \cdot 0,92 = 354,952 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie páry v odběru pro odplynovák

$$i_{Podpl} = i_3' - h_{odpl} = 3551,597 - 354,952 = 3196,645 \text{ kJ/kg}$$

2.6. Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo (NČ) je vřazeno hned za odplynovák s napájecí nádrží. Jeho úkolem je dopravit kondenzát přes vysokotlaké ohříváky do kotle, dále pak dosáhnout takových hodnot tlaku, aby pokryly ztráty prouděním a také, aby bylo možno dosáhnout parametrů admisivní páry na vstupu do regulačních ventilů. Dle praxe je zvolena tlaková ztráta 30% z požadovaného tlaku admisivní páry. Napájecí čerpadlo je zvoleno s účinností 80%. Výpočet parametrů kondenzátu za napájecím čerpadlem je pak následující:

Tlaková ztráta 30% $z_{p1} = 0,03 \cdot p_1 = 0,03 \cdot 145 = 43,5 \text{ bar}(a)$

Tlak napájecím čerpadlem $p_{nč} = z_{p1} + p_1 = 43,5 + 145 = 188,5 \text{ bar}(a)$

Tepelná kapacita vody $c = 4,187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

Parametry odplynění

Teplota odplynění $t_{odpl} = 180^\circ\text{C}$

Tlak v odplynováku $p_{odpl}(t_{odpl}) = 10,026 \text{ bar}(a)$

Entalpie vody v odpl. $i_{odpl}(t_{odpl}) = 763,188 \text{ kJ/kg}$

Entropie vody v odpl. $s_{odpl}(p_{odpl}; i_{odpl}) = 2,139 \text{ kJ/kgK}$

Entalpie páry v odpl. $i_{Sodpl}(t_{odpl}) = 2777,219 \text{ kJ/kg}$

Dopočet parametrů kondenzátu

IS entalpie vody v čerpadle $i_{ISnč}(p_{nč}; s_{odpl}) = 783,282 \text{ kJ/kg}$

IS spád čerpadla $h_{ISnč} = i_{ISnč} - i_{odpl} = 783,282 - 763,188 = 20,094 \text{ kJ/kg}$

Skutečný spád čerpadla $h_{nč} = \frac{h_{ISnč}}{\eta_{nč}} = \frac{20,094}{0,8} = 25,118 \text{ kJ/kg}$

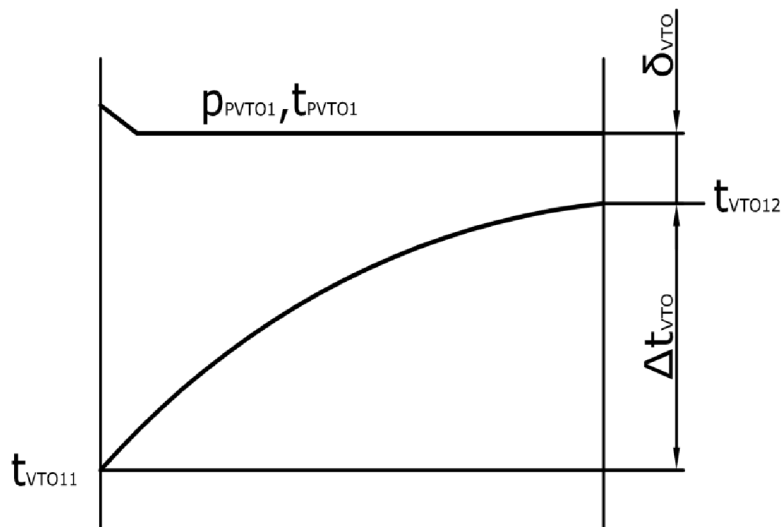
Entalpie nap. čerpadlem $i_{nč} = i_{odpl} + h_{nč} = 763,188 + 25,118 = 788,306 \text{ kJ/kg}$

Vzhledem k tomu, že v čerpadle dochází ke zvýšení tlaku kondenzátu, dochází také k jeho přihřátí. Teplota vody za napájecím čerpadlem se určí z tlaku a entalpie kapaliny za čerpadlem: $t_{nč}(p_{nč}; i_{nč}) = 183,653^{\circ}\text{C}$. Ohřátí průchodem napájecím čerpadlem je tedy: $\Delta t_{nč} = t_{nč} - t_{odpl} = 183,653 - 180 = 3,653^{\circ}\text{C}$.

2.7. Vysokotlaké ohříváky

Vysokotlaké ohříváky jsou posledními stupni regenerace před vstupem vody do kotle. V případě zapojení dle zadání této diplomové práce je odběr pro páru vysokotlakého ohříváku 1 (VTO1) brán z kombinovaného STNT dílu. Pára pro vysokotlaký ohřívák 2 (VTO2) je brána z výstupu ze samostatného VT dílu. Jak již bylo uvedeno v části zabývající se výpočtem expanze ve VT dílu, tlak na konci VT dílu je napočítán tak, aby bylo dosaženo požadovaného tlaku pro odběr do VTO2.

Za oběma ohříváky je požadavek na teplotu vody do kotle $t_{nv} = 245^{\circ}\text{C}$. Velikost ohřátí v jednotlivých výměnících není konstantní. Koncový rozdíl mezi teplotou ohřáté vody z ohříváku a páry do daného ohříváku je stanoven na $\delta_{VTO} = 5^{\circ}\text{C}$ dle [1]. Průběh teplot viz Obr. 2.5.



Obr. 2.5 Průběh teplot ve VTO

2.7.1. Vysokotlaký ohřívák 1

VTO1 je řazen za napájecí čerpadlo, voda do výměníku vstupující má tak parametry vody za čerpadlem. Míra ohřátí napájecí vody je zvolena $\Delta t_{VTO1} = 26^{\circ}\text{C}$ a to z důvodů vhodnosti nižšího ohřátí na VTO1 a zvyklosti společnosti Škoda Power. Dále pak se stejně jako v případě nízkotlakých ohříváku musí započítat ztráta vedením páry potrubím od odběru k ohříváku $z_{pot} = 4,5\%$.

Parametry vody a páry ve VTO1:
Teplota napájecí vody před VTO1

$$t_{VTO11} = t_{nč} = 183,653^{\circ}C$$

Teplota napájecí vody za VTO1

$$t_{VTO12} = t_{VTO11} + \Delta t_{VTO1} = 183,653 + 26 = 209,653^{\circ}C$$

Teplota páry těsně před VTO1

$$t_{PVT01} = t_{VTO12} + \delta_{VTO} = 209,653 + 5 = 214,653^{\circ}C$$

Tlak páry těsně před VTO1

$$p_{PVT01}(t_{PVT01}) = 20,913 \text{ bar}(a)$$

Tlak páry v odběru pro VTO1

$$p_{TUR05} = \frac{p_{PVT01}}{1 - \frac{z_{pot}}{100}} = \frac{20,913}{0,955} = 21,898 \text{ bar}(a)$$

Entalpie napájecí vody na vstupu do VTO1

$$i_{VTO11}(t_{VTO11}) = 779,351 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie napájecí vody za VTO1

$$i_{VTO12}(t_{VTO12}) = 896,147 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na mezi sytosti při tlaku p_{PVT01}

$$i_{SVTO1}(p_{PVT01}) = 2799,280 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie vody po kondenzaci páry ve VTO1

$$i_{VTO1}(p_{PVT01}) = 919,017 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie páry na vstupu do STNT dílu

$$i_3 = i_3' = 3551,597 \text{ kJ/kg}$$

Entropie páry na vstupu do STNT dílu

$$s_3(p_3; i_3) = 7,266 \text{ kJ/kgK}$$

IS entalpie páry u odběru pro VTO1

$$i_{ISVTO1}(p_{TUR05}; s_3) = 3373,125 \text{ kJ/kg}$$

IS spád k odběru pro VTO1

$$h_{ISVTO1} = i_3' - i_{ISVTO1} = 3551,597 - 3373,125 = 178,472 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný spád k odběru pro VTO1

$$h_{VTO1} = h_{ISVTO1} \cdot \eta = 178,472 \cdot 0,92 = 164,194 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie v místě odběru

$$i_{PVT01} = i_3' - h_{VTO1} = 3551,597 - 164,194 = 3387,402 \text{ kJ/kg}$$

2.8. Vysokotlaký ohřívák 2

Tento vysokotlaký ohřívák je napojen na výstup z vysokotlaké části turbíny, proto se do vzorce pro skutečný spád na turbině započítává účinnost VT dílu $\eta_{VT} = 85\%$. Teplota napájecí vody za VTO2 je zadána hodnotou $t_{VTO22} \approx 245^{\circ}C$, proto byla zvolena míra ohřátí v tomto výměníku $\Delta t_{VTO2} \approx 35,346^{\circ}C$.

Parametry vody a páry ve VTO2:

Teplota napájecí vody před VTO2

$$t_{VTO21} = 209,653^{\circ}C$$

Teplota napájecí vody za VTO2

$$t_{VTO22} = t_{VTO21} + \Delta t_{VTO2} = 209,653 + 35,346 = 245^{\circ}\text{C}$$

Teplota páry těsně před VTO2

$$t_{PVT02} = t_{VTO22} + \delta_{VTO} = 245 + 5 = 250^{\circ}\text{C}$$

Tlak páry těsně před VTO2

$$p_{PVT02}(t_{PVT02}) = 39,759\text{bar}(a)$$

Tlak páry v odběru pro VTO2

$$p_{TUR06} = \frac{p_{PVT02}}{1 - \frac{z_{pot}}{100}} = \frac{39,759}{0,955} = 41,633\text{bar}(a)$$

Entalpie napájecí vody na vstupu do VTO2

$$i_{VTO21}(t_{VTO21}) = 896,147\text{kJ/kg}$$

Entalpie napájecí vody za VTO2

$$i_{VTO22}(t_{VTO22}) = 1061,491\text{kJ/kg}$$

Entalpie páry na mezi sytosti při tlaku p_{PVT02}

$$i_{SVTO2}(p_{PVT02}) = 2801,012\text{kJ/kg}$$

Entalpie vody po kondenzaci páry ve VTO2

$$i'_{VTO2}(p_{PVT02}) = 1085,686\text{kJ/kg}$$

Entalpie páry na vstupu do VT dílu

$$i_1' = 3442,269\text{kJ/kg}$$

Entropie páry na vstupu do VT dílu

$$s_1'(p_1'; i_1') = 6,540\text{kJ/kgK}$$

IS entalpie páry u odběru pro VTO2

$$i_{ISVTO2}(p_{TUR06}; s_1') = 3076,409\text{kJ/kg}$$

IS spád k odběru pro VTO2

$$h_{ISVTO2} = i_1' - i_{ISVTO2} = 3442,269 - 3076,409 = 365,860\text{kJ/kg}$$

Skutečný spád k odběru pro VTO2

$$h_{VTO2} = h_{ISVTO2} \cdot \eta_{VT} = 365,860 \cdot 0,85 = 310,981\text{kJ/kg}$$

Skutečná entalpie v místě odběru

$$i_{PVT02} = i_1' - h_{VTO2} = 3442,269 - 310,981 = 3131,288\text{kJ/kg}$$

2.9. Výpočet množství páry

Výpočet množství páry pro jednotlivé odběry a určení celkového množství páry potřebného k zajištění stoprocentního výkonu turbíny je provedeno přes výpočet jednotkového množství a tepelné bilance jednotlivých ohříváků. Oba vysokotlaké ohříváky pracují s účinností $\eta_{VTO} = 98\%$, nízkotlaké ohříváky včetně odplynováku pracují s účinností $\eta_{NTO} = 99\%$, obě hodnoty účinností jsou převzaty z [1].

2.9.1. Bilanční rovnice

Jednotkové množství y_{VTO2} pro ohřívák VTO2

$$y_{VTO2} = \frac{i_{VTO22} - i_{VTO21}}{\eta_o \cdot (i_{PVT02} - i_{VTO2})} = \frac{1061,491 - 896,147}{0,98 \cdot (3131,288 - 1085,686)} = 0,08247$$

Jednotkové množství y_{VTO1} pro ohřívák VTO1

$$y_{VTO1} = \frac{(i_{VTO12} - i_{VTO11}) - y_{VTO2} \cdot \eta_o \cdot (i_{VTO2} - i_{VTO1})}{\eta_o \cdot (i_{PVTO1} - i_{VTO1})} =$$

$$= \frac{(896,147 - 779,351) - 0,08247 \cdot 0,98 \cdot (1085,686 - 919,017)}{0,98 \cdot (3387,402 - 919,017)} = 0,04271$$

Jednotkové množství y_{VTO} obou VT ohříváků

$$y_{VTO} = y_{VTO1} + y_{VTO2} = 0,08247 + 0,04271 = 0,1251$$

Jednotkové množství y_{odpl} pro odplyňovák

$$y_{odpl} = \frac{(1 - y_{VTO2}) \cdot (i_{odpL2} - i_{odpL1}) - y_{VTO} \cdot \eta_{NTO} \cdot (i_{VTO1} - i_{odpL2})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{Podpl} - i_{odpl}) + (i_{odpL2} - i_{odpL1})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,08247) \cdot (763,188 - 608,541) - 0,1251 \cdot 0,99 \cdot (919,017 - 763,188)}{0,99 \cdot (3196,645 - 763,188) + (763,188 - 608,541)} = 0,04033$$

Jednotkové množství y_{NTO3} pro ohřívák NTO3

$$y_{NTO3} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_{odpl}) \cdot (i_{NTO32} - i_{NTO31})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{PNTO3} - i_{NTO3})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,1251 - 0,0403) \cdot (608,541 - 457,130)}{0,99 \cdot (2995,881 - 625,777)} = 0,05384$$

Jednotkové množství y_{NTO2} pro ohřívák NTO2

$$y_{NTO2} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_{odpl}) \cdot (i_{NTO22} - i_{NTO21}) - y_{NTO3} \cdot \eta_{NTO} \cdot (i_{NTO3} - i_{NTO2})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{PNTO2} - i_{NTO2})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,1251 - 0,0403) \cdot (457,130 - 307,684) - 0,05384 \cdot 0,99 \cdot (625,777 - 474,072)}{0,99 \cdot (2793,875 - 474,072)} = 0,05077$$

Jednotkové množství y_{NT} pro ohříváky NTO2 a NTO3

$$y_{NT} = y_{NTO3} + y_{NTO2} = 0,05384 + 0,05077 = 0,1046$$

Jednotkové množství y_{NTO1} pro ohřívák NTO1

$$y_{NTO1} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_{odpl}) \cdot (i_{NTO12} - i_{NTO11}) - y_{NT} \cdot \eta_{NTO} \cdot (i_{NTO2} - i_{NTO1})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{PNTO1} - i_{NTO1})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,1251 - 0,0403) \cdot (307,684 - 159,182) - 0,1046 \cdot 0,99 \cdot (474,072 - 324,458)}{0,99 \cdot (2595,770 - 324,458)} = 0,04821$$

Z důvodů zajištění co možná nejvyšší přesnosti dalších výpočtů je ve výše uvedených výpočtech kalkulováno s hodnotami jednotkových množství s pěti desetinnými místy.

2.9.2. Výpočet měrné práce

Při výpočtu měrné práce se vychází z jednotlivých entalpických spádů mezi danými odběry:

Entalpický spád ve VT dílu k odběru pro VTO2

$$h_{VTO2} = 310,981 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád v STNT dílu k odběru pro VTO1

$$h_{VTO1} = 164,194 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád mezi odběry pro VTO1 a odplyňovák

$$h_{odpl} = i_{PVTO1} - i_{Podpl} = 3387,402 - 3196,645 = 190,757 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád mezi odběry pro odplyňovák a NTO3

$$h_{NTO3} = i_{Podpl} - i_{PNT03} = 3196,645 - 2995,881 = 200,763 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád mezi odběry pro NTO3 a NTO2

$$h_{NTO2} = i_{PNT03} - i_{PNT02} = 2995,881 - 2793,875 = 202,006 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád mezi odběry pro NTO2 a NTO1

$$h_{NTO1} = i_{PNT02} - i_{PNT01} = 2793,875 - 2595,770 = 198,105 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád mezi odběrem pro NTO1 a vstupem do kondenzátoru

$$h_K = i_{PNT01} - i_4 = 2595,770 - 2354,343 = 241,427 \text{ kJ/kg}$$

Určení měrné práce pro VT díl je zjednodušeno faktem, že je zde pouze jeden odběr, který je navíc zaveden na konec VT dílu, proto tedy:

Měrná práce VT dílu

$$a_{VT} = h_{VTO2} = 310,981 \text{ kJ/kg}$$

Ve výpočtu měrné práce pro kombinovaný STNT díl je nutné zahrnout všechny odběry na této části turbíny a jednotlivá jednotková množství pro dané odběry:

Celková měrná práce celé turbíny

$$a_{TUR} = a_{VT} + a_{STNT} = 310,981 + 951,900 = 1262,881 \text{ kJ/kg}$$

2.9.3. Množství páry pro jednotlivé odběry

K výpočtu celkové množství páry do turbíny je zapotřebí určit účinnost generátoru $\eta_G = 97,5\%$ a mechanickou účinnost $\eta_M = 99,5\%$, tyto hodnoty jsou odečteny z přílohy č.6 [1]. Pak celkové množství páry m_p :

$$m_p = \frac{P_b}{a_{TUR} \cdot \eta_G \cdot \eta_M} = \frac{150000}{1262,881 \cdot \frac{97,5}{100} \cdot \frac{99,5}{100}} = 122,434 \text{ kg/s}$$

Množství páry pro jednotlivé odběry se vypočte vynásobením jednotkového množství páry, pro daný odběr, celkovým množstvím:

Množství páry pro VTO2

$$m_{VTO2} = m_p \cdot y_{VTO2} = 122,434 \cdot 0,08247 = 10,098 \text{ kg/s}$$

Množství páry pro VTO1

$$m_{VTO1} = m_p \cdot y_{VTO1} = 122,434 \cdot 0,04271 = 5,229 \text{ kg/s}$$

Množství páry pro odplyňovák

$$m_{odpl} = m_p \cdot y_{odpl} = 122,434 \cdot 0,04033 = 4,938 \text{ kg/s}$$

Množství páry pro NTO3

$$m_{NTO3} = m_p \cdot y_{NTO3} = 122,434 \cdot 0,05384 = 6,592 \text{ kg/s}$$

Množství páry pro NTO2

$$m_{NTO2} = m_p \cdot y_{NTO2} = 122,434 \cdot 0,05077 = 6,217 \text{ kg/s}$$

Množství páry pro NTO1

$$m_{NTO1} = m_p \cdot y_{NTO1} = 122,434 \cdot 0,04821 = 5,903 \text{ kg/s}$$

Pak tedy:

Množství páry do VT dílu

$$m_p = m_{VT} = 122,434 \text{ kg/s}$$

Množství páry do přívahu resp. STNT dílu

$$m_{STNT} = m_{VT} - m_{VTO2} = 122,434 - 10,098 = 112,335 \text{ kg/s}$$

Množství páry za STNT dílem

$$m_{KSTNT} = m_{STNT} - m_{VTO1} - m_{odpl} - m_{NTO3} - m_{NTO2} - m_{NTO1} \\ = 112,335 - 5,229 - 4,938 - 6,592 - 6,217 - 5,903 = 83,454 \text{ kg/s}$$

Zbylá množství se určují analogicky, tedy od množství páry před odběrem se odečítá množství páry pro odběr. Výsledky jsou pak shrnuty v Tab. 2 a také zakresleny na schéma z Přílohy 1.

Množství páry do VT dílu	122,434	kg/s
Množství páry do STNT dílu	112,336	kg/s
Množství páry za odběrem pro VTO1	107,106	kg/s
Množství páry za odběrem pro odplyňovák	102,168	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO3	95,575	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO2	89,358	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO1	83,454	kg/s

Tab. 2. Množství páry

2.10. Výkon turbíny

Technická práce VT dílu se určí vynásobením množství páry vstupujícím do této části turbíny a spádem:

$$A_{VT} = m_p \cdot h_{VT} = 122,433 \cdot 310,981 = 38074,575 \text{ kW}$$

Pro určení výkonu resp. technické práce STNT dílu se musí provést výše uvedený výpočet pro jednotlivé části turbíny, protože množství páry není konstantní.

$$\begin{aligned}
A_{ISTNT} &= (m_P - m_{VTO2}) \cdot h_{VTO1} + (m_P - m_{VTO2} - m_{VTO1}) \cdot h_{odpl} + (m_P - m_{VTO2} - m_{VTO1} \\
&- m_{odpl}) \cdot h_{NTO3} + (m_P - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{odpl} - m_{NTO3}) \cdot h_{NTO2} + (m_P - m_{VTO2} - m_{VTO1} \\
&- m_{odpl} - m_{NTO3} - m_{NTO2}) \cdot h_{NTO1} + (m_P - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{odpl} - m_{NTO3} - m_{NTO2} - m_{NTO1}) \cdot h_K \\
A_{ISTNT} &= 112,336 \cdot 164,194 + 107,106 \cdot 190,757 + 102,168 \cdot 200,763 + 95,575 \cdot 202,006 \\
&+ 89,358 \cdot 198,105 + 83,454 \cdot 241,427 = 116545,674 kW
\end{aligned}$$

Výkon celé turbíny je dán součtem dílčích výkonů

$$A_t = A_{VT} + A_{ISTNT} = 38074,575 + 116544,674 = 154619,250 kW = 154,619 MW$$

3. Návrh průtočné části turbíny

Průtočná část turbíny nebo také průtočný kanál je nejdůležitější a také nejsložitější částí turbíny. Kanál je tvořen za sebou řazenými jednotlivými stupni. Každý stupeň se sestává z jedné rozváděcí a jedné oběžné lopatky.

Rozváděcí lopatka zaručuje správný náběh páry na oběžnou lopatku, aby docházelo k co možná nejmenším ztrátám (třením, odklonem proudu páry, přetékáním lopatky atpod.). Rozváděcí lopatky jsou zasazeny do statorové části turbíny. Naopak oběžné lopatky jsou zasazeny do kol rotoru a průchodem páry přes ně dochází k roztáčení rotoru, který je spojen s generátorem, ve kterém se generuje elektrická energie.

K výpočtu základních parametrů průtočné části turbíny je v této práci využito programu Turbina Delphi. Do softwaru se zadávají výše vypočtené parametry páry a také poměr obvodové rychlosti u a rychlosti vzniklé izotermickou expanzí c_0 . Poměr u/c_0 by měl být optimálně v rozmezí $\langle 0,4; 0,5 \rangle$. Změnou poměru rychlostí lze optimalizovat délky stupňů, jejich výkony, patní průměry a také účinnosti stupňů. Po konzultaci se zástupcem zadavatele diplomové práce byl zvolen vstupní úhel proudu páry vstupující na stupeň $\alpha_1 = 22,5^\circ$. Výpočty programu Turbina Delphi vycházejí z následujících vztahů:

Obvodová rychlost

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} [m/s] \quad \begin{array}{l} n[\text{min}^{-1}] \quad \text{- jmenovité otáčky turbíny} \\ D_s[m] \quad \text{- střední průměr lopatek} \end{array}$$

Rychlost vzniklá izotermickou expanzí

$$c_0 = \sqrt{2000 \cdot h_{IS}} [m/s] \quad h_{IS}[kJ/kg] \quad \text{- izoentalpický spád stupně}$$

Výstupní rychlost z rozváděcího kola

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 [m/s] \quad \varphi[-] \quad \text{- rychl. součinitel v rozváděcích lopátkách}$$

Ztráta v rozváděcím kole

$$Z_r = (1 - \varphi^2) \cdot h_{IS} [kJ/kg]$$

Entalpie za rozváděcím kolem

$$i_{2s} = i_1 - h_{fs} [kJ/kg] \quad i_1 [kJ/kg] \quad \text{-entalpie před rozváděcím kolem}$$

Entalpie za rozváděcím kolem s uvažováním ztráty v rozváděcím kanálu

$$i_{Zr} = i_{2s} - Z_r [kJ/kg]$$

Délka rozváděcí lopatky při totálním ostříku

$$l_t = \frac{m \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \varepsilon_r} [mm]$$

$v_2 [m^3/kg]$ -měrný objem na konci expanze

páry v rozváděcích lopatkách s uvažováním ztrát

$\varepsilon_r [-]$ -faktor určující míru zaplnění výstupního průřezu konečnou tloušťkou výstupní hrany rozváděcích lopatek

Optimální délka lopatky

$$l_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot D_s \cdot l_t}{1,26 \cdot n + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^2}} [mm]$$

Parcielnost

$$\varepsilon = \frac{l_t}{l_{opt}} [-]$$

Redukovaná délka lopatky

$$l_{red} = \frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0}}{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0} \cdot \frac{1}{l_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3} [mm]$$

Podmínka parcielnosti:

$l_{red} > l_t$ zvolen parciální ostřík

skutečná délka lopatky $l_p = l_{opt}$

$l_{red} < l_t$ zvolen totální ostřík

skutečná délka lopatky $l_p = l_t$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky

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

Ztráta konečnou délkou lopatky

$$Z_l = \frac{0,0029}{l_p} \cdot \eta_\infty [-]$$

Ztráta parcielním ostřikem

$$Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot n[-] \quad n[-] \text{ -počet segmentů parcielního ostřiku}$$

Ztráta odlišným průměrem kola (určuje se pouze při $D_s > 1m$)

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

Ztráta ventilací

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

Ztráta rozvějířením lopatek

$$Z_r = 0,665 \cdot \left(\frac{l_p}{D_s} \right)^2 [-]$$

Ztráta třením disku

$$Z_d = 0,59 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)^3 \cdot \frac{1}{l_r} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} [-]$$

Ztráta vlhkostí páry

$$Z_v = 1 - x[-] \quad x[-] \text{ -vlhkost páry}$$

Vlastní účinnost stupně

$$\eta_i = \eta_\infty - \sum Z_i [\%] \quad \sum Z_i [-] \text{ -suma všech ztrát}$$

Užitečný spád stupně

$$h_{už} = h_{IS} \cdot \eta_i [kJ/kg]$$

Entalpie na vstupu do následujícího stupně

$$i_2 = i_1 - h_{už} [kJ/kg]$$

Výkon stupně

$$P = m \cdot h_{už} [kW]$$

3.1. Průtočná část VT dílu

Při řešení průtočné části VT dílu bylo vypočteno několik variant, ze kterých se pak volil nejlepší návrh. Určujícím faktorem byla účinnost jednotlivých stupňů, poměr u/c_0 a také co možná nejmenší počet stupňů, který má velký vliv také na ekonomickou stránku realizace. První stupeň VT dílu je ostřikován parciálně (P), zbylých sedm stupňů je ostříknuto totálně (T). Jako nejvhodnější varianta je zvolena následující osmistupňová koncepce:

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$m[\text{kg/s}]$	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434
$i_1[\text{kJ/kg}]$	3440,282	3397,620	3360,119	3322,424	3284,358	3245,773	3206,862	3167,486
$s_1[\text{kJ/kgK}]$	6,538	6,559	6,568	6,577	6,586	6,595	6,604	6,613
$t_1[^\circ\text{C}]$	543,267	517,427	496,054	474,611	453,012	431,209	409,303	387,243
$p_1[\text{MPa}]$	14,065	11,795	10,304	8,966	7,766	6,695	5,744	4,901
$x_1[-]$	-	-	-	-	-	-	-	-
$D_s[\text{m}]$	1,018	0,933	0,934	0,936	0,939	0,941	0,944	0,946
$D_p[\text{m}]$	1,000	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900
$h_{is}[\text{kJ/kg}]$	59,129	44,365	44,460	44,651	44,938	45,129	45,418	45,234
$u[\text{m/s}]$	159,907	146,555	146,712	147,027	147,498	147,812	148,283	148,597
$c_0[\text{m/s}]$	343,886	297,877	298,196	298,834	299,792	300,431	301,389	300,777
$u/c_0[-]$	0,465	0,492	0,492	0,492	0,492	0,492	0,492	0,494
$v_r[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,028	0,031	0,035	0,040	0,045	0,051	0,057	0,066
$\alpha_i[^\circ]$	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500
$l_i[\text{mm}]$	9,311	33,000	34,000	36,000	39,000	41,000	44,000	46,000
$l_{red}[\text{mm}]$	14,065	0	0	0	0	0	0	0
Ostřík	P	T	T	T	T	T	T	T
$\varepsilon[-]$	0,517	1	1	1	1	1	1	1
n_1	2	2	2	2	2	2	2	2
$l_{opt}[\text{mm}]$	29,531	32,526	34,394	36,406	38,575	40,984	43,599	46,391
$l_p[\text{mm}]$	18,000	33,000	34,000	36,000	39,000	41,000	44,000	46,000
$l_p/D_s[-]$	0,018	0,035	0,036	0,039	0,042	0,044	0,047	0,049
Typ lop.	V	V	V	V	V	V	V	V
$\eta_c[\%]$	93,042	93,476	93,476	93,476	93,476	93,476	93,476	93,487
$Z_d[\%]$	0	0,165	0,162	0,157	0,150	0,145	0,138	0,133
$Z_i[\%]$	14,990	8,215	7,973	7,530	6,951	6,612	6,161	5,894
$Z_p[\%]$	3,270	0	0	0	0	0	0	0
$Z_v[\%]$	0,924	0	0	0	0	0	0	0
$Z_t[\%]$	1,695	0,519	0,504	0,477	0,442	0,421	0,394	0,382
$Z_r[\%]$	0,013	0,050	0,053	0,059	0,069	0,076	0,087	0,095
$Z_x[\%]$	0	0	0	0	0	0	0	0
$\eta_i[\%]$	72,151	84,528	84,783	85,252	85,864	86,222	86,697	86,983
$h_{u2}[\text{kJ/kg}]$	42,662	37,501	37,695	38,066	38,585	38,911	39,375	39,345
$P[\text{kW}]$	5223,251	4591,362	4615,135	4660,544	4724,144	4764,055	4820,876	4817,191
$i_{2s}[\text{kJ/kg}]$	3381,153	3353,255	3315,659	3277,773	3239,421	3200,644	3161,444	3122,253
$i_2[\text{kJ/kg}]$	3397,620	3360,119	3322,424	3284,358	3245,773	3206,862	3167,486	3128,141
$s_2[\text{kJ/kgK}]$	6,559	6,568	6,577	6,586	6,595	6,604	6,613	6,622
$t_2[^\circ\text{C}]$	517,427	496,054	474,611	453,012	431,209	409,303	387,243	365,297
$p_2[\text{MPa}]$	11,795	10,304	8,966	7,766	6,695	5,744	4,901	4,163
$x_2[-]$	-	-	-	-	-	-	-	-

Tab.3.1 Výpočet průtočné části VT dílu

Výkon skupiny [kW]	38216,560
huž [kJ/kg]	312,140
Σh_{is} [kJ/kg]	373,320
h_{is} [kJ/kg]	365,090
η [%]	85,500
Reheat faktor	0,023

Tab.3.2 Parametry celého VT dílu

3.2. Průtočná část STNT dílu

Stejně jako u návrhu průtočné části VT dílu i proces návrhu průtočné části STNT dílu byl postupný. Změnami u/c_0 se regulovala navrhovaná délka lopatek, počet stupňů, patní průměry atd. a hledala se nejlepší varianta. Nejvhodnější byla následující varianta s jedenácti totálně ostříknutými stupni:

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$m[\text{kg/s}]$	112,336	112,336	107,106	107,106	102,168	102,168
$i_1[\text{kJ/kg}]$	3550,440	3479,280	3404,174	3323,101	3233,325	3134,191
$s_1[\text{kJ/kgK}]$	7,265	7,284	7,303	7,324	7,346	7,370
$t_1[^\circ\text{C}]$	544,771	509,715	472,488	432,051	386,937	336,570
$p_1[\text{MPa}]$	3,650	2,873	2,215	1,652	1,177	0,792
$x_1[-]$	-	-	-	-	-	-
$D_s[\text{m}]$	1,228	1,252	1,295	1,352	1,411	1,478
$D_p[\text{m}]$	1,200	1,220	1,260	1,310	1,360	1,410
$h_{is}[\text{kJ/kg}]$	86,040	89,436	95,685	104,294	113,595	124,639
$u[\text{m/s}]$	192,894	196,664	203,418	212,372	221,639	232,164
$c_0[\text{m/s}]$	414,825	422,933	437,458	456,713	476,644	499,277
$u/c_0[-]$	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465
$v_r[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,122	0,151	0,192	0,253	0,348	0,508
$\alpha_1[^\circ]$	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500
$l_i[\text{mm}]$	28,000	32,000	35,000	42,000	51,000	68,000
$l_{red}[\text{mm}]$	0	0	0	0	0	0
Ostřík	T	T	T	T	T	T
$\varepsilon[-]$	1	1	1	1	1	1
n_1	1	1	1	1	1	1
$l_{opt}[\text{mm}]$	56,777	62,100	66,322	73,239	80,768	93,622
$l_p[\text{mm}]$	28,000	32,000	35,000	42,000	51,000	68,000
$l_p/D_s[-]$	0,023	0,026	0,027	0,031	0,036	0,046
Typ lop.	V	V	V	V	V	V
$\eta_v[\%]$	93,042	93,042	93,042	93,042	93,042	93,042
$Z_d[\%]$	0	0	0	0	0	0
$Z_1[\%]$	9,637	8,432	7,709	6,424	5,291	3,968
$Z_p[\%]$	0	0	0	0	0	0
$Z_v[\%]$	0	0	0	0	0	0
$Z_i[\%]$	0,680	0,607	0,574	0,499	0,429	0,337
$Z_r[\%]$	0,021	0,026	0,029	0,039	0,052	0,085
$Z_s[\%]$	0	0	0	0	0	0
$\eta_i[\%]$	82,705	83,977	84,730	86,080	87,270	88,652
$h_{už}[\text{kJ/kg}]$	71,159	75,106	81,074	89,776	99,134	110,495
$P[\text{kW}]$	7993,702	8437,067	8683,481	9615,524	10128,300	11289,011
$i_{2s}[\text{kJ/kg}]$	3464,400	3389,844	3308,490	3218,807	3119,730	3009,552
$i_2[\text{kJ/kg}]$	3479,280	3404,174	3323,101	3233,325	3134,191	3023,696
$s_2[\text{kJ/kgK}]$	7,284	7,303	7,324	7,346	7,370	7,395
$t_2[^\circ\text{C}]$	509,715	472,488	432,051	386,937	336,570	279,672
$p_2[\text{MPa}]$	2,873	2,215	1,652	1,177	0,792	0,493
$x_2[-]$	-	-	-	-	-	-

Tab.3.3 Výpočet průtočné části STNT dílu

Stupeň	7	8	9	10	11
$m[\text{kg/s}]$	95,575	95,575	89,358	83,454	83,454
$i_1[\text{kJ/kg}]$	3023,696	2920,836	2799,511	2655,730	2558,680
$s_1[\text{kJ/kgK}]$	7,395	7,418	7,446	7,482	7,567
$t_1[^\circ\text{C}]$	279,672	225,990	161,817	89,199	69,513
$p_1[\text{MPa}]$	0,493	0,306	0,163	0,068	0,031
$x_1[-]$	-	-	-	0,999	0,971
$D_s[\text{m}]$	1,552	1,678	1,818	2,240	2,760
$D_p[\text{m}]$	1,460	1,550	1,620	1,700	1,700
$h_{is}[\text{kJ/kg}]$	114,249	133,553	156,768	126,331	213,877
$u[\text{m/s}]$	243,788	263,580	285,571	351,858	433,540
$c_0[\text{m/s}]$	478,015	516,823	559,943	502,655	654,029
$u/c_0[-]$	0,510	0,510	0,510	0,700	0,663
$v_r[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,742	1,215	2,423	4,953	19,576
$\alpha_1[^\circ]$	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500
$l_l[\text{mm}]$	92,000	128,000	198,000	540,000	1060,000
$l_{red}[\text{mm}]$	0	0	0	0	0
Ostřík	T	T	T	T	T
$\varepsilon[-]$	1	1	1	1	1
n_1	1	1	1	1	1
$l_{opt}[\text{mm}]$	97,407	116,007	144,880	112,534	196,137
$l_p[\text{mm}]$	92,000	128,000	198,000	540,000	1060,000
$l_p/D_s[-]$	0,059	0,076	0,109	0,241	0,384
Typ lop.	V	V	Z	Z	Z
$\eta_c[\%]$	93,463	93,463	93,463	94,458	93,641
$Z_{d1}[\%]$	0	0	0	0	0
$Z_1[\%]$	2,946	2,118	1,369	0,422	0,229
$Z_p[\%]$	0	0	0	0	0
$Z_v[\%]$	0	0	0	0	0
$Z_t[\%]$	0,345	0,268	0,188	0,219	0,117
$Z_r[\%]$	0,141	0,233	0,190	0,930	2,360
$Z_x[\%]$	0	0	0	0,147	2,886
$\eta_i[\%]$	90,031	90,844	91,716	92,740	88,050
$h_{u2}[\text{kJ/kg}]$	102,860	121,325	143,782	117,159	188,319
$P[\text{kW}]$	9830,780	11595,622	12847,967	9777,422	15715,982
$i_{2s}[\text{kJ/kg}]$	2909,447	2787,283	2642,743	2529,399	2344,803
$i_2[\text{kJ/kg}]$	2920,836	2799,511	2655,730	2558,680	2391,883
$s_2[\text{kJ/kgK}]$	7,418	7,446	7,482	7,567	7,719
$t_2[^\circ\text{C}]$	225,990	161,817	89,199	69,513	38,144
$p_2[\text{MPa}]$	0,306	0,163	0,068	0,031	0,007
$x_2[-]$	-	-	0,999	0,971	0,926

Pokračování Tab. 3.3 Výpočet průtočné části STNT dílu

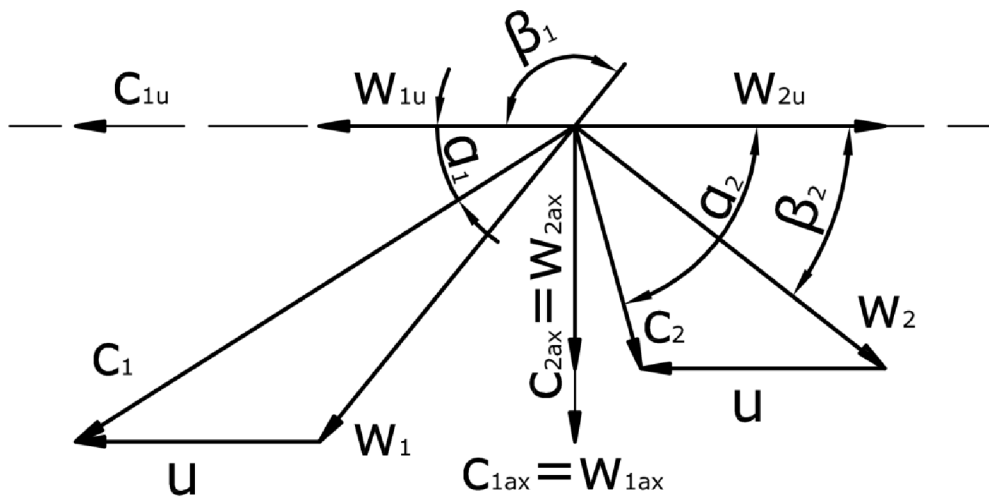
Výkon skupiny [kW]	115914,859
$h_{u2}[\text{kJ/kg}]$	1200,188
$\Sigma h_{is}[\text{kJ/kg}]$	1358,466
$h_{is}[\text{kJ/kg}]$	1299,800
$\eta[\%]$	0,923
Reheat faktor	0,045

Tab. 3.4 Parametry celého STNT dílu

4. Profily lopatek

Profily oběžných lopatek používané v této diplomové práci vycházejí z katalogu uvedeném v Příloze 2 a také z katalogu společnosti Škoda Power. Volba profilů je odvislá od rychlostních trojúhelníků a také úhlů mezi vypočtenými rychlostmi. Dále je ověřena správnost volby výpočtem Machova čísla.

Pro výpočet rychlostních trojúhelníků byla zvolena hodnota reakce na patě $R_p = 0,3[-]$, dále pak průtokový součinitel $\varphi = 0,97[-]$.



Obr.4.1 Rychlostní trojúhelníky

Vzorce použité k výpočtu rychlostních trojúhelníků:

Skutečná výstupní rychlost z rozváděcích lopatek

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

Axiální složka absolutní rychlosti

$$c_{1ax} = w_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 [m/s]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 [m/s]$$

Obvodová rychlost u válcových lopatek

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} [m/s]$$

Obvodová rychlost u zborcených lopatek

$$u = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} [m/s]$$

Relativní rychlost na vstupu do oběžné lopatky

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} [m/s]$$

Obvodová složka relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky

$$w_{1u} = c_{1u} - u [m/s]$$

Axiální složka relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky

$$w_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 [m/s]$$

Úhel relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1ax}}{w_1}\right) [^\circ]$$

Rychlostní součinitel pro oběžné lopatky

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

$\beta_2 [-]$ - výstupní úhel relativní rychlosti z oběžné lopatky

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + R_s \cdot 2000 \cdot h_{1s}} [m/s]$$

Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek

$$w_{2ax} = c_{2ax} = w_2 \cdot \sin \beta_2 [m/s]$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 [m/s]$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2ax}^2} [m/s]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek

$$c_{2u} = w_{2u} - u [m/s]$$

Výstupní úhel páry z oběžných lopatek

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} [-]$$

4.1. Rychlostní trojúhelníky u lopatek VT dílu

Všechny lopatky tohoto dílu vyšly v přechodím výpočtu jako válcové, proto je nutno přepočíst reakci na patě na reakci na středním průměru R_s :

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s}\right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p) [-] \quad D_p [m] \text{ střední průměr}$$

Pak při použití výše uvedených vzorců vychází:

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$R_s[-]$	0,318	0,335	0,336	0,338	0,341	0,343	0,346	0,348
$c_1[m/s]$	275,534	235,578	235,649	235,792	236,005	236,147	236,359	235,522
$\sin \alpha_1$	0,383	0,383	0,383	0,383	0,383	0,383	0,383	0,383
$\cos \alpha_1$	0,924	0,924	0,924	0,924	0,924	0,924	0,924	0,924
$c_{1ax}[m/s]$	105,442	90,152	90,179	90,234	90,315	90,369	90,451	90,130
$c_{1u}[m/s]$	254,560	217,646	217,712	217,843	218,040	218,171	218,367	217,594
$u[m/s]$	159,907	146,555	146,712	147,027	147,498	147,812	148,283	148,597
$w_1[m/s]$	141,695	114,809	114,774	114,704	114,599	114,530	114,425	113,508
$w_{1u}[m/s]$	94,653	71,090	70,999	70,817	70,542	70,359	70,084	68,996
$w_{1ax}[m/s]$	105,442	90,152	90,179	90,234	90,315	90,369	90,451	90,130
$\beta_1[^\circ]$	48,086	51,742	51,786	51,875	52,008	52,097	52,230	52,565
Rozmezí $\beta_2[^\circ]$	22-36	25-36	25-36	25-36	25-36	25-36	25-36	25-36
$\beta_2[^\circ]$	36	36	36	36	36	36	36	36
$\beta_1 + \beta_2[^\circ]$	84,086	87,742	87,786	87,875	88,008	88,097	88,230	88,565
$\psi[-]$	0,924	0,928	0,928	0,928	0,929	0,929	0,929	0,929
$w_2[m/s]$	221,894	192,333	192,672	193,347	194,361	195,037	196,051	195,780
$w_{2ax}[m/s]$	130,426	113,051	113,250	113,647	114,243	114,640	115,236	115,076
$w_{2u}[m/s]$	179,516	155,601	155,875	156,421	157,242	157,788	158,608	158,389
$c_2[m/s]$	131,892	113,412	113,620	114,034	114,657	115,073	115,697	115,492
$c_{2u}[m/s]$	19,609	9,046	9,162	9,395	9,744	9,976	10,325	9,792
$c_{2ax}[m/s]$	130,426	113,051	113,250	113,647	114,243	114,640	115,236	115,076
$\alpha_2[^\circ]$	81,450	85,425	85,375	85,274	85,125	85,026	84,880	85,136

Tab. 4.1 Rychlosti v průtočné části VT dílu

4.2. Rychlostní trojúhelníky u lopatek STNT dílu

U STNT dílu vychází válcové lopatky na prvním až osmém stupni. Devátý až jedenáctý stupeň je tvořen lopatkami zbrocenými. Avšak desátý a jedenáctý stupeň je normalizovaný společností Škoda Power, proto mu nebude v následující části věnována pozornost. Rozměry, profily a závěsy těchto lopatek jsou známy a neměnné. Výpočet válcových lopatek je následující:

Stupeň	1	2	3	4	5
$R_s[-]$	0,062	0,065	0,067	0,073	0,080
$c_1[m/s]$	389,794	396,607	409,785	426,547	443,485
$\sin \alpha_1$	0,383	0,383	0,383	0,383	0,383
$\cos \alpha_1$	0,924	0,924	0,924	0,924	0,924
$c_{1ax}[m/s]$	149,168	151,775	156,818	163,232	169,714
$c_{1u}[m/s]$	360,122	366,417	378,592	394,078	409,727
$u[m/s]$	192,894	196,664	203,418	212,372	221,639
$w_1[m/s]$	224,090	227,710	235,112	244,258	253,337
$w_{1u}[m/s]$	167,228	169,753	175,173	181,706	188,087
$w_{1ax}[m/s]$	149,168	151,775	156,818	163,232	169,714
$\beta_1[^\circ]$	41,733	41,800	41,835	41,934	42,060
Rozmezí $\beta_2[^\circ]$	22-28	22-28	22-28	22-28	22-28
$\beta_2[^\circ]$	28	28	28	28	28
$\beta_1 + \beta_2[^\circ]$	69,733	69,800	69,835	69,934	70,060

Stupeň	1	2	3	4	5
$\psi[-]$	0,905	0,905	0,905	0,906	0,906
$w_2[\text{m/s}]$	223,248	228,234	236,416	247,804	259,905
$w_{2ax}[\text{m/s}]$	104,809	107,150	110,991	116,337	122,018
$w_{2u}[\text{m/s}]$	197,117	201,519	208,743	218,798	229,482
$c_2[\text{m/s}]$	104,894	107,260	111,118	116,514	122,270
$c_{2u}[\text{m/s}]$	4,223	4,855	5,325	6,426	7,843
$c_{2ax}[\text{m/s}]$	104,809	107,150	110,991	116,337	122,018
$\alpha_2[^\circ]$	87,693	87,405	87,253	86,838	86,322

Tab. 4.2 Rychlosti v průtočné části STNT dílu

Výpočet rychlostních trojúhelníků u zborcených lopatek devátého stupně je obdobný. Liší se využíváním reakce na patě a také tím, že další výpočet profilu lopatky je počítán také k patě lopatky. Velikosti rychlostí a úhly mezi nimi jsou pak v Tab. 4.2.

Stupeň	6	7	8	9
$R_s[-]$	0,093	0,111	0,134	0,030
$c_1[\text{m/s}]$	461,127	437,074	466,413	534,935
$\sin \alpha_1$	0,383	0,383	0,383	0,383
$\cos \alpha_1$	0,924	0,924	0,924	0,924
$c_{1ax}[\text{m/s}]$	176,466	167,261	178,489	204,711
$c_{1u}[\text{m/s}]$	426,026	403,804	430,910	494,216
$u[\text{m/s}]$	232,164	243,788	263,580	254,469
$w_1[\text{m/s}]$	262,150	231,477	244,658	315,254
$w_{1u}[\text{m/s}]$	193,862	160,016	167,330	239,747
$w_{1ax}[\text{m/s}]$	176,466	167,261	178,489	204,711
$\beta_1[^\circ]$	42,310	46,268	46,848	40,493
Rozmezí $\beta_2[^\circ]$	22-28	22-32	22-32	22-28
$\beta_2[^\circ]$	28	22	22	28
$\beta_1 + \beta_2[^\circ]$	70,310	68,268	68,848	68,493
$\psi[-]$	0,906	0,903	0,904	0,903
$w_2[\text{m/s}]$	274,853	253,913	279,734	297,989
$w_{2ax}[\text{m/s}]$	129,035	95,117	104,790	139,898
$w_{2u}[\text{m/s}]$	242,680	235,424	259,365	263,109
$c_2[\text{m/s}]$	129,463	95,484	104,875	140,164
$c_{2u}[\text{m/s}]$	10,517	-8,364	-4,214	8,640
$c_{2ax}[\text{m/s}]$	129,035	95,117	104,790	139,898
$\alpha_2[^\circ]$	85,341	95,025	92,303	86,466

Pokračování **Tab. 4.2 Rychlosti v průtočné části STNT dílu**

Z těchto výsledků se pak stanovuje správný profil oběžných i rozváděcích lopatek.

4.3. Profily lopatek VT dílu

Při určování profilů lopatek se musí sledovat, zda vyhovují úhly vstupu a výstupu páry z rozváděcích i oběžných lopatek a dále pak, že Machova čísla lopatek jsou v pod hranici rychlosti zvuku. Machovo číslo se určuje z poměru c rychlosti proudu páry na vstupu do lopatkové mříže a rychlosti a zvuku v páře o parametrech proudu:

$Ma = \frac{c}{a} [-]$	$a [m/s]$ -je určena pomocí doplňku programu Excel IF97, který obsahuje tabulky vody a páry
$Ma < (0,7 - 0,9)$	podzvukové proudění
$0,9 < Ma < 1,15$	transonické proudění
$1,1 < Ma < 1,3$	nadzvukové proudění

Z níže uvedených vypočtených a určených hodnot a profilů vyplývá, že všechny lopatky vyhovují kontrole na Machova čísla. Jedinou výjimkou je devátý stupeň STNT dílu, v případě rozváděcí lopatky vychází Machovo číslo proudu lehce nad hranici podzvukového proudění. Lehce transonické proudění u zborcené lopatky není takovým problémem a dá se zanedbat.

Ke každému profilu lopatek se váží další rozměry důležité při výpočtu závěsů a uchycení lopatek na rotor i do statorové části turbíny.

$M_{1sopl} [-]$	-povolené Machovo číslo pro tento profil
$b_0 [cm]$	-základní šířka zvoleného profilu lopatky
$S_0 [cm^2]$	-plocha zvoleného profilu lopatky
$J_{0min} [cm^4]$	-kvadratický moment plochy lopatky
$W_{0min} [cm^3]$	-ohybový moment plochy lopatky

4.3.1. Rozváděcí lopatky VT dílu

Tyto lopatky jsou všechny válcové. Profil byl zvolen individuálně pro každou lopatku zvlášť v návaznosti na velikost α_1 , které je konstantní pro všechny válcové lopatky a také ze zvolené velikosti úhlu $\alpha_0 \approx 90^\circ$.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$c_1 [m/s]$	275,534	235,578	235,649	235,792	236,005	236,147	236,359	235,522
$w_1 [m/s]$	662,131	652,848	644,774	636,655	628,412	619,977	611,365	602,525
$Ma [-]$	0,416	0,361	0,365	0,370	0,376	0,381	0,387	0,391
α_1 skut. [°]	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
profil RL	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A
Roz. α_0 [°]	70-120	70-120	70-120	70-120	70-120	70-120	70-120	70-120
α_0 [°] zvol.	90	90	90	90	90	90	90	90
t_{opt}	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8
$Ma_{1sopl} [-]$	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9
$b_0 [cm]$	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500
$S_0 [cm^2]$	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350
$J_{0min} [cm^4]$	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167
$W_{0min} [cm^3]$	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265

Tab. 4.3 Profily rozváděcích lopatek VT dílu

4.3.2. Oběžné lopatky VT dílu

Oběžné lopatky VT dílu jsou válcové. Profil byl volen podle vypočteného úhlu β_1 a zvoleného úhlu β_2 . Opět se musí zkontrolovat, zda tyto lopatky resp. profily vyhovují povoleným Machovým číslům.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
w_1	141,695	114,809	114,774	114,704	114,599	114,530	114,425	113,508
Ma[-]	0,214	0,176	0,178	0,180	0,182	0,185	0,187	0,188
β_1	48,086	51,742	51,786	51,875	52,008	52,097	52,230	52,565
profil OL	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A
Rozm. β_2	22-36	25-36	25-36	25-36	25-36	25-36	25-36	25-36
β_2 zvol.	36	36	36	36	36	36	36	36
t_{opt}	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55
M_{1sopt} [-]	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85
b_0 [cm]	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650
S_0 [cm ²]	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020
J_{0min} [cm ⁴]	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
W_{0min} [cm ³]	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079

Tab. 4.4 Profily oběžných lopatek VT dílu

4.4. Profily lopatek STNT dílu

STNT díl je tvořen osmi stupni s válčovými lopatkami a třemi stupni se zborcenými lopatkami. Poslední dva stupně jsou zvoleny dle standartu Škoda Power, proto nejsou v následující části řešeny. Devátý stupeň je řešen v návaznosti na rozměry a rychlostní trojúhelníky vztahované k patě lopatky.

4.4.1. Rozváděcí lopatky STNT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
c_1 [m/s]	389,794	396,607	409,785	426,547	443,485
w_1 [m/s]	685,262	671,768	657,036	640,513	621,345
Ma[-]	0,569	0,590	0,624	0,666	0,714
α_1 skut. [°]	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
profil RL	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A
Roz. α_0 [°]	70-90	70-90	70-90	70-90	70-90
α_0 [°] zvol.	90	90	90	90	90
t_{opt}	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8
Ma_{1sopt} [-]	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9
b_0 [cm]	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500
S_0 [cm ²]	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350
J_{0min} [cm ⁴]	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167
W_{0min} [cm ³]	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265

Tab. 4.5 Profily rozváděcích lopatek VT dílu

Stupeň	6	7	8	9
c_1 [m/s]	461,127	437,074	466,413	492,453
w_1 [m/s]	598,917	572,091	545,100	510,277
Ma[-]	0,770	0,764	0,856	0,965
α_1 skut. [°]	22,5	22,5	22,5	22,5
profil RL	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A
Roz. α_0 [°]	70-90	70-90	70-90	70-90
α_0 [°] zvol.	90	90	90	90
t_{opt}	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8
Ma_{1sopt} [-]	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9

Stupeň	6	7	8	9
b_0 [cm]	4,500	4,500	4,500	4,500
S_0 [cm ²]	2,350	2,350	2,350	2,350
J_{0min} [cm ⁴]	0,167	0,167	0,167	0,167
W_{0min} [cm ³]	0,265	0,265	0,265	0,265

Pokračování **Tab. 4.5 Profily rozváděcích lopatek VT dílu**

4.4.2. Oběžné lopatky STNT dílu

Volba profilu oběžných lopatek STNT dílu je analogická k volbě profilů oběžných lopatek u VT dílu. Jen opět s rozdílem devátého stupně, kde je volba vztažena k patnímu průměru lopatky.

Stupeň	1	2	3	4	5
w_1	224,090	227,710	235,112	244,258	253,337
Ma[-]	0,327	0,339	0,358	0,381	0,408
β_1	41,733	41,800	41,835	41,934	42,060
profil OL	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
Rozm. β_2	22-28	22-28	22-28	22-28	22-28
β_2 zvol.	28	28	28	28	28
t_{opt}	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65
M_{Isopt} [-]	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85
b_0 [cm]	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
S_0 [cm ²]	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620
J_{0min} [cm ⁴]	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131
W_{0min} [cm ³]	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168

Tab. 4.6 Profily oběžných lopatek STNT dílu

Stupeň	6	7	8	9
w_1	262,150	231,477	244,658	275,163
Ma[-]	0,438	0,405	0,449	0,539
β_1	42,310	46,268	46,848	43,226
profil OL	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
Rozm. β_2	22-28	22-32	22-32	22-28
β_2 zvol.	28	22	22	28
t_{opt}	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65
M_{Isopt} [-]	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85
b_0 [cm]	2,54	2,54	2,54	2,54
S_0 [cm ²]	1,620	1,620	1,620	1,620
J_{0min} [cm ⁴]	0,131	0,131	0,131	0,131
W_{0min} [cm ³]	0,168	0,168	0,168	0,168

Pokračování **Tab. 4.6 Profily oběžných lopatek STNT dílu**

4.5. Délky lopatek

Program Turbina Delphi vypočetl sice délky stupňů, ale tyto délky jsou poplatné pouze pro hrany rozváděcí lopatek. Proto je potřeba určit ztráty ve stupních a dále pak určit délky oběžných lopatek.

4.5.1. Výpočet ztrát ve stupních

V této části se pracuje s výsledky ze softwaru Turbina-Delphi, který určil hodnoty před a za jednotlivými stupni a také ztráty. Dále se využívají hodnoty rychlostí a reakčních součinitelů určených v části zabývající se výpočtem rychlostních trojúhelníků.

Ztráty v rozváděcích lopatkách se počítají dle následujících vzorců:

Spád zpracovaný na rozváděcích lopatkách

$$h_{ISRL} = (1 - R_s) \cdot h_{is} [kJ/kg]$$

Ztráta v rozváděcích lopatkách

$$Z_{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{ISRL} [kJ/kg]$$

Entalpie za rozváděcím kolem po izoentropické expanzi

$$i_{2ISRL} = i_1 - h_{ISRL} [kJ/kg]$$

Skutečná entalpie za rozváděcím kolem

$$i_{2RL} = i_{2ISRL} + Z_{RL} [kJ/kg]$$

Tlak páry za rozváděcím kolem

$$p_{2RL} (i_{2RL}; s_1) [MPa]$$

Teplota páry za rozváděcím kolem

$$t_{2RL} (p_{2RL}; i_{2RL}) [^{\circ}C]$$

Měrný objem páry za rozváděcím kolem

$$v_{2RL} (i_{2RL}; p_{2RL}) [m^3/kg]$$

Entropie páry za rozváděcím kolem

$$s_{2RL} (i_{2RL}; p_{2RL}) [kJ/kgK]$$

Spád zpracovaný na oběžných lopatkách

$$h_{ISOL} = R_s \cdot h_{is} [kJ/kg]$$

Ztráta v oběžných lopatkách

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

Entalpie páry za oběžným kolem po izoentropické expanzi

$$i_{3ISOL} = i_{2RL} - h_{ISOL} [kJ/kg]$$

Skutečná entalpie za oběžným kolem

$$i_{3OL} = i_{3ISOL} + Z_{OL} [kJ/kg]$$

Tlak páry za oběžným kolem

$$p_{3OL} (i_{3OL}; s_{2RL}) [MPa]$$

Teplota páry za oběžným kolem

$$t_{3OL}(p_{3OL}; i_{3OL}) [^{\circ}C]$$

Měrný objem páry za oběžným kolem

$$v_{3OL}(i_{3OL}; p_{3OL}) [m^3 / kg]$$

Entropie páry za rozváděcím kolem

$$s_{3OL}(i_{3OL}; p_{3OL}) [m^3 / kg]$$

Výsledky výpočtu ztrát v rozváděcích kolech VT dílu:

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$h_{1SRL} [kJ/kg]$	40,344	29,491	29,509	29,545	29,598	29,634	29,687	29,477
$Z_{RL} [kJ/kg]$	2,384	1,743	1,744	1,746	1,749	1,751	1,755	1,742
$i_{21SRL} [kJ/kg]$	3399,938	3368,129	3330,610	3292,879	3254,760	3216,139	3177,174	3138,009
$i_{2RL} [kJ/kg]$	3402,323	3369,872	3332,354	3294,625	3256,509	3217,890	3178,929	3139,751
$p_{2RL} [MPa]$	12,563	10,835	9,444	8,200	7,087	6,096	5,216	4,441
$t_{2RL} [^{\circ}C]$	522,069	501,978	480,757	459,459	437,989	416,314	394,480	372,576
$v_{2RL} [m^3/kg]$	0,027	0,030	0,034	0,038	0,043	0,048	0,055	0,062
$s_{2RL} [kJ/kgK]$	6,538	6,559	6,568	6,577	6,586	6,595	6,604	6,613

Tab. 4.7.1 Ztráty v rozváděcích kolech VT dílu

Výsledky výpočtu ztrát v oběžných kolech VT dílu:

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$h_{1SOL} [kJ/kg]$	18,785	14,874	14,951	15,106	15,339	15,495	15,730	15,756
$Z_{OL} [kJ/kg]$	1,465	0,911	0,910	0,908	0,905	0,902	0,899	0,880
$i_{31SOL} [kJ/kg]$	3383,538	3354,998	3317,403	3279,519	3241,170	3202,395	3163,199	3123,995
$i_{3OL} [kJ/kg]$	3385,002	3355,909	3318,313	3280,427	3242,075	3203,297	3164,098	3124,875
$p_{3OL} [MPa]$	11,924	10,380	9,035	7,832	6,754	5,799	4,949	4,207
$t_{3OL} [^{\circ}C]$	512,731	494,470	473,204	451,818	430,218	408,455	386,492	364,567
$v_{3OL} [m^3/kg]$	0,028	0,031	0,035	0,039	0,044	0,050	0,057	0,065
$s_{3OL} [kJ/kgK]$	6,538	6,559	6,568	6,577	6,586	6,595	6,604	6,613

Tab. 4.7.2 Ztráty v oběžných kolech VT dílu

Výsledky výpočtu ztrát v rozváděcích kolech STNT dílu:

Stupeň	1	2	3	4	5
$h_{1SRL} [kJ/kg]$	80,741	83,588	89,236	96,685	104,516
$Z_{RL} [kJ/kg]$	4,772	4,940	5,274	5,714	6,177
$i_{21SRL} [kJ/kg]$	3469,698	3395,692	3314,939	3226,416	3128,809
$i_{2RL} [kJ/kg]$	3474,470	3400,632	3320,213	3232,130	3134,986
$p_{2RL} [MPa]$	2,955	2,287	1,714	1,231	0,837
$t_{2RL} [^{\circ}C]$	507,541	470,970	430,903	386,674	337,456
$v_{2RL} [m^3/kg]$	0,119	0,147	0,186	0,243	0,331
$s_{2RL} [kJ/kgK]$	7,265	7,284	7,303	7,324	7,346

Tab. 4.8.1 Ztráty v rozváděcích kolech STNT dílu

Stupeň	6	7	8	9
$h_{1SRL} [kJ/kg]$	112,997	101,516	115,603	128,872
$Z_{RL} [kJ/kg]$	6,678	6,000	6,832	7,616
$i_{21SRL} [kJ/kg]$	3021,194	2922,179	2805,233	2670,640
$i_{2RL} [kJ/kg]$	3027,872	2928,179	2812,065	2678,256
$p_{2RL} [MPa]$	0,530	0,331	0,184	0,084

Stupeň	6	7	8	9
$t_{2RL} [^{\circ}\text{C}]$	282,631	231,042	170,487	100,165
$v_{2RL} [\text{m}^3/\text{kg}]$	0,477	0,693	1,099	2,021
$s_{2RL} [\text{kJ}/\text{kgK}]$	7,370	7,395	7,418	7,446

Pokračování Tab. 4.8.1 Ztráty v rozváděcích kolech STNT dílu

Výsledky výpočtu ztrát v oběžných kolech STNT dílu:

Stupeň	1	2	3	4	5
$h_{ISOL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	5,299	5,848	6,449	7,608	9,078
$Z_{OL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	4,531	4,674	4,980	5,367	5,763
$i_{3ISOL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	3469,171	3394,784	3313,763	3224,521	3125,907
$i_{3OL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	3473,702	3399,458	3318,743	3229,888	3131,670
$p_{3OL} [\text{MPa}]$	2,949	2,279	1,706	1,222	0,827
$t_{3OL} [^{\circ}\text{C}]$	507,168	470,395	430,177	385,555	335,782
$v_{3OL} [\text{m}^3/\text{kg}]$	0,119	0,148	0,187	0,244	0,334
$s_{3OL} [\text{kJ}/\text{kgK}]$	7,265	7,284	7,303	7,324	7,346

Tab. 4.8.2 Ztráty v oběžných kolech STNT dílu

Stupeň	6	7	8	9
$h_{ISOL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	11,641	12,733	17,950	27,896
$Z_{OL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	6,148	4,940	5,472	6,682
$i_{3ISOL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	3016,230	2915,446	2794,115	2650,360
$i_{3OL} [\text{kJ}/\text{kg}]$	3022,378	2920,386	2799,587	2657,042
$p_{3OL} [\text{MPa}]$	0,519	0,320	0,173	0,074
$t_{3OL} [^{\circ}\text{C}]$	279,823	227,017	163,978	91,466
$v_{3OL} [\text{m}^3/\text{kg}]$	0,485	0,711	1,152	2,235
$s_{3OL} [\text{kJ}/\text{kgK}]$	7,370	7,395	7,418	7,446

Pokračování Tab. 4.8.2 Ztráty v oběžných kolech STNT dílu

4.5.2. Volba délky lopatky

Délky hran oběžných lopatek jsou spočteny dle rovnice kontinuity. Pro výpočet jsou použity hodnoty rychlostí, které byly určeny v části výpočtu rychlostních trojúhelníků.

Délka vstupní hrany oběžné lopatky

$$l_{OLvst} = \frac{v_{2RL} \cdot m}{\pi \cdot D_S \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot c_{1ax}} [mm]$$

Délka výstupní hrany oběžné lopatky

$$l_{OLvys} = \frac{v_{3OL} \cdot m}{\pi \cdot D_S \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot c_{2ax}} [mm]$$

Délky hran rozváděcích lopatek, tedy vstupní i výstupní hrana jsou voleny o stejnou délku, která byla vypočtena v programu Turbina-Delphi. Konečné délky oběžných lopatek l_{OLsk} jsou u VT dílu zvoleny s přesahem $\Delta l_{OL} = 2mm$ oproti délce rozváděcích lopatek, u kombinovaného STNT dílu je přesah měněn v závislosti na délce rozváděcí lopatky. Opět je zvolena stejná délka vstupní i výstupní hrany. Výpočet délek hran oběžných lopatek má spíše informativní a kontrolní charakter.

Výsledné délky lopatek VT dílu:

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
m[kg/s]	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434	122,434
D _s [m]	1,018	0,933	0,934	0,936	0,939	0,941	0,944	0,946
ε _r [-]	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950
ε [-]	0,517	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
v _{2RL} [m ³ /kg]	0,027	0,030	0,034	0,038	0,043	0,048	0,055	0,062
v _{3OL} [m ³ /kg]	0,028	0,031	0,035	0,039	0,044	0,050	0,057	0,065
c _{1ax} [m/s]	105,442	90,152	90,179	90,234	90,315	90,369	90,451	90,130
c _{2ax} [m/s]	130,426	113,051	113,250	113,647	114,243	114,640	115,236	115,076
l _{OLvst} [mm]	19,625	14,708	16,430	18,385	20,619	23,235	26,258	29,947
l _{OLvys} [mm]	16,526	12,129	13,544	15,131	16,923	19,044	21,468	24,463
Δl _{OL} [mm]	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000
l _{RLvst} [mm]	18,000	33,000	34,000	36,000	39,000	41,000	44,000	46,000
l _{RLvys} [mm]	18,000	33,000	34,000	36,000	39,000	41,000	44,000	46,000
l _{OLsk} [mm]	20,000	35,000	36,000	38,000	41,000	43,000	46,000	48,000

Tab. 4.9.1 Délky lopatek VT dílu

Výsledné délky lopatek STNT dílu:

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m[kg/s]	112,336	112,336	107,106	107,106	102,168	102,168	95,575	95,575	89,358
D _s [m]	1,228	1,252	1,295	1,352	1,411	1,478	1,552	1,678	1,620
ε _r [-]	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950
ε [-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
v _{2RL} [m ³ /kg]	0,119	0,147	0,186	0,243	0,331	0,477	0,693	1,099	2,021
v _{3OL} [m ³ /kg]	0,119	0,148	0,187	0,244	0,334	0,485	0,711	1,152	2,235
c _{1ax} [m/s]	149,168	151,775	156,818	163,232	169,714	176,466	167,261	178,489	188,454
c _{2ax} [m/s]	104,809	107,150	110,991	116,337	122,018	129,035	95,117	104,790	154,494
l _{OLvst} [mm]	24,504	29,140	32,861	39,511	47,351	62,574	85,445	117,480	198,164
l _{OLvys} [mm]	34,935	41,388	46,595	55,760	66,470	87,019	154,225	209,820	267,387
Δl _{OL} [mm]	2,000	2,000	2,000	2,000	3,000	4,000	5,000	6,000	8,000
l _{RLvst} [mm]	28,000	32,000	35,000	42,000	51,000	68,000	92,000	128,000	198,000
l _{RLvys} [mm]	28,000	32,000	35,000	42,000	51,000	68,000	92,000	128,000	198,000
l _{OLsk} [mm]	30,000	34,000	37,000	44,000	54,000	72,000	97,000	134,000	206,000

Tab. 4.9.2 Délky lopatek STNT dílu

5. Namáhání oběžných lopatek a jejich závěsů

Oběžné lopatky turbíny jsou namáhány na ohyb od přenášeného výkonu a také odstředivou silou při rotaci. Pro oba druhy namáhání se určují maximální úrovně zatížení, které musí být nižší než povolené hodnoty, které jsou dány výběrem materiálu.

5.1. Namáhání lopatek na ohyb

K výpočtu ohybového namáhání lopatek je potřeba znát profil dané lopatky, který má své charakteristické rozměry. Avšak určené profily resp. jejich rozměry se vztahují k šířce profilu $B_0 = 25\text{mm}$. Proto se musí tyto parametry přepočítat na skutečnou šířku profilu dané lopatky podle následujících vzorců:

Úhel nastavení lopatky $\gamma [^\circ]$:

$$B_0 = c \cdot \sin \gamma [mm] \quad \Rightarrow \gamma = \arcsin \frac{B_0}{c} [^\circ]$$

$c [mm]$ délka tětivy pro $B_0 = 25mm$

Přepočtená délka tětivy $c' [mm]$ pro skutečnou šířku profilu B :

$$B = c' \cdot \sin \gamma [mm] \quad \Rightarrow c' = B \cdot \sin \gamma [mm]$$

$B [mm]$ skutečná šířka profilu

Přepočtená plocha profilu $S' [mm^2]$ pro skutečnou šířku profilu B :

$$S' = S \cdot \left(\frac{c'}{c} \right)^2 [mm^2] \quad S [mm^2] \text{ plocha profilu při šířce profilu } B_0$$

Přepočtený modul pružnosti v ohybu W_0' pro skutečnou šířku profilu B :

$$W_0' = W_0 \cdot \left(\frac{c'}{c} \right)^3 [mm^3] \quad \text{modul pružnosti v ohybu pro šířku profilu } B_0$$

Volba šířky profilu lopatky je odvislá od dovoleného napětí lopatky v ohybu. To bylo zvoleno dle konzultace ve Škodě Power na hranici $\sigma_{ODOV} = 15MPa$ pro první stupeň VT dílu a $\sigma_{ODOV} = 20MPa$ pro lopatky dalších stupňů i ST dílu. Důvodem pro nižší hodnotu na prvním stupni je vyšší úroveň namáhání těchto lopatek parciálním ostříkem a tím pádem vyšší nároky na odolávání namáhání.

Vzorce použité pro výpočet namáhání lopatek v ohybu jsou následující:

Přibližná rozteč lopatek

$$t_{vyp} = t_{opt} \cdot c' [mm] \quad t_{opt} [-] \text{ optimální poměrná rozteč velikost zvolena z rozsahu daného profilem lopatky}$$

Celkový počet lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{t_{vyp}} [ks] \quad \text{počet lopatek zaokrouhlen na nejbližší vyšší sudé číslo}$$

Skutečná rozteč

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} [mm]$$

Počet ostříknutých lopatek

$$z' = \varepsilon \cdot z [ks] \quad \text{počet lopatek zaokrouhlen na nejbližší vyšší sudé číslo}$$

Kroutící moment na celý stupeň

$$M_{KST} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} [Nm]$$

Moment na jednu lopatku

$$M_{KLOP} = \frac{M_{KST}}{z'} [Nm]$$

Obvodová síla na lopatku

$$F_U = \frac{2 \cdot M_{KLOP}}{D_s} [N]$$

Ohybový moment na lopatku

$$M_{OLOP} = F_U \cdot \frac{l_{OLsk}}{2} [Nm]$$

Napětí lopatky v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{OLOP}}{W_o'} [MPa]$$

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
l_{OLsk} [mm]	20,000	35,000	36,000	38,000	41,000	43,000	46,000	48,000
Profil OL	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-33A
t_{opt} [-]	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55	0,43-0,55
t_{opt} [-] zvol.	0,430	0,430	0,430	0,430	0,430	0,430	0,430	0,430
c [cm]	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650	2,650
S [cm ²]	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020	1,020
J_{0min} [cm ⁴]	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
W_0 [cm ³]	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079
B_0 [cm]	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
γ [°]	70,630	70,630	70,630	70,630	70,630	70,630	70,630	70,630
B [cm]	3,500	3,000	3,000	3,500	3,500	3,500	3,500	3,500
c [cm]	3,710	3,180	3,180	3,710	3,710	3,710	3,710	3,710
S' [cm ²]	1,999	1,469	1,469	1,999	1,999	1,999	1,999	1,999
W'_0 [cm ³]	0,217	0,137	0,137	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217
t_{vyp} [ks]	15,953	13,674	13,674	15,953	15,953	15,953	15,953	15,953
z [ks]	200,473	214,356	214,586	184,325	184,915	185,309	185,900	186,294
z [ks] zaok.	202,000	216,000	216,000	186,000	186,000	186,000	186,000	188,000
D_s [m]	1,018	0,933	0,934	0,936	0,939	0,941	0,944	0,946
ε [-]	0,517	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
z' [ks]	104,495	216,000	216,000	186,000	186,000	186,000	186,000	188,000
z' [ks] zaok.	106,000	216,000	216,000	186,000	186,000	186,000	186,000	188,000
P [kW]	5223,251	4591,362	4615,135	4660,544	4724,144	4764,055	4820,876	4817,191
M_{KST} [Nm]	16626,12	14614,75	14690,43	14834,97	15037,41	15164,45	15345,32	15333,59
M_{KLOP} [Nm]	156,850	67,661	68,011	79,758	80,846	81,529	82,502	81,562
F_U [N]	308,154	145,039	145,634	170,423	172,197	173,282	174,792	172,435
M_{OLOP} [Nm]	3,082	2,538	2,621	3,238	3,530	3,726	4,020	4,138
σ_o [MPa]	14,215	18,593	19,203	14,937	16,284	17,186	18,545	19,091
σ_{ODOV} [MPa]	15	20	20	20	20	20	20	20

Tab. 5.1 Výsledky namáhání lopatek na ohyb a zvolené šířky lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{OLsk} [mm]	30,000	34,000	37,000	44,000	54,000	72,000	97,000	134,000	206,000
Profil OL	R-35- 25A	R-35- 25A	R-35- 25A	R-35- 25A	R-35- 25A	R-35- 25A	R-35- 25A	R-35- 25A	R-35- 25A
$t_{opt[-]}$	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,55- 0,65
$t_{opt[-]}$ zvol.	0,650	0,650	0,650	0,650	0,650	0,650	0,650	0,650	0,550
c [cm]	2,540	2,540	2,540	2,540	2,540	2,540	2,540	2,540	2,540
S [cm ²]	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620
J_{0min} [cm ⁴]	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131
W_0 [cm ³]	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168
B_0 [cm]	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
γ [°]	79,818	79,818	79,818	79,818	79,818	79,818	79,818	79,818	79,818
B [cm]	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	4,000	4,000	5,000	6,000
c [cm]	3,048	3,048	3,048	3,048	3,048	4,064	4,064	5,080	6,096
S' [cm ²]	2,333	2,333	2,333	2,333	2,333	4,147	4,147	6,480	9,331
W'_0 [cm ³]	0,290	0,290	0,290	0,290	0,290	0,688	0,688	1,344	2,322
t_{vyp} [ks]	19,812	19,812	19,812	19,812	19,812	26,416	26,416	33,020	33,528
z [ks]	194,724	198,530	205,348	214,387	223,743	175,775	184,576	159,648	151,795
z [ks] zaok.	196,000	200,000	206,000	216,000	224,000	176,000	186,000	160,000	152,000
D_s [m]	1,228	1,252	1,295	1,352	1,411	1,478	1,552	1,678	1,620
ε [-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
z' [ks]	196,000	200,000	206,000	216,000	224,000	176,000	186,000	160,000	152,000
z' [ks] zaok.	196,000	200,000	206,000	216,000	224,000	176,000	186,000	160,000	152,000
P [kW]	7993,70	8437,06	8683,48	9615,52	10128,3	11289,0	9830,78	11595,6	12847,9
M_{KST} [Nm]	25444,7	26856,0	27640,3	30607,1	32239,3	35934,0	31292,3	36910,0	40896,3
M_{KLOP} [Nm]	129,820	134,280	134,177	141,700	143,926	204,171	168,238	230,688	269,055
F_U [N]	211,433	214,505	207,223	209,615	204,005	276,280	216,802	274,955	332,167
M_{OLOP} [Nm]	3,172	3,647	3,834	4,612	5,508	9,946	10,515	18,422	34,213
σ_{ol} [MPa]	10,925	12,561	13,206	15,885	18,974	14,454	15,280	13,707	14,732
σ_{ODOV} [MPa]	20,000	20,000	20,000	20,000	20,000	20,000	20,000	20,000	20,000

Tab. 5.2 Výsledky namáhání lopatek na ohyb a zvolené šířky lopatek STNT dílu

5.2. Namáhání lopatek odstředivou silou

Odstředivá síla se projevuje jako tah lopatek. Pro výpočet namáhání lopatek na tah uvažujeme s otáčkami rotoru o 10% vyššími než jsou jmenovité. Dalším faktorem ovlivňujícím úroveň namáhání jsou bandáže jednotlivých lopatek. Jejich hodnoty jsou zvoleny dle délky lopatky a také umístění lopatky v dílu (viz. Tab. 5.2). Hmotnosti všech částí, tedy lopatek i bandáží jsou spočteny pro hustotu materiálu $\rho = 7850[kg/m^3]$. Volba materiálu je odvislá také od namáhání závěsů oběžných lopatek, proto je řešena až v další části této práce.

U zborčených lopatek se vypočítává tzv. koeficient odlehčení, protože jejich profil je po délce odehčen.

Vzorce pro výpočet namáhání lopatek odstředivou silou:

Objem lopatky

$$V' = S' \cdot l_{OLsk} [m^3]$$

Hmotnost lopatky

$$m' = V' \cdot \rho [kg]$$

Objem bandáží všech oběžných lopatek jednoho stupně

$$V_b = \pi \cdot (D_s + l_{OLsk} + v_b) \cdot b_b \cdot v_b [m^3] \quad \begin{array}{l} v_b [m] \text{ výška bandáže} \\ b_b [m] \text{ šířka bandáže} \end{array}$$

Hmotnost bandáže jedné oběžné lopatky

$$m_b = \frac{V_b \cdot \rho}{z} [kg]$$

Celková hmotnost lopatky i s bandáží

$$m_c = m' + m_b [kg]$$

Odstředivé zrychlení

$$a_{OD} = \frac{D_s + v}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot n)^2 [m/s^2]$$

Odstředivá síla

$$F_{OD} = m_c \cdot a_{OD} [N]$$

Napětí v tahu válcové lopatky

$$\sigma_t = \frac{F_{OD}}{S} [MPa]$$

Koeficient odlehčení zborčené lopatky

$$k = \sqrt{\frac{S_p}{S_s}} [-] \quad \begin{array}{l} S_p [mm^2] \text{ plocha profilu na patě} \\ S_s [mm^2] \text{ plocha profilu na špičce} \end{array}$$

Napětí v tahu zborčené lopatky

$$\sigma_{tZ} = \frac{F_{OD}}{S} \cdot k [MPa]$$

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
V [m ³]	3,998.10 ⁻⁶	5,141.10 ⁻⁶	5,288.10 ⁻⁶	7,597.10 ⁻⁶	8,197.10 ⁻⁶	8,597.10 ⁻⁶	9,196.10 ⁻⁶	9,596.10 ⁻⁶
ρ [m ³ /kg]	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850
m' [kg]	0,031	0,040	0,042	0,060	0,064	0,067	0,072	0,075
b _b [m]	0,035	0,030	0,030	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
v _b [m]	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
V _b [dm ³]	0,343	0,274	0,275	0,322	0,324	0,326	0,328	0,329
m _b [kg]	0,013	0,010	0,010	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
m _c [kg]	0,045	0,050	0,052	0,073	0,078	0,081	0,086	0,089
a _{od} [m/s ²]	60965,040	55889,596	55949,307	56068,729	56247,862	56367,285	56546,418	56665,840
F _{od} [N]	2727,096	2813,086	2881,751	4106,348	4388,987	4578,367	4863,867	5046,787
σ _t [MPa]	13,641	19,152	19,620	20,540	21,954	22,901	24,329	25,244

Tab. 5.3 Namáhání oběžných lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9
V [m ³]	6,99.10 ⁻⁶	7,93.10 ⁻⁶	8,63.10 ⁻⁶	1,02.10 ⁻⁵	1,26.10 ⁻⁵	2,98.10 ⁻⁵	4,02.10 ⁻⁵	8,68.10 ⁻⁵	1,92.10 ⁻⁴
ρ [m ³ /kg]	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850
m' [kg]	0,055	0,062	0,068	0,081	0,099	0,234	0,316	0,682	1,509
b _b [m]	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,040	0,040	0,050	0,100
v _b [m]	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
V _b [dm ³]	0,356	0,364	0,377	0,395	0,415	0,585	0,622	0,855	1,723
m _b [kg]	0,014	0,014	0,014	0,014	0,015	0,026	0,026	0,042	0,147
m _c [kg]	0,069	0,077	0,082	0,095	0,113	0,261	0,342	0,724	4,339
a _{od} [m/s ²]	73504,3	74937,4	77505,0	80908,5	84431,5	88432,1	92850,7	100374	96911,1
F _{od} [N]	5087,76	5737,76	6366,26	7682,30	9577,34	23037,7	31761,7	72630,3	151410
σ _t [MPa]	21,810	24,596	27,290	32,932	41,055	55,550	76,586	112,084	-
k[-]	-	-	-	-	-	-	-	-	0,949
σ _{tz} [MPa]									171,040

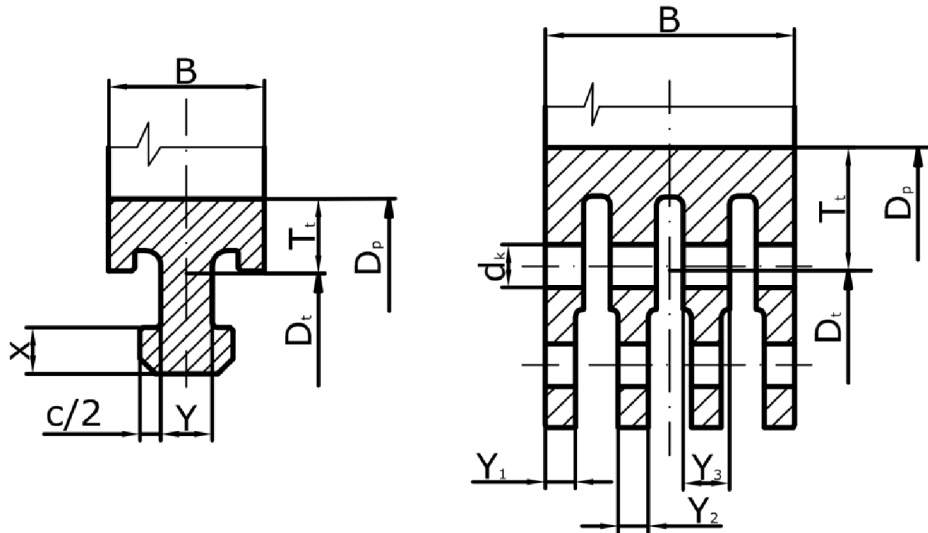
Tab. 5.4 Namáhání oběžných lopatek STNT dílu

U deváté oběžné lopatky kombinovaného STNT dílu byl určen poměr $\frac{S_p}{S_s} = 0,9[-]$ dle tabulky Určení reakce podél lopatky dle zákona zborcení $c_u \cdot r = \text{konst.}$ viz [1].

5.3. Namáhání závěsů oběžných lopatek

Závěsy oběžných lopatek jsou voleny podle následujícího klíče: první stupeň vysokotlakého dílu má rozvidlený závěs z důvodu vyššího namáhání od parciálního ostříku. Pro další stupně jsou voleny závěsy s T-nožkou, pokud však nevyhovují, přechází se na rozvidlenou nožku.

Specifické rozměry jak závěsů s T-nožkou tak i rozvidlenou nožkou jsou dány normami společnosti Škoda Power, pro kterou je tato diplomová práce zpracovávána. Popis nutných rozměrů a tvarů nožek viz Obr.5.1.



Obr. 5.1 Rozměry a tvary závěsů lopatek

Vzorce společné pro výpočet rozvidlené i T-nožky:

Těžištní průměr

$$D_t = D_p - 2 \cdot T_t [m] \quad T_t [m] \text{ poloha těžiště vzhledem k lopatce}$$

Těžištní rozteč

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_t}{z} [m]$$

Hmotnost závěsu

$$m_z = S_z \cdot t_T \cdot \rho [kg] \quad S_z [m^2] \text{ plocha závěsu}$$

Odstředivá síla závěsu

$$F_{ODz} = m_z \cdot (2 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot n)^2 \cdot \frac{D_t}{2} [N]$$

Výpočet rozvidlených nožek

Výpočet rozvidlených nožek se týká první oběžné lopatky VT dílu a zborcené oběžné lopatky devátého stupně kombinovaného STNT dílu. U zmiňované lopatky ST dílu byla snaha o použití T-nožky, avšak pevnostně tento závěs nevyhovoval.

Rozvidlené závěsy jsou s rotorem spojeny pomocí kolíků, jejichž materiály a velikosti jsou normalizovány.

Vzorce pro výpočet rozvidlených nožek:

Plocha namáhaná na tah

$$S_{TAH} = (t_T - d_k) \cdot \Sigma(n_i \cdot Y_i) [mm^2] \quad n_i [ks] \text{ počet vidliček}$$

$$Y_i [mm] \text{ šířka vidliček}$$

Plocha namáhaná na stříh

$$S_{STŘ} = 2 \cdot n_{STŘ} \cdot \frac{\pi \cdot d_k}{4} [mm^2] \quad n_{STŘ} [ks] \text{ počet střížných ploch}$$

Plocha namáhaná na otláčení

$$S_{OTL} = d_k \cdot \Sigma(n_i \cdot Y_i) [mm^2]$$

Tahové napětí

$$\sigma_{TAH} = \frac{F_{OD} + F_{ODz}}{S_{TAH}} [MPa] \leq \sigma_{TAHdov} \quad \sigma_{TAHdov} [MPa] \text{ dovolené napětí v tahu pro danou teplotu a materiál}$$

Napětí ve stříhu

$$\tau_{STŘ} = \frac{F_{OD} + F_{ODz}}{S_{STŘ}} [MPa] \leq \tau_{STdov} \quad \tau_{STdov} = 0,6 \cdot \sigma_{TAHdov} [MPa] \text{ dovolené napětí ve stříhu}$$

Namáhání otláčením

$$\sigma_{OTL} = \frac{F_{OD} + F_{ODz}}{S_{OTL}} [MPa] \leq \sigma_{OTLdov} \quad \sigma_{OTLdov} = 1,5 \cdot \sigma_{TAHdov} [MPa] \text{ dovolené namáhání na otláčení}$$

Výpočet T-nožek

Výpočet T-nožek se aplikuje na všechny závěsy krom již zmiňovaných viz výše.

Vzorce pro výpočet T-nožek

Plocha namáhaná na tah

$$S_{TAH} = Y \cdot t_T [mm^2]$$

Plocha namáhaná na stříh

$$S_{STŘ} = 2 \cdot x \cdot t_T [mm^2]$$

Plocha namáhaná na otláčení

$$S_{OTL} = C \cdot t_T [mm^2]$$

Hodnoty napětí a namáhání se dále počítají stejně jako u rozvidlených závěsů, jen s hodnotami pro T-nožky.

OL	1	2	3	4	5	6	7	8
D_p [m]	1,000	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900
B [mm]	35,000	30,000	30,000	35,000	35,000	35,000	35,000	35,000
B_z [mm]	40,000	30,000	30,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000
T_i [mm]	20,400	14,200	14,200	16,200	16,200	16,200	16,200	16,200
D_i [m]	0,959	0,872	0,872	0,868	0,868	0,868	0,868	0,868
z [ks]	106,000	216,000	216,000	186,000	186,000	186,000	186,000	188,000
t_T [m]	0,028	0,013	0,013	0,015	0,015	0,015	0,015	0,014
S_z [cm ²]	16,060	6,460	6,460	9,460	9,460	9,460	9,460	9,460
m_z [kg]	0,358	0,064	0,064	0,109	0,109	0,109	0,109	0,108
F_{Odz} [N]	20527,3	3345,707	3345,707	5637,570	5637,570	5637,570	5637,570	5577,596
F_{Od} [N]	2727,09	2813,086	2881,751	4106,348	4388,987	4578,367	4863,867	5046,787
Y [mm]	-	10,000	10,000	14,000	14,000	14,000	14,000	14,000
X [mm]	-	9,000	9,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
C [mm]	-	8,200	8,200	10,800	10,800	10,800	10,800	10,800
d_k [mm]	9,250	-	-	-	-	-	-	-
Y_1 [mm]	11,000	-	-	-	-	-	-	-
Y_2 [mm]	11,000	-	-	-	-	-	-	-
Y_3 [mm]	0,000	-	-	-	-	-	-	-
S_{TAH} [mm ²]	843,852	126,769	126,769	205,156	205,156	205,156	205,156	202,974
S_{STR} [mm ²]	116,239	228,184	228,184	351,696	351,696	351,696	351,696	347,955
S_{OTL} [mm ²]	407,000	103,951	103,951	158,263	158,263	158,263	158,263	156,580
σ_{TAH} [MPa]	27,557	48,583	49,124	47,495	48,873	49,796	51,188	52,344
σ_{TAHdov} [MPa]	109,000	148,000	163,750	169,250	173,500	178,750	183,800	188,200
τ_{STR} [MPa]	46,922	26,990	27,291	27,705	28,509	29,048	29,859	30,534
τ_{STRdov} [MPa]	65,400	88,800	98,250	101,550	104,100	107,250	110,280	112,920
σ_{OTL} [MPa]	13,401	59,247	59,908	61,568	63,354	64,550	66,354	67,853
σ_{OTLdov} [MPa]	163,500	222,000	245,625	253,875	260,250	268,125	275,700	282,300
Teplota [°C]	512,731	494,470	473,204	451,818	430,218	408,455	386,492	364,567
Materiál	PAK2 MV7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7

Tab. 5.5 Výsledky namáhání závěsů oběžných lopatek VT dílu

OL	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_p [m]	1,200	1,220	1,260	1,310	1,360	1,410	1,460	1,550	1,620
B [mm]	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	40,000	40,000	50,000	60,000
B_z [mm]	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	40,000	40,000	50,000	75,000
T_i [mm]	14,200	14,200	14,200	14,200	14,200	16,200	16,200	23,500	36,360
D_i [m]	1,172	1,192	1,232	1,282	1,332	1,378	1,428	1,503	1,547
z [ks]	196,000	200,000	206,000	216,000	224,000	176,000	186,000	160,000	152,000
t_T [m]	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,025	0,024	0,030	0,031
S_z [cm ²]	6,450	6,450	6,450	6,450	6,450	9,460	9,460	16,450	40,850
m_z [kg]	0,095	0,095	0,095	0,094	0,095	0,183	0,179	0,381	1,025
F_{Odz} [N]	6651,76	6743,18	6993,69	7222,46	7518,54	15021	15263,9	34200,9	94746
F_{Od} [N]	5087,76	5737,76	6366,26	7682,30	9577,34	23037,7	31761,7	72630,3	151410
Y [mm]	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	14,000	14,000	18,000	-
X [mm]	9,000	9,000	9,000	9,000	9,000	12,000	12,000	16,000	-
C [mm]	8,200	8,200	8,200	8,200	8,200	10,800	10,800	13,800	-

OL	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_k [mm]	-	-	-	-	-	-	-	-	13,000
Y_1 [mm]	-	-	-	-	-	-	-	-	9,000
Y_2 [mm]	-	-	-	-	-	-	-	-	11,000
Y_3 [mm]	-	-	-	-	-	-	-	-	14,000
S_{TAH} [mm ²]	187,790	187,176	187,825	186,401	186,756	344,261	337,576	531,204	1632,25
S_{STR} [mm ²]	338,023	336,917	338,084	335,522	336,162	590,162	578,702	944,363	4247,43
S_{OTL} [mm ²]	153,988	153,484	154,016	152,849	153,140	265,573	260,416	407,256	1118,00
σ_{TAH} [MPa]	62,514	66,680	71,130	79,961	91,541	110,552	139,304	201,112	150,807
σ_{TAHdov} [MPa]	126,800	164,500	174,000	184,000	194,000	203,100	208,300	214,700	228,988
τ_{STR} [MPa]	34,730	37,045	39,517	44,423	50,856	64,489	81,261	113,125	57,954
τ_{STRdov} [MPa]	76,080	98,700	104,400	110,400	116,400	121,860	124,980	128,820	137,393
σ_{OTL} [MPa]	76,237	81,317	86,744	97,513	111,635	143,308	180,579	262,319	220,176
σ_{OTLdov} [MPa]	190,200	246,750	261,000	276,000	291,000	304,650	312,450	322,050	343,481
Teplota [°C]	507,168	470,395	430,177	385,555	335,782	279,823	227,017	163,978	91,466
Materiál	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7	PAK2M V7

Tab. 5.6 Výsledky namáhání závěsů oběžných lopatek STNT dílu

Volba materiálu byla provedena na základě rozsahů teplot, ve kterém lopatky pracují a také z hlediska pevnosti materiálu za daných teplot.

Poslední lopatky STNT dílu jsou velmi namáhané na tah díky velkým rotujícím hmotám a bylo by možná vhodné zvolit ještě jiný druh materiálu či pozměnit koncepci lopatky. Desátá a jedenáctá oběžná lopatka STNT dílu je dle Škoda Power standartu, proto není řešena v této části. Obě tyto lopatky jsou otestovány a jejich parametry jsou dané.

6. Namáhání rozvaděcích lopatek a jejich závěsy

Délky rozvaděcích lopatek byly vypočteny v předešlé části. Nyní je třeba určit šířky jejich profilů a také velikosti a namáhání disků rozvaděcích kol.

6.1. Namáhání rozváděcích lopatek na ohyb

Rozváděcí lopatky jsou stejně jako oběžné lopatky namáhané na ohyb proudem páry procházejícím přes ně. Přepočet skutečných rozměrů těchto lopatek je stejný jako u zmiňovaných oběžných lopatek. Avšak vzhledem k volbě uchycení rozváděcích lopatek do disků rozváděcích kol, je nutno spočítat jejich namáhání dle následujících vzorců:

Plocha, na kterou působí přetlak

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2) [m^2]$$

Přetlak na rozváděcí kolo

$$\Delta p = p_0 - p_1 [MPa]$$

$p_0 [MPa]$ tlak před RL lopatkou
 $p_1 [MPa]$ tlak za RL lopatkou

Obvodová síla

$$F = \Delta p \cdot S [N]$$

Ohybový moment na jednu lopatku

$$M = \frac{F \cdot l_1}{z} [Nm]$$

$z [-]$ počet rozváděcích lopatek

Ohybový moment v tečném směru

$$M_{MAX} = M \cdot \cos \gamma [Nm]$$

$\gamma [^\circ]$ úhel nastavení profilu lopatky

Napětí v lopatce

$$\sigma_t = \frac{M_{MAX}}{W_0} [MPa]$$

Materiál lopatky je pak zvolen dle hodnoty jejího namáhání a dovoleného napětí materiálu za teploty, ve které lopatka pracuje. Stejně tak i šířka rozváděcí lopatky se koriguje dle jejího namáhání. Pro lepší parametry lopatky je většinou vhodnější zvolit větší šířku profilu.

Hodnoty namáhání rozváděcích lopatek VT dílu na následující straně.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$l_{RL,sk}[mm]$	18,000	33,000	34,000	36,000	39,000	41,000	44,000	46,000
Profil RL	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A	S-90-22A
$t_{opt}[-]$	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8
$t_{opt}[-]$ zvol.	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800
$c[cm]$	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500
$S[cm^2]$	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350
$J_{0min}[cm^4]$	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167
$W_0[cm^3]$	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265
$B_0[cm]$	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
$\gamma[^\circ]$	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000
$B[cm]$	6,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000
$c'[cm]$	12,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
$S'[cm^2]$	16,711	11,605	11,605	11,605	11,605	11,605	11,605	11,605
$W'_0[cm^3]$	5,025	2,908	2,908	2,908	2,908	2,908	2,908	2,908
$t_{vyp}[ks]$	96,000	80,000	80,000	80,000	80,000	80,000	80,000	80,000
$z[ks]$	33,314	36,639	36,678	36,757	36,874	36,953	37,071	37,149
$z[ks]$ zaok.	34,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000
$D_s[m]$	1,018	0,933	0,934	0,936	0,939	0,941	0,944	0,946
$\epsilon[-]$	0,517	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$z'[ks]$	17,588	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000
$z'[ks]$ zaok.	18,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000	38,000
$P[kW]$	5223,25	4591,362	4615,135	4660,544	4724,144	4764,055	4820,876	4817,191
$p_0[MPa]$	14,065	11,795	10,304	8,966	7,766	6,695	5,744	4,901
$p_i[MPa]$	12,563	10,835	9,444	8,200	7,087	6,096	5,216	4,441
$\Delta p[MPa]$	1,502	0,960	0,860	0,765	0,679	0,599	0,528	0,460
$d_1[m]$	0,788	0,748	0,748	0,748	0,748	0,748	0,748	0,748
$d_2[m]$	1,061	0,992	0,994	0,998	1,004	1,004	1,014	1,018
$l_1[m]$	0,031	0,047	0,047	0,049	0,052	0,054	0,057	0,059
$S[m^2]$	0,396	0,333	0,337	0,343	0,352	0,352	0,368	0,374
$F[N]$	595500	320122,9	289309,4	262402,66	239236,05	210941,96	194514,97	172448,77
$M[Nm]$	542,956	391,729	357,830	338,361	327,376	299,760	291,772	267,749
$M_{MAX}[Nm]$	470,214	339,248	309,890	293,030	283,516	259,599	252,682	231,878
$\sigma_t[MPa]$	93,571	116,656	106,561	100,763	97,492	89,268	86,889	79,735
$\sigma_{dov}[MPa]$	94,000	133,000	172,000	172,000	186,000	212,000	233,450	251,000
$T[^\circ C]$	543,267	517,427	496,054	474,611	453,012	431,209	409,303	387,243
Materiál	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3

Tab. 6.1 Hodnoty namáhání rozváděcích lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{RLsk} [mm]	28,000	32,000	35,000	42,000	51,000	68,000	92,000	128,000	198,000
Profil RL	S-90- 22A	S-90- 22A	S-90- 22A	S-90- 22A	S-90- 22A	S-90- 22A	S-90- 22A	S-90- 22A	S-90- 22A
t_{opt} [-]	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8
t_{opt} [-] zvol.	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800	0,800
c [cm]	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500
S [cm ²]	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350	2,350
J_{0min} [cm ⁴]	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167
W_0 [cm ³]	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265
B_0 [cm]	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
γ [°]	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000	30,000
B [cm]	5,000	5,000	5,000	4,000	4,000	5,000	5,000	6,000	7,000
c' [cm]	10,000	10,000	10,000	8,000	8,000	10,000	10,000	12,000	14,000
S' [cm ²]	11,605	11,605	11,605	7,427	7,427	11,605	11,605	16,711	22,746
W'_0 [cm ³]	2,908	2,908	2,908	1,489	1,489	2,908	2,908	5,025	7,980
t_{vyp} [ks]	80,000	80,000	80,000	64,000	64,000	80,000	80,000	96,000	112,000
z [ks]	48,223	49,166	50,855	66,366	69,262	58,041	60,947	54,912	45,441
z [ks] zaok.	50,000	50,000	52,000	68,000	70,000	60,000	62,000	56,000	46,000
D_s [m]	1,228	1,252	1,295	1,352	1,411	1,478	1,552	1,678	1,620
ε [-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
z' [ks]	50,000	50,000	52,000	68,000	70,000	60,000	62,000	56,000	46,000
z' [ks] zaok.	50,000	50,000	52,000	68,000	70,000	60,000	62,000	56,000	46,000
P [kW]	7993,70	8437,06	8683,48	9615,52	10128,3	11289	9830,78	11595,6	12847,9
p_0 [MPa]	3,650	2,873	2,215	1,652	1,177	0,792	0,493	0,306	0,163
p_i [MPa]	2,955	2,287	1,714	1,231	0,837	0,530	0,331	0,184	0,084
Δp [MPa]	0,694	0,586	0,500	0,420	0,339	0,261	0,162	0,122	0,079
d_1 [m]	0,990	0,778	0,778	0,778	0,778	0,778	0,778	0,778	0,778
d_2 [m]	1,256	1,274	1,320	1,363	1,440	1,512	1,624	1,634	1,983
l_i [m]	0,042	0,043	0,050	0,050	0,063	0,084	0,109	0,146	0,218
S [m ²]	0,469	0,799	0,893	0,984	1,153	1,320	1,596	1,622	2,613
F [N]	325840	468732	446837	413419	391468	345114	257807	197338	206464
M [Nm]	273,706	404,984	425,355	303,985	352,322	482,010	454,489	514,489	978,462
M_{MAX} [Nm]	237,036	350,727	368,368	263,259	305,120	417,433	393,599	445,560	847,373
σ_t [MPa]	81,509	120,604	126,670	176,809	204,924	143,542	135,346	88,665	106,190
σ_{dov} [MPa]	94,000	130,000	172,000	212,000	251,000	255,480	270,150	278,250	261,330
T [°C]	544,771	509,715	472,488	432,051	386,937	336,570	279,672	225,990	161,817
Materiál	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3

Tab. 6.2 Hodnoty namáhání rozváděcích lopatek STNT dílu

6.2. Namáhání disků rozváděcích kol

Rozváděcí kolo je uvažováno jako kruhová deska s konstantní tloušťkou. Jeho rozměry jsou odvislé od šířky lopatky určené výše, průměru rotoru a také zvyklostí společnosti Škoda Power. Výpočet je proveden dle následujících vzorců:

Kvadratický moment průřezu rozváděcího kola

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

Ekvivalentní tloušťka rovinného kotouče se stejným momentem setrvačnosti

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

Maximální napětí

$$\sigma_{MAX} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R_2^2}{h_0^2} [\text{MPa}]$$

$\varphi[-]$ součinitel pro výpočet namáhání rozváděcího kola zvolený dle Přílohy 4

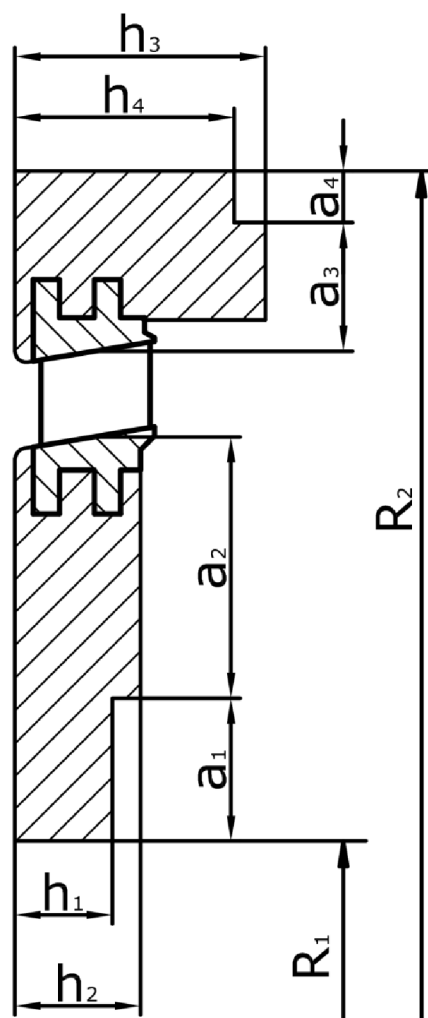
Maximální průhyb

$$y_{MAX} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R_2^4}{E \cdot h_0^3} [\text{mm}] \leq y_{MAXdov}$$

$$y_{MAXdov} = 0,002 \cdot R_2 [\text{mm}]$$

maximální dovolený průhyb

$\mu[-]$ součinitel pro výpočet průhybu rozváděcího kola dle Přílohy 3



Obr. 6.1 Rozměry rozváděcích kol

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
a₁[mm]	66,000	78,000	51,000	51,000	51,000	51,000	51,000	51,000
h₁[mm]	74,000	120,000	64,000	64,000	64,000	64,000	64,000	64,000
a₂[mm]	27,000	91,000	25,000	25,000	25,000	25,000	25,000	25,000
h₂[mm]	79,500	112,000	74,000	74,000	74,000	74,000	74,000	74,000
a₃[mm]	51,500	24,000	56,000	56,000	56,000	56,000	56,000	56,000
h₃[mm]	85,800	12,000	125,500	125,500	125,500	125,500	125,500	125,500
a₄[mm]	8,000	0,000	23,500	23,500	23,500	23,500	23,500	23,500
h₄[mm]	95,800	0,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
R_1 [mm]	394,000	374,000	374,000	374,000	374,000	374,000	374,000	374,000
R_2 [mm]	577,000	579,000	577,000	579,000	579,000	584,000	584,000	584,000
J [mm ⁴]	6656152	21889493	13141058	13141058	13141058	13141058	13141058	13141058
h_0 [mm]	75,855	108,614	91,926	91,626	91,626	90,893	90,893	90,893
r/R	0,743	0,754	0,753	0,749	0,745	0,745	0,738	0,735
Φ [-]	1,300	1,300	1,290	1,280	1,250	1,250	1,250	1,250
μ [-]	0,730	0,730	0,730	0,710	0,710	0,700	0,700	0,700
σ_{MAX} [MPa]	42,984	35,466	43,687	39,122	33,899	30,901	27,268	23,762
σ_{dov} [MPa]	48,200	68,700	89,000	112,600	122,400	126,350	130,200	133,560
T [°C]	543,267	517,427	496,054	474,611	453,012	431,209	409,303	387,243
y_{MAX} [mm]	16,111	34,934	50,189	43,963	38,560	35,117	30,493	26,395
y_{dov} [mm]	115,400	115,800	115,400	115,800	115,800	116,800	116,800	116,800
E [MPa]	172,840	175,960	178,400	180,600	182,700	184,900	187,900	189,170
Materiál	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5

Tab. 6.3 Výsledky výpočtů namáhání rozváděcích kol VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a_1 [mm]	105,000	65,300	65,300	65,300	65,300	65,300	65,300	65,300	65,300
h_1 [mm]	60,000	44,500	44,500	44,500	44,500	44,500	44,500	74,000	82,000
a_2 [mm]	72,000	153,000	168,000	187,500	216,000	242,000	265,000	294,000	343,000
h_2 [mm]	119,000	57,000	58,000	58,000	58,000	67,000	72,500	87,000	95,000
a_3 [mm]	23,500	62,000	62,000	53,000	61,000	51,500	64,000	64,000	56,000
h_3 [mm]	100,000	110,000	115,000	108,000	114,000	127,500	134,500	160,000	195,000
a_4 [mm]	0,000	23,500	23,500	34,000	23,500	29,000	23,500	39,260	60,800
h_4 [mm]	0,000	92,000	100,000	96,000	100,000	118,000	100,000	151,000	124,000
R_1 [mm]	495,000	398,000	398,000	398,000	398,000	398,000	398,000	398,000	398,000
R_2 [mm]	711,000	724,000	746,000	772,000	810,000	844,000	900,000	985,000	1116,00
J [mm ⁴]	13959287	11242501	13027281	11598631	13481057	19410790	23830074	51447939	71769975
h_0 [mm]	91,875	74,520	76,586	71,929	73,227	80,531	82,896	101,696	106,251
r/R	0,788	0,611	0,589	0,571	0,540	0,515	0,479	0,476	0,392
ϕ [-]	1,100	1,150	1,200	1,220	1,400	1,580	1,670	1,680	1,900
μ [-]	0,800	0,650	0,730	0,750	0,790	0,900	1,020	1,040	1,200
σ_{MAX} [MPa]	45,747	63,650	56,965	59,063	58,150	45,369	31,798	19,180	16,562
σ_{dov} [MPa]	47,600	75,900	113,800	126,200	133,680	141,240	149,520	156,000	164,070
T [°C]	544,771	509,715	472,488	432,051	386,937	336,570	279,672	225,990	161,817
y_{MAX} [mm]	105,988	143,034	139,277	152,795	155,342	117,978	95,214	55,308	5,864
y_{dov} [mm]	142,200	144,800	149,200	154,400	162,000	168,800	180,000	197,000	223,200
E [MPa]	172,720	176,920	180,800	184,800	189,260	193,760	199,310	204,810	209,080
Materiál	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5

Tab. 6.4 Výsledky výpočtů namáhání rozváděcích kol STNT dílu

7. Výpočet ucpávek

V této diplomové práci jsou vypočteny pouze vnitřní ucpávky VT a STNT dílu. Tyto ucpávky jsou voleny jako bezdotykové ucpávky s pravým labirintem, jejichž výhodou je dlouhá životnost. Výpočet je prováděn pro parametry páry při 100% výkonu turbíny a dle následujících vzorců dle [2]:

Radiální vůle mezi břitů a tělesem statoru

$$\delta = B \cdot D_p + 0,25[\text{mm}] \quad B[-] \text{ konstanta dle materiálu břítu (zvoleno } B = 1,35)$$

Vzhledem k tomu, že v ucpávkách nedochází ke kritickému proudění, počítá se hmotnostní tok ucpávkou dle:

$$M = \mu \cdot S \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} [\text{kg/s}] \quad \mu[-] \text{ průtokový součinitel ucpávkou dle [2]}$$

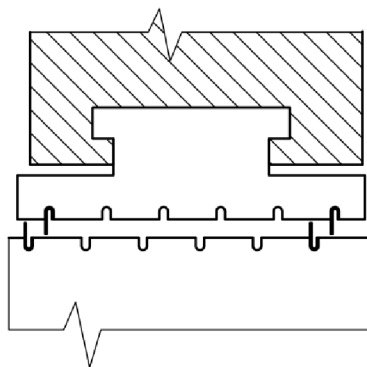
$$S = \pi \cdot D_p \cdot \delta [\text{m}^2] \text{ průtočný průřez ucpávkou}$$

$p_1[\text{MPa}]$ tlak páry před ucpávkou

$p_2[\text{MPa}]$ tlak páry za ucpávkou

$v_1[\text{m}^3/\text{kg}]$ měrný objem páry před ucpávkou

$z[-]$ počet břitů ucpávky



Počet břitů je optimalizován s přihlédnutím k rozměrové možnosti jednotlivých rozváděcích disků.

Dále je důležité znát výkonovou ztrátu ucpávkou $P_z[\text{W}]$, která ovlivní množství páry u přepočtu:

$$P_z = h_{uz} \cdot M [\text{W}] \quad h_{uz}[\text{kJ/kg}] \text{ užitečný spád stupně}$$

Obr. 7.1 Skica ucpávky

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$\delta[\text{mm}]$	1,600	1,465	1,465	1,465	1,465	1,465	1,465	1,465
$B[-]$	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350
$D_p[\text{m}]$	1,000	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900
$z[-]$	96,000	24,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
$p_1[\text{MPa}]$	14,065	11,795	10,304	8,966	7,766	6,695	5,744	4,901
$p_2[\text{MPa}]$	12,563	10,835	9,444	8,200	7,087	6,096	5,216	4,441
$M[\text{kg/s}]$	0,005	0,006	0,007	0,006	0,006	0,005	0,005	0,004
$S[\text{m}^2]$	0,005	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004
$\mu[-]$	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980
$v_1[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,024	0,028	0,032	0,035	0,040	0,045	0,051	0,058
$h_{uz}[\text{kJ/kg}]$	42,662	37,501	37,695	38,066	38,585	38,911	39,375	39,345
$P_z[\text{kW}]$	0,224	0,212	0,250	0,234	0,219	0,203	0,189	0,173

Tab. 7.1 Vypočtené velikosti ucpávek pro VT díl

Celkové množství páry ucpávkami $0,044\text{kg/s}$.

Celkový ztrátový výkon $1,704\text{kW}$.

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$\delta[\text{mm}]$	1,870	1,897	1,951	2,019	2,086	2,154
$B[-]$	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350
$D_p[\text{m}]$	1,200	1,220	1,260	1,310	1,360	1,410
$z[-]$	36,000	8,000	8,000	8,000	8,000	8,000
$p_1[\text{MPa}]$	3,650	2,873	2,215	1,652	1,177	0,792
$p_2[\text{MPa}]$	2,955	2,287	1,714	1,231	0,837	0,530
$M[\text{kg/s}]$	0,004	0,007	0,006	0,006	0,005	0,004
$S[\text{m}^2]$	0,007	0,007	0,008	0,008	0,009	0,010
$\mu[-]$	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980
$v_1[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,101	0,123	0,152	0,193	0,255	0,350
$h_{už}[\text{kJ/kg}]$	71,159	75,106	81,074	89,776	99,134	110,495
$P_z[\text{kW}]$	0,289	0,553	0,524	0,503	0,462	0,408

Tab. 7.2 Vypočtené velikosti ucpávek pro STNT díl

Stupeň	7	8	9	10	11
$\delta[\text{mm}]$	2,221	2,343	2,437	2,545	2,545
$B[-]$	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350
$D_p[\text{m}]$	1,460	1,550	1,620	1,700	1,700
$z[-]$	8,000	8,000	8,000	11,000	14,000
$p_1[\text{MPa}]$	0,493	0,306	0,163	0,068	0,031
$p_2[\text{MPa}]$	0,331	0,184	0,084	0,042	0,016
$M[\text{kg/s}]$	0,003	0,002	0,001	0,026	0,017
$S[\text{m}^2]$	0,010	0,011	0,012	0,014	0,014
$\mu[-]$	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980
$v_1[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,510	0,744	1,215	0,001	0,001
$h_{už}[\text{kJ/kg}]$	102,860	121,325	143,782	117,159	188,319
$P_z[\text{kW}]$	0,264	0,245	0,194	3,006	3,144

Pokračování Tab. 7.2 Vypočtené velikosti ucpávek pro STNT díl

Celkové množství páry ucpávkami $0,080\text{kg/s}$.

Celkový ztrátový výkon $9,594\text{kW}$.

Vnější ucpávky celé turbíny jsou převzaty z podkladů Škoda Power pro podobný stroj.

8. Kritické otáčky rotoru

Výpočet kritických otáček je nezbytný pro kontrolu klidného chodu celé turbíny. Zjišťuje se tedy, zda jsou kritické otáčky rotoru dostatečně vzdálené těm provozním. Všeobecně je pravidlo, že kritické otáčky by měli být kolem 70% otáček jmenovitých.

Při výpočtu hrají největší roli rotující hmoty, proto je nezbytné určit celkovou hmotnost rotoru i s oběžnými lopatkami a jejich bandážemi (viz předchozí výpočty). Při výpočtu byla použita hustota materiálu rotoru $\rho = 7860\text{kg/m}^3$. Hmotnost rotoru byla určena po jeho překreslení do softwaru Catia.

Hmotnost rotoru je 45000kg

Hmotnost všech oběžných lopatek je 3522kg .

Výpočet kritických otáček:

$$n_{KR} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{D_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{m_G}{L}}} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{800}{8,390}\right)^2}{\sqrt{\frac{48522}{7,320}}} = 1100,285[\text{ot} / \text{min}]$$

D_0 [mm] maximální průměr hřídele

m_G [kg] celková hmotnost rotoru i s lopatkami

L [m] ložisková vzdálenost

Kontrola otáček

$$\frac{n_{KR}}{n} = \frac{1100,285}{3000} = 0,367 \neq 0,7$$

Při kontrole kritických otáček rotoru bohužel rotor neprošel. Správně by se měl poměr kritických otáček a jmenovitých otáček pohybovat v rozmezí 0,6 - 0,7 .

Možným řešením by bylo převedení VT části rotoru na bubnovou konstrukci a celkově zvětšení průměru rotoru. Velkým problémem tohoto rotoru je jeho extrémní délka, proto by bylo možným řešením rozdělení VT dílu a STNT dílu na samostatné rotory. Bylo by pak možné bohatší vyložení a kvalitnější zatěsnění obou částí a tím i by byla i vyšší účinnost stroje. Avšak takováto změna by měla dopad na celkovou dispozici a také cenu stroje.

9. Finální přepoččet

Na začátku této práce byl proveden výpočet množství páry dle nepřesných dat. Účinnosti VT a STNT dílu byly nadhodnoceny a nebyla vzata v úvahu množství ucpávkové páry, dále pak při výpočtu průtočné části vyšly tlaky a teploty v jednotlivých odběrech odlišně, vlivem umístění jednotlivých stupňů. Z tohoto důvodu a z důvodu dosažení zadaného výkonu na svorkách generátoru se musí přepočítat jak tepelné schéma, tak i průtočná část turbíny.

9.1. Přepoččet tepelného schéma

Přepoččet tepelného schéma je proveden dle stejných vzorců jako úvodní výpočet. Liší se však tím, že nyní jsou již známé skutečné tlaky a teploty v jednotlivých odběrech. Z nichž se vypočítají změněné entalpie páry a z nich pak nová množství páry. Konečné rozdíly ohřátí jsou odvislé od vstupní teploty páry.

		NT01	NT02	NT03
Napájecí voda před NTO	t_{NT0i1} [°C]	38,144	73,608	109,072
	i_{NT0i1} [kJ/kg]	159,967	308,136	457,434
Napájecí voda za NTO	t_{NT0i2} [°C]	73,608	109,072	144,536
	i_{NT0i2} [kJ/kg]	308,136	457,434	608,696
Pára v NTO	t_{PNTOi} [°C]	88,011	112,503	149,575
	p_{PNTOi} [bar(a)]	0,650	1,559	4,708
	i_{SNTOi} [kJ/kg]	2656,273	2694,852	2745,419
Kondenzace páry	i_{NT0i} [kJ/kg]	368,587	471,967	630,455
Pára v odběru	p_{TU0i} [bar(a)]	0,681	1,632	4,930

	i_{PNT0i} [kJ/kg]	2655,730	2799,511	3023,696
--	---------------------	----------	----------	----------

Tab. 9.1 Přepočtené hodnoty pro NTO

		VTO1	VTO2
Napájecí voda před VTO	t_{VTO1i} [°C]	183,653	209,653
	i_{VTO1i} [kJ/kg]	779,352	896,148
Napájecí voda za VTO	t_{VTO2i} [°C]	209,653	245,000
	i_{VTO2i} [kJ/kg]	896,148	1061,491
Pára v VTO	t_{PVTOi} [°C]	472,488	365,297
	p_{PVTOi} [bar(a)]	21,148	39,760
	i_{SVTOi} [kJ/kg]	2799,493	2801,012
Kondenzace páry	i_{VTOi} [kJ/kg]	921,644	1085,688
Pára v odběru	p_{TUR0i} [bar(a)]	22,145	41,633
	i_{PVTOi} [kJ/kg]	3404,174	3128,141

Tab. 9.2 Přepočtené hodnoty pro VTO

Množství páry do VT dílu	127,944	kg/s
Množství páry do STNT dílu	117,375	kg/s
Množství páry za odběrem pro VTO1	111,931	kg/s
Množství páry za odběrem pro odplynovák	106,844	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO3	100,023	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO2	93,565	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO1	87,173	kg/s

Tab. 9.3 Přepočtená průtočná množství páry turbinou

Množství páry pro VTO2	m_{VTO2}	10,569	kg/s
Množství páry pro VTO1	m_{VTO1}	5,444	kg/s
Množství páry pro odplynovák	m_O	5,087	kg/s
Množství páry pro NTO3	m_{NTO3}	6,821	kg/s
Množství páry pro NTO2	m_{NTO2}	6,458	kg/s
Množství páry pro NTO1	m_{NTO1}	6,391	kg/s

Tab. 9.4 Přepočtená množství páry pro jednotlivé odběry

Po přepočtu množství páry turbinou je vhodné přepočítat očekávaný výkon celé turbíny. Výkon VT dílu by měl být 39,936MW, výkon STNT dílu 121,085MW, celkový výkon by měl tedy činit 161,021MW.

9.2. Přepočet průtočné části

Stejně jako v úvodní části této diplomové práce je výpočet proveden v softwaru Turbína-Delphi. Výhodou přepočtu je znalost vhodných patních průměrů a přesnějších množství páry turbinou a také ztrát ucpávkami. Přepočet je proveden pro obě části turbíny, tedy pro VT a kombinovaný STNT díl.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
m [kg/s]	127,944	127,943	127,943	127,942	127,942	127,941	127,941	127,940
i_i [kJ/kg]	3440,290	3401,704	3363,899	3325,898	3287,524	3248,626	3209,240	3169,034
s_i [kJ/kgK]	6,538	6,556	6,565	6,574	6,583	6,592	6,601	6,611
t_i [°C]	543,270	519,937	498,376	476,746	454,971	432,980	410,803	388,262
p_i [MPa]	14,065	12,008	10,482	9,113	7,889	6,795	5,822	4,952
x_i [-]	-	-	-	-	-	-	-	-

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
D_s [m]	1,018	0,933	0,934	0,936	0,939	0,942	0,950	0,948
D_p [m]	1,000	0,900	0,900	0,900	0,900	0,900	0,906	0,900
h_{is} [kJ/kg]	53,249	44,728	44,824	45,016	45,305	45,595	46,373	48,107
u [m/s]	159,907	146,555	146,712	147,027	147,498	147,969	149,226	148,912
c_0 [m/s]	326,341	299,092	299,413	300,054	301,016	301,978	304,542	310,185
u/c_0 [-]	0,490	0,490	0,490	0,490	0,490	0,490	0,490	0,480
v_r [m ³ /kg]	0,028	0,031	0,035	0,039	0,044	0,050	0,057	0,066
α_1 [°]	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500	22,500
l_i [mm]	10,109	33,000	34,000	36,000	39,000	42,000	44,000	48,000
l_{red} [mm]	14,146	0	0	0	0	0	0	0
Ostržik	P	T	T	T	T	T	T	T
ε [-]	0,562	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
n_1	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000
l_{opt} [mm]	29,144	33,083	34,994	37,049	39,271	41,711	44,243	48,071
l_p [mm]	18,000	33,000	34,000	36,000	39,000	42,000	44,000	48,000
l_p/D_s [-]	0,018	0,035	0,036	0,039	0,042	0,045	0,046	0,051
Typ lop.	V	V	V	V	V	V	V	V
η_v [%]	93,463	93,463	93,463	93,463	93,463	93,463	93,463	93,352
Z_d [%]	0,000	0,164	0,162	0,157	0,150	0,142	0,123	0,125
Z_i [%]	15,058	8,213	7,972	7,529	6,950	6,453	6,160	5,640
Z_p [%]	3,198	0	0	0	0	0	0	0
Z_v [%]	0,905	0	0	0	0	0	0	0
Z_t [%]	1,827	0,513	0,498	0,472	0,437	0,407	0,392	0,337
Z_r [%]	0,013	0,050	0,053	0,059	0,069	0,080	0,086	0,103
Z_x [%]	0	0	0	0	0	0	0	0
η_i [%]	72,463	84,522	84,778	85,246	85,858	86,381	86,703	87,147
$h_{už}$ [kJ/kg]	38,586	37,805	38,001	38,375	38,898	39,386	40,207	41,924
P [kW]	4936,816	4836,950	4861,983	4909,799	4976,771	5039,141	5144,190	5363,959
i_{2s} [kJ/kg]	3387,041	3356,976	3319,075	3280,882	3242,218	3203,030	3162,867	3120,926
i_2 [kJ/kg]	3401,704	3363,899	3325,898	3287,524	3248,626	3209,240	3169,034	3127,109
s_2 [kJ/kgK]	6,556	6,565	6,574	6,583	6,592	6,601	6,611	6,621
t_2 [°C]	519,937	498,376	476,746	454,971	432,980	410,803	388,262	364,877
p_2 [MPa]	12,008	10,482	9,113	7,889	6,795	5,822	4,952	4,163
x_2 [-]	-	-	-	-	-	-	-	-

Tab. 9.5 Výsledky přepočtu průtočné části VT dílu

Výkon skupiny [kW]	40069,610
huž [kJ/kg]	313,18
Σh_{is} [kJ/kg]	373,200
h_{is} [kJ/kg]	365,100
η [%]	85,780
Reheat faktor	0,022

Tab. 9.6 Výsledné parametry VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5	6
m [kg/s]	117,375	117,37	111,923	111,911	106,84	106,835
i_1 [kJ/kg]	3550,438	3488,709	3423,542	3351,110	3273,616	3189,474
s_1 [kJ/kgK]	7,265	7,281	7,297	7,313	7,331	7,350
t_1 [°C]	544,771	514,3884	482,1393	446,1338	407,3451	364,8527
p_1 [MPa]	3,650	2,970	2,376	1,844	1,388	1,004
x_1 [-]	-	-	-	-	-	-
D_s [m]	1,228	1,252	1,306	1,347	1,398	1,507

Stupeň	1	2	3	4	5	6
D_p [m]	1,200	1,220	1,266	1,304	1,350	1,450
h_{is} [kJ/kg]	74,416	77,353	84,170	89,538	96,446	112,072
u [m/s]	192,894	196,664	205,146	211,586	219,597	236,719
c_0 [m/s]	385,788	393,327	410,292	423,173	439,195	473,438
u/c_0 [-]	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500
v_r [m ³ /kg]	0,119	0,1429	0,1757	0,221	0,287	0,3967
α_i [°]	22,500	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
l_i [mm]	28,000	32,000	40,000	43,000	48,000	57,000
l_{red} [mm]	0	0	0	0	0	0
Ostřík	T	T	T	T	T	T
ε [-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
n_1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
l_{opt} [mm]	54,286	58,456	60,941	66,479	71,574	78,613
l_p [mm]	28,000	32,000	40,000	43,000	48,000	57,000
l_p/D_s [-]	0,023	0,026	0,031	0,032	0,034	0,038
Typ lop.	V	V	V	V	V	V
η_z [%]	93,500	93,500	93,500	93,500	93,500	93,500
Z_d [%]	0	0	0	0	0	0
Z_i [%]	9,684	8,4734	6,7788	6,3058	5,649	4,757
Z_p [%]	0	0	0	0	0	0
Z_v [%]	0	0	0	0	0	0
Z_t [%]	0,845	0,754	0,629	0,604	0,561	0,510
Z_r [%]	0,021	0,026	0,038	0,041	0,047	0,057
Z_x [%]	0	0	0	0	0	0
η_i [%]	82,950	84,246	86,055	86,550	87,243	88,176
$h_{už}$ [kJ/kg]	61,728	65,167	72,432	77,495	84,142	98,821
P [kW]	7245,341	7648,689	8106,792	8672,482	8989,728	10557,507
i_2 [kJ/kg]	3476,022	3411,356	3339,372	3261,573	3177,170	3077,402
i_1 [kJ/kg]	3488,709	3423,542	3351,110	3273,616	3189,474	3090,653
s_2 [kJ/kgK]	7,281	7,297	7,313	7,331	7,350	7,373
t_2 [°C]	514,388	482,139	446,134	407,345	364,853	314,360
p_2 [MPa]	2,970	2,376	1,844	1,388	1,004	0,670
x_2 [-]	-	-	-	-	-	-

Tab. 9.7 Výsledky přepočtu průtočné části STNT dílu

Stupeň	7	8	9	10	11
m [kg/s]	100,02	100,015	93,560	87,150	87,13
i_1 [kJ/kg]	3090,653	2981,840	2859,760	2713,621	2526,253
s_1 [kJ/kgK]	7,373	7,398	7,425	7,460	7,507
t_1 [°C]	314,3596	257,9975	193,855	115,9228	67,7126
p_1 [MPa]	0,670	0,414	0,229	0,101	0,028
x_1 [-]	-	-	-	-	0,959
D_s [m]	1,572	1,654	1,800	2,030	2,760
D_p [m]	1,500	1,550	1,620	1,700	1,700
h_{is} [kJ/kg]	121,948	135,002	159,888	203,358	375,914
u [m/s]	246,929	259,810	282,743	318,872	433,540
c_0 [m/s]	493,858	519,619	565,487	637,743	867,080
u/c_0 [-]	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500
v_r [m ³ /kg]	0,5815	0,93	1,765	5,305	73,2788
α_i [°]	22,5	22,5	22,500	22,500	22,5
l_i [mm]	72,000	104,000	180,000	330,000	1060,000
l_{red} [mm]	0	0	0	0	0
Ostřík	T	T	T	T	T

Stupeň	7	8	9	10	11
$\varepsilon[-]$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
n_1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$l_{opt}[mm]$	88,626	106,987	131,888	192,560	524,203
$l_p[mm]$	72,000	104,000	180,000	330,000	1060,000
$l_p/D_s[-]$	0,046	0,063	0,100	0,163	0,384
Typ lop.	V	V	V	Z	Z
$\eta_x[\%]$	93,500	93,500	93,500	93,500	93,500
$Z_d[\%]$	0	0	0	0	0
$Z_i[\%]$	3,766	2,6072	1,506	0,822	0,2558
$Z_p[\%]$	0	0	0	0	0
$Z_v[\%]$	0	0	0	0	0
$Z_t[\%]$	0,421	0,307	0,193	0,119	0,050
$Z_r[\%]$	0,084	0,158	0,400	0,423	2,360
$Z_x[\%]$	0	0	0	0,000	4,134
$\eta_i[\%]$	89,229	90,428	91,401	92,137	86,700
$h_{u2}[kJ/kg]$	108,813	122,080	146,139	187,368	325,918
$P[kW]$	10883,521	12209,828	13672,736	16329,132	28397,254
$i_{2s}[kJ/kg]$	2968,705	2846,838	2699,872	2510,263	2150,339
$i_2[kJ/kg]$	2981,840	2859,760	2713,621	2526,253	2200,335
$s_2[kJ/kgK]$	7,398	7,425	7,460	7,507	7,682
$t_2[^\circ C]$	257,998	193,855	115,923	67,713	13,492
$p_2[MPa]$	0,414	0,229	0,101	0,028	0,002
$x_2[-]$	-	-	-	0,959	0,868

Pokračování Tab. 9.7 Výsledek přepočtu průtočné části STNT dílu

Výkon skupiny [kW]	132713,010
huž [kJ/kg]	1350,100
Σh_{is} [kJ/kg]	1530,1
h_{is} [kJ/kg]	1469,580
$\eta[\%]$	91,870
Reheat faktor	0,041

Tab. 9.8 Výsledné parametry STNT dílu

10. Bilanční přepočet pro provoz 50% a 75%

Dle zadání této diplomové práce je dána teplota admisivní páry při 50% provozu turbíny $t_1^{50\%} = 520^\circ C$. Tlak admisivní páry je konstantní pro provoz na 50% a 75%. Zbylé parametry jsou klouzavé. Výpočet je proveden pomocí zjednodušené rovnice parního kužele, ve které se tlak p_{10} za libovolným stupněm mění lineárně s množstvím

páry. Pak tedy: $\frac{m_1}{m_0} = \frac{p_1}{p_{10}}$, kde parametry s indexem 0 jsou v návrhovém režimu. Dále

jsou využity vzorce z úvodního výpočtu bilančního schématu.

V celém přepočtu pro nižší výkony se počítá s již přepočtenými množstvími. Vypočtené hodnoty pro oba snížené provozování jsou zakresleny ve schématech viz Přílohy 6 a 7.

10.1. Parametry páry při 75% provozu

Vstup do VT dílu	95,958	kg/s
Vstup do STNT dílu	89,858	kg/s
Množství páry za odběrem pro VTO1	85,201	kg/s
Množství páry za odběrem pro odplynovák	81,613	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO3	76,919	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO2	72,436	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO1	68,140	kg/s

Tab. 10.1 Množství páry turbinou při 75% provozu

75%		NTO1	NTO2	NTO3
Napájecí voda před NTO	t_{NTOi1} [°C]	38,000	70,466	102,932
	i_{NTOi1} [kJ/kg]	159,183	294,969	431,474
Napájecí voda za NTO	t_{NTOi2} [°C]	70,466	102,932	135,397
	i_{NTOi2} [kJ/kg]	294,969	431,474	569,467
Pára v NTO	t_{PNTOi} [°C]	74,466	106,932	139,397
	p_{PNTOi} [bar(a)]	0,377	1,292	3,554
	i_{SNTOi} [kJ/kg]	2633,698	2686,376	2732,663
Kondenzace páry	i_{NTOi} [kJ/kg]	311,734	448,379	586,613
Pára v odběru	p_{TURoi} [bar(a)]	0,395	1,353	3,721
	i_{PNTOi} [kJ/kg]	2625,508	2813,677	3009,959

Tab. 10.2 Parametry v NTO při 75% provozu

75%		VTO1	VTO2
Napájecí voda před VTO	t_{VTOi1} [°C]	170,446	199,647
	i_{VTOi1} [kJ/kg]	721,162	850,801
Napájecí voda za VTO	t_{VTOi2} [°C]	199,647	228,847
	i_{VTOi2} [kJ/kg]	850,801	984,805
Pára v VTO	t_{PVTOi} [°C]	204,647	233,847
	p_{PVTOi} [bar(a)]	17,116	29,994
	i_{SVTOi} [kJ/kg]	2794,709	2803,264
Kondenzace páry	i_{VTOi} [kJ/kg]	873,392	1008,318
Pára v odběru	p_{TURoi} [bar(a)]	17,923	31,407
	i_{PVTOi} [kJ/kg]	3422,383	3159,397

Tab. 10.3 Parametry ve VTO při 75% provozu

10.2. Parametry páry při 50% provozu

Množství páry do VT dílu	63,972	kg/s
Množství páry do STNT dílu	60,272	kg/s
Množství páry za odběrem pro VTO1	57,553	kg/s
Množství páry za odběrem pro odplynovák	55,477	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO3	52,766	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO2	50,138	kg/s
Množství páry za odběrem pro NTO1	47,590	kg/s

Tab. 10.4 Množství páry turbinou při 50% provozu

50%		NTO1	NTO2	NTO3
Napájecí voda před NTO	t_{NTOi1} [°C]	38,000	66,484	94,968
	i_{NTOi1} [kJ/kg]	159,183	278,292	397,882
Napájecí voda za NTO	t_{NTOi2} [°C]	66,484	94,968	123,452
	i_{NTOi2} [kJ/kg]	278,292	397,882	518,467
Pára v NTO	t_{PNTOi} [°C]	70,484	98,968	127,452
	p_{PNTOi} [bar(a)]	0,319	0,977	2,503
	i_{SNTOi} [kJ/kg]	2626,926	2673,940	2716,553
Kondenzace páry	i_{NTOi} [kJ/kg]	295,045	414,744	535,512
Pára v odběru	p_{TUR0i} [bar(a)]	0,334	1,023	2,621
	i_{PNTOi} [kJ/kg]	2664,421	2840,319	3027,620

Tab. 10.5 Parametry v NTO při 50% provozu

50%		VTO1	VTO2
Napájecí voda před VTO	t_{VTOi1} [°C]	154,344	181,079
	i_{VTOi1} [kJ/kg]	651,035	767,957
Napájecí voda za VTO	t_{VTOi2} [°C]	181,079	207,814
	i_{VTOi2} [kJ/kg]	767,957	887,773
Pára v VTO	t_{PVTOi} [°C]	186,079	212,814
	p_{PVTOi} [bar(a)]	11,507	20,171
	i_{SVTOi} [kJ/kg]	2782,292	2798,560
Kondenzace páry	i_{VTOi} [kJ/kg]	790,115	910,588
Pára v odběru	p_{TUR0i} [bar(a)]	12,050	21,121
	i_{PVTOi} [kJ/kg]	3432,941	3024,561

Tab. 10.6 Parametry ve VTO při 50% provozu

11. Regulace turbíny

Turbína musí být regulována, aby bylo možno dosahovat potřebných výkonů. Reguluje se množství páry přicházející do jednotlivých dílů turbíny. To je realizováno přes rychlozavírací regulační ventily s pneumatickým elektropohonem.

Ve Škodě Power jsou standartem čtyři regulační rychlozavírací ventily (RZ), kdy při třech otevřených ventilech je výkon turbíny 100%. Čtvrtý se používá pro výkony nad 100%, kdy může zákazník požadovat z různých důvodů krátkodobý provoz na např. 104%. Regulace na 75% výkonu je realizována přivřením třetího ventilu na čtvrtinový průtok. Regulace na 50% je pak provedena zavřením třetího RZ ventilu a přivřením druhého RZ ventilu na polovinu průtočného množství.

Nevýhodou škrcení jsou jistě velké ztráty a také vyšší namáhání turbíny, která je optimalizovaná na 100% výkon.

12. Závěr

Úkolem této diplomové práce byl návrh jednotělesové parní turbíny o elektrickém výkonu na svorkách generátoru $150MW_e$ a o zadaných parametrech páry.

Byla spočítána tepelná bilance, určena množství páry pro jednotlivé odběry a poté určeny parametry průtočné části s pomocí softwaru Turbina-Delphi. Po určení rozměrů a řazení kol průtočné části byla provedena pevnostní kontrola OL aRL a jejich závěsů. Velikosti závěsů byly navrhovány s ohledem na rozměrové možnosti navrhované turbíny a také s přihlédnutím k rozměrům podobného, již realizovaného stroje.

I přes korigování rozměrů výše uvedeným způsobem se nepodařilo, aby rotor navrhované turbíny obstál při kontrole jeho kritických otáček, kde podmínka $n_{KR}=0,7n$ nebyla dodržena a tím pádem rotor nevyhovuje. Změnit by se to dalo přeměnou průtočné části VT dílu z diskové na bubnovou koncepci či rozdělením rotoru na samostatnou VT a STNT část, což by ale změnilo i celkovou koncepci turbíny.

V další části byl udělán přepočítání hodnot tepelné bilance i průtočné části s uvažováním ztrát. V přepočtu vyšel celkový výkon turbíny $172,799MW$ po odečtení ztrát v ložiskách, spojce a generátoru a započítání celkové mechanické účinnosti by mělo být dosaženo požadovaného výkonu. Pro přesné určení by bylo potřeba znát skutečné výše zmiňované ztráty.

Posledním krokem diplomové práce byl výpočet parametrů páry při 75% a 50% výkonu turbíny. V těchto případech se škrtilo množství páry turbínou regulací. Výkon turbíny při 75% provozu byl $121,896MW$ bez uvažování ztrát. A v případě 50% provozu byl bezztrátový výkon turbíny spočítán na $84,691MW$. Tyto výkony však vycházejí jen z vypočtených spádů turbínou.

Výpočet turbíny v této diplomové práci je možno považovat za hrubý návrh všech parametrů a bylo by jej vhodné zpřesnit opakováním postupu výpočtu. Případně přepočtem za pomoci sofistikovanějšího softwaru spolu s větším množstvím praktických zkušeností výpočtáře.

13. Použitá literatura

- [1] ŠKOPEK, J.: Parní turbína – Tepelný a pevnostní výpočet, ZČU Plzeň, 2007
- [2] FIEDLER, J.: Parní turbíny – Návrh a výpočet, CERM - Brno, 2004
- [3] BEČVÁŘ, J. a kol.: Tepelné turbíny, SNTL Praha, 1968
- [4] KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM – Brno, 2007

14. Použitý software

- [1] Autodesk AutoCAD 2007
- [2] Microsoft Office Word 2007
- [3] Microsoft Office Excel 2007 s doplňkem IF97
- [4] Turbina-Delphi
- [5] Catia

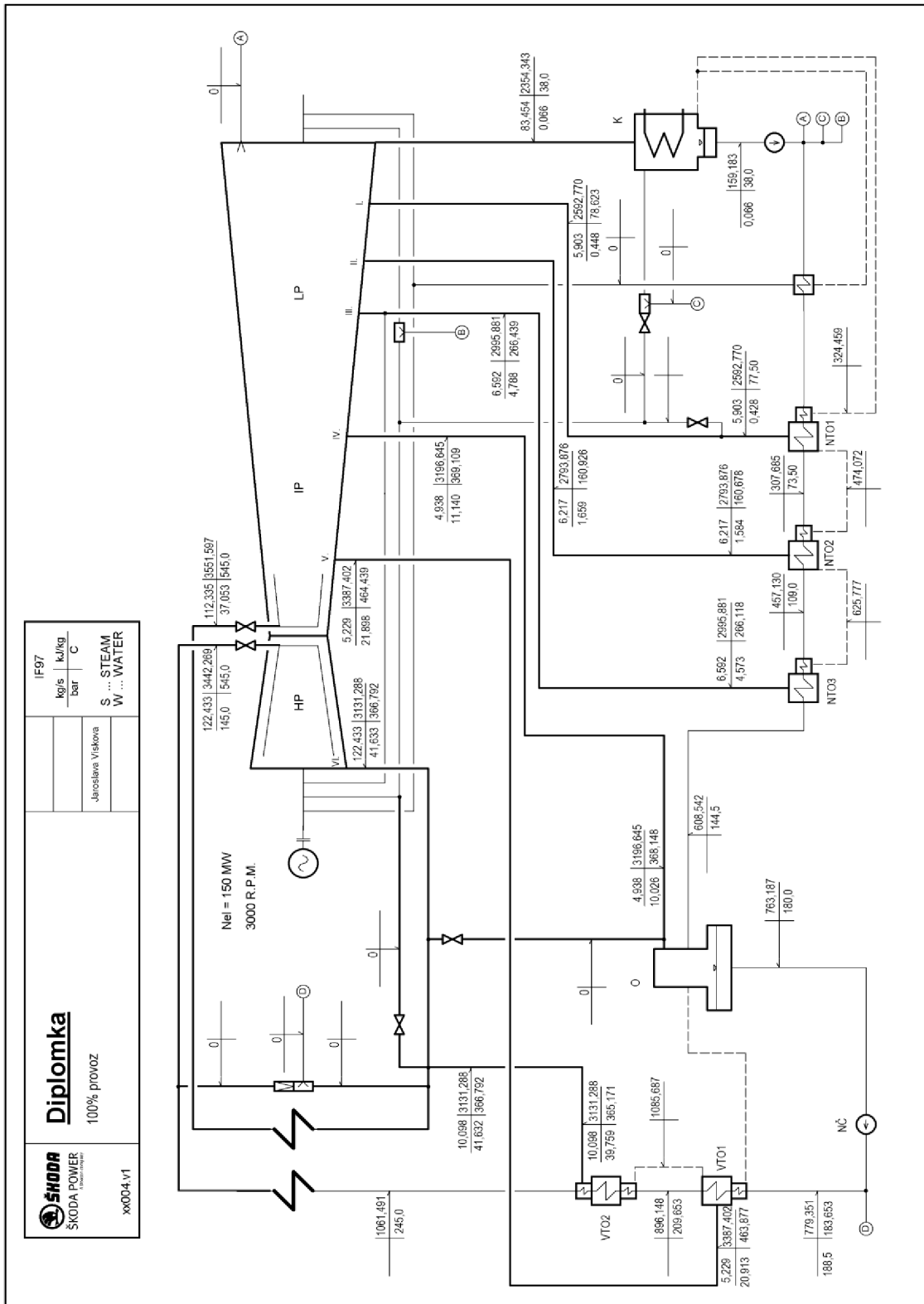
15. Seznam použitých zkratk

p [MPa]	tlak
t [°C]	teplota
i [kJ/kg]	entalpie
s [kJ/kgK]	entropie
h [kJ/kg]	entalpický spád
m [kg/s]	hmotnostní průtok
D _p [m]	patní průměr
n [min ⁻¹]	otáčky
VT	vysokotlaký
ST	středotlaký
NT	nízkotlaký
O	odplyňovák
NČ	napájecí čerpadlo
OL	oběžná lopatka
RL	rozdávěcí lopatka

16. Seznam příloh

Příloha 1	Návrhové tepelné schéma 100% provoz
Příloha 2	Katalog profilů lopatek
Příloha 3	Součinitel průhybu rozváděcího kola
Příloha 4	Součinitel namáhání rozváděcího kola
Příloha 5	Návrhové tepelné schéma 100% provoz přepočten
Příloha 6	Návrhové tepelné schéma 75% provoz
Příloha 7	Návrhové tepelné schéma 50% provoz
Příloha 8	Podélný řez turbinou

Příloha 1: Návrhové tepelné schéma 100% provoz



Příloha 2: Katalog profilů lopatek

Profily 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

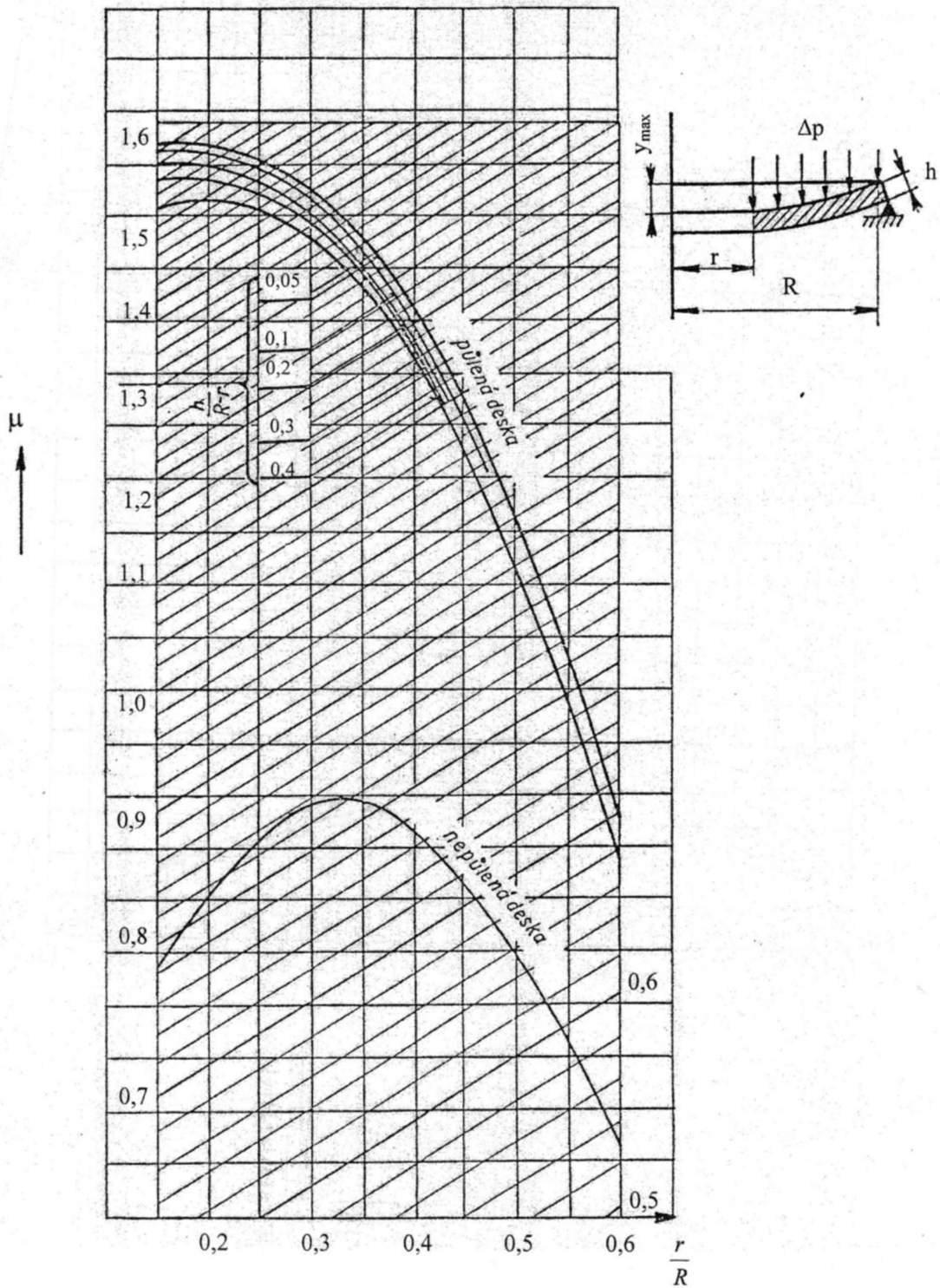
NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

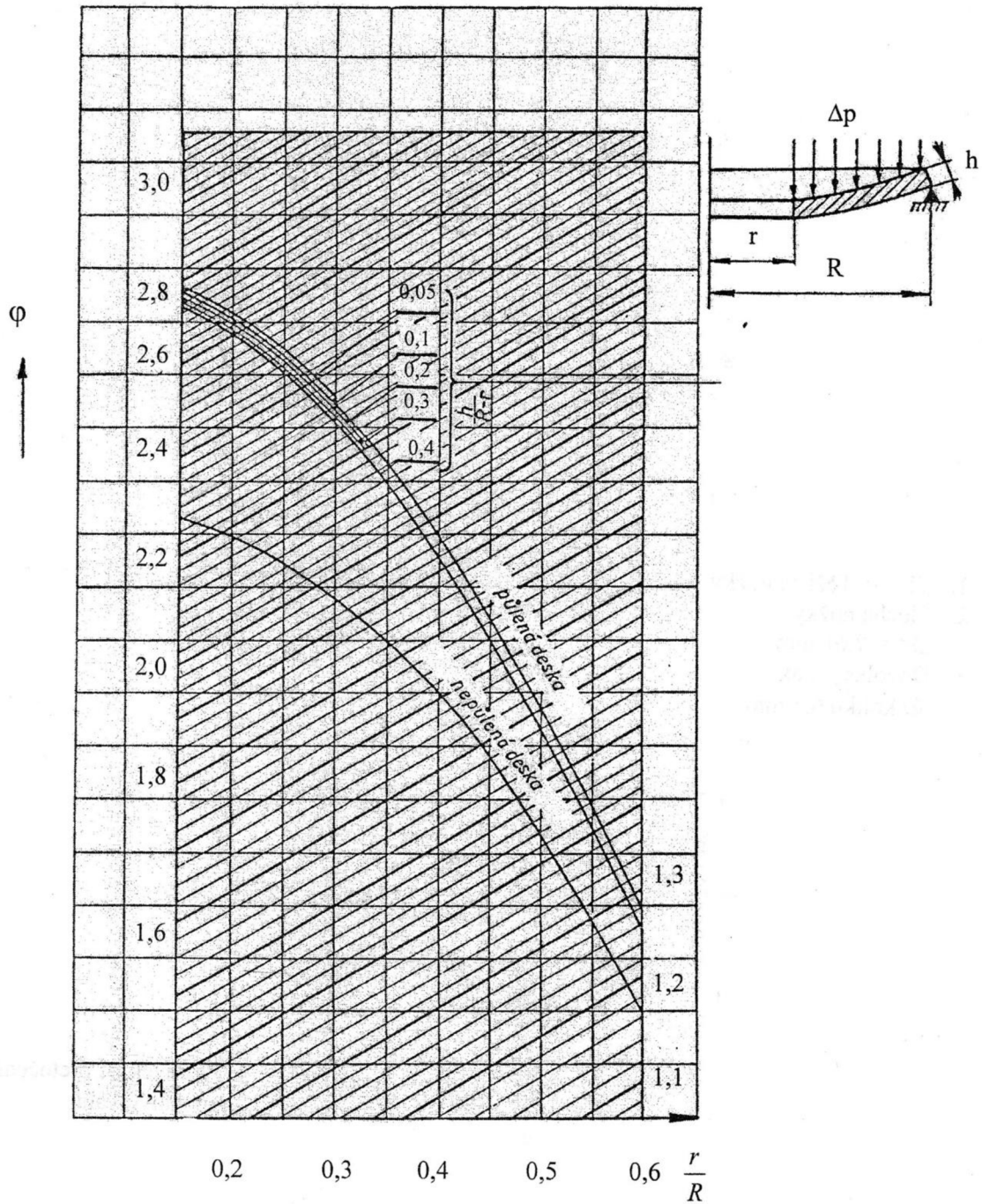
Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	J_0 min (cm ⁴)	W_0 min (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 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 oběžné lopatky)

Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$ B (transonické) $0,9 < M < 1,15$ C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$ D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

Příloha 3: Součinitel průhybu rozváděcího kola**Součinitel μ pro výpočet průhybu
rozváděcího kola**

Příloha 4: Součinitel namáhání rozváděcího kola**Součinitel ϕ pro výpočet namáhání
rozváděcího kola**

Příloha 5: Návrhové tepelné schéma 100% provoz přepočít

