

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

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

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Kondenzační parní turbína s přehříváním

Autor: **Ing. Elena Rogova**

Vedoucí práce: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**

Akademický rok 2016/2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2016/2017

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ing. Elena ROGOVA**  
Osobní číslo: **S14N0004P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Název tématu: **Kondenzační parní turbína s přihříváním**  
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte navrhout kondenzační parní turbínu s přihříváním a regenerací a s axiálním výstupem do kondenzátoru.  
Turbínu navrhout jako jednotělesovou s otáčkami 5500 rpm.

Máte za úkol:

1. Navrhout tepelný oběh parní turbíny včetně regenerace.
2. Navrhout průtočnou část parní turbíny.
3. Provést ověření pevnostního dimenzování průtočné části a rotoru.
4. Zpracovat konstrukční návrh (podélný řez) parní turbíny.

Rozsah grafických prací: tepelné schéma oběhu parní turbíny,  
podélný řez turbínou

Rozsah kvalifikační práce: 50 - 70 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- Bečvář J. a kol.: Tepelné turbíny
- Fiedler J.: Parní turbíny - návrh a výpočet
- Škopek J.: Tepelný a pevnostní výpočet

Vedoucí diplomové práce: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**  
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: **Ing. Václav Waldmann**  
Doosan Škoda Power

Datum zadání diplomové práce: **17. října 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč  
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2016

### **Prohlášení o autorství:**

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

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

**V Plzni dne: 2. 6. 2017**

.....  
**podpis autorky**

### **Poděkování:**

Tímto bych chtěla poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Dr. Ing. Jaroslavu Synáčovi za cenné rady a odborné vedení mé práce. Velké poděkování patří také panu Ing. Pavlu Žitkovi za odborné konzultace a předané znalosti, které mi pomáhaly během celého studia.

Dále bych chtěla poděkovat absolventu katedry KKE Ing. Filipu Schmidtovi za cenné rady a připomínky při psaní textu této práce.

Ráda bych také poděkovala kolegům ze společnosti Doosan Škoda Power za poskytnuté materiály a konzultace.

V neposlední řadě děkuji své rodině, především svým rodičům, kteří mě po celou dobu studia podporovali a vytvářeli mi podmínky pro úspěšné ukončení studia.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Rogova	Jméno Elena		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Dr. Ing. Synáč	Jméno Jaroslav		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKE			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del>BAKALÁŘSKÁ</del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Kondenzační parní turbína s přihříváním			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	86	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	70	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	16
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>V této práci je zpracován tepelný oběh parní turbíny včetně regenerace. Je navržena průtočná část parní turbíny. Práce obsahuje potřebnou teoretickou část k realizaci návrhu kondenzační parní turbíny. Součástí práce je i rozpracování podélného řezu turbínou.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>Parní turbína, tepelný výpočet, cyklus, průtočná část, bilanční schéma</p>

### SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Rogova	Name Elena
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T013 „Design of Power Machines and Equipment“	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Dr. Ing. Synáč	Name Jaroslav
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b> Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Condensing steam turbine with reheat	

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKE	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

#### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	86	<b>TEXT PART</b>	70	<b>GRAPHICAL PART</b>	16
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Heat circulation of steam turbine including regeneration and flow path of steam turbine are processed in this diploma thesis. This work contains theoretical part for realization of the proposal of condensing steam turbine. The drawing of turbine's section is also a part of this thesis.
<b>KEY WORDS</b>	Steam turbine, thermodynamic calculation, cycle, flow path, heat balance diagram.

## Obsah

Seznam použitých zkratk, označení a indexů .....	8
1. Úvod .....	10
2. Úvod do problematiky parních turbín .....	11
2.1 Rozdělení parních turbín .....	12
2.2 Tepelný oběh elektrárny .....	14
3. Představení projektu .....	15
4. Tepelný výpočet parního cyklu .....	17
4.1 Průběh expanze v turbíně .....	17
4.2 Tepelný výpočet regenerace .....	21
4.3 Výpočet množství páry na vstupu do turbíny .....	28
4.4 Shrnutí výsledků tepelného výpočtu .....	29
5. Konstrukční návrh turbíny .....	30
5.1 Návrh mnohostupňové parní turbíny .....	30
5.2 Orientační počet stupňů .....	31
5.3 Základní parametry průtočného kanálu .....	31
5.4 Výpočet rychlostních trojúhelníků .....	39
5.5 Volba profilů lopatek .....	44
5.6 Shrnutí výsledků konstrukčního návrhu .....	44
6. Výběr materiálů .....	47
7. Ověření pevnostního dimenzování .....	47
7.1 Namáhání oběžných lopatek .....	47
7.2 Závěsy oběžných lopatek .....	50
7.2.1 "T" závěsy .....	50
7.2.2 Vidličkové závěsy .....	52
7.3 Namáhání a průhyb rozváděcích kol .....	56
7.4 Kritické otáčky rotoru .....	58
8. Výkres parní turbíny .....	58
9. Závěr .....	59
10. Použité zdroje .....	60
11. Seznam obrázků .....	61
Seznam příloh .....	62

## Seznam použitých zkratk, označení a indexů

### Zkratky

NT	[-]	Nízkotlaká část
NN	[-]	Napájecí nádrž
NTO	[-]	Nízkotlaký ohřívák
ST	[-]	Středotlaká část
VT	[-]	Vysokotlaká část
VTO	[-]	Vysokotlaký ohřívák

### Označení a jednotky veličin

c	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost absolutní
D	[m]	Průměr
h	[kJ.kg <sup>-1</sup> ]	Tepelný spád
i	[kJ.kg <sup>-1</sup> ]	Entalpie
l	[m], [mm]	Délka lopatky
ṁ	[t.h <sup>-1</sup> ], [kg.s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní průtok
n	[1.min <sup>-1</sup> ]	Otáčky turbíny
p	[bar]	Tlak
P	[MW], [kW]	Výkon
R	[-]	Reakce lopatky
s	[kJ.kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Entropie
t	[°C]	Teplota
u	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost obvodová
v	[m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]	Měrný objem
w	[m.s <sup>-1</sup> ]	Relativní rychlost
x	[-]	Suchost páry
y	[-]	poměrný hmotnostní průtok
Z	[-]	Ztráta
α	[°]	Úhel absolutní rychlosti
β	[°]	Úhel relativní rychlosti
Δt	[°C]	Teplotní rozdíl
ε	[-]	Kontrakční součinitel hrubosti profilu na výstupu
η	[-]	Účinnost
φ	[-]	Rychlostní součinitel
ψ	[-]	Rychlostní součinitel pro oběžné lopatky



## Indexy

iz	Izentropický
K	Kondenzátor
mech	Mechanická
NN	Napájecí nádrž
NTO1	Nízkotlaký ohřívák 1
NTO2	Nízkotlaký ohřívák 2
NV	Napájecí voda
odpl	Odplyňovák
oh	Ohřev
p	Potrubí
ppk	Přihřívák
ST	Středotlaká část
td	Termodynamická
v	Výměník
vent	Ventil
VT	Vysokotlaká část
VTO1	Vysokotlaký ohřívák 1
VTO2	Vysokotlaký ohřívák 2

## Indexy pro Konstrukční výpočet

0	Na vstupu do rozváděcích lopatek
1	Na vstupu do oběžných lopatek
2	Na výstupu z oběžných lopatek
A	Axiální složka
inf	Infinite – nekonečně dlouhá lopatka
opt	Optimální
p	Zvolená délka lopatky
P	Patní
PO	Parciální ostřík
RK	Rozváděcí kolo
red	Redukovaná
S	Střední průměr
Š	Špičkový průměr
ROZV	Rozvějíření
t	Skutečný
tdn	Termodynamická
U	Obvodová složka
v	Ventilací
VK	Tření disku

## 1. Úvod

Energetika je jedním z největších průmyslových odvětví nejen v ČR, ale i ve světě. Energetika existuje od dob, kdy člověk poprvé využil energii vody a větru. Dnes elektrickou energii využívá přibližně 80 % celkové populace světa, 93,5 % v rozvinutých zemích a 68 % v rozvojových zemích.

Cílem této diplomové práce je návrh kondenzační parní turbíny s přihříváním o zadaných parametrech. Ze zadání je znám elektrický výkon na svorkách generátoru, pro který má být turbína navržena, tlak a teplota admisní páry, teplota přihřáté páry, teplota odplynění, teplota napájecí vody, teplota chladicí vody a otáčky turbíny. Turbína je jednotělesová a má pět odběrů. První dva odběry jsou vedeny do nízkotlaké regenerace, jeden slouží pro odplyněvací a dva odběry jsou vedeny do vysokotlaké regenerace, kde jeden odběr je společný i pro přihřátí páry.

Práce je rozdělena do jednotlivých kapitol. V první kapitole je proveden tepelný výpočet a vypracováno tepelné schéma, které slouží jako základ pro následující konstrukční a pevnostní výpočty. Další kapitolou je konstrukční návrh turbíny. Konstrukční návrh spočívá v rozdělení tepelného spádu, který je dán vstupními a výstupními parametry páry, mezi stupni turbíny, volbě jejich průměrů, délek a profilů lopatek. Důležité je určení termodynamické účinnosti VT dílu, ST-NT dílu a celé turbíny. Součástí práce jsou rovněž zvolení materiálů rotoru a statoru a provedení pevnostního výpočtu. Finální část této práce je zaměřena na zpracování podélného řezu jednotělesové parní turbíny.

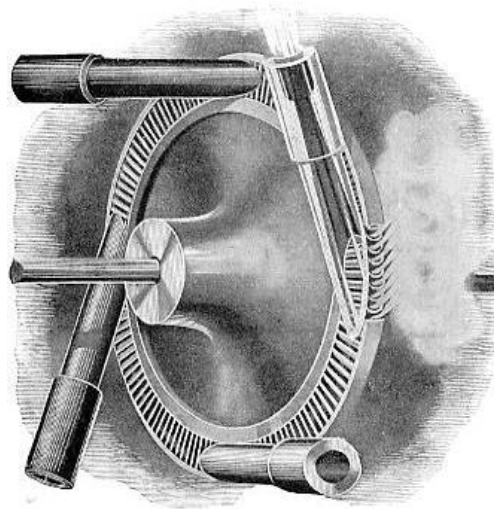
## 2. Úvod do problematiky parních turbín

Parní turbína se tak stává základním typem motoru (pohonu) v soudobých tepelných elektrárnách. Parní turbína našla také široké uplatnění jako hnací jednotka na lodích, vojenských i obchodních. Parní turbína mimo to slouží jako pohon různých strojů – čerpadel, dmychadel apod. [1]

Parní turbína pracuje s vysokými otáčkami a je charakterizována poměrně malými rozměry a malou hmotností. Parní turbína může být postavena pro velmi velké výkony, přitom dosahuje vysoké účinnosti a vysoké úrovně hospodárnosti.

Zkonstruování parní turbíny nelze připsat činnosti pouze jediného člověka. Jako kterýkoliv jiný významný vynález parní turbína má dlouhou historii.

První funkční parní turbínu sestrojil Švéd Gustav Laval v roce 1883 (obrázek 1). Pára vystupuje z jedné nebo několika dýz a vede se do oběžných lopatek, které jsou umístěny na obvodu kola nasazeného na hřídeli turbíny. Parní turbína se stala základním typem pohonu elektrických generátorů ve své době a našla široké využití, např.: jako lodní pohon.



Obrázek 1: Oběžné kolo s přívodem páry u jednostupňové Lavalovy turbíny rovnotlakového typu [1]

Dnešní parní turbíny dosáhly výkonu vyššího než 1000 MW a termodynamickou účinností přesahující 90 %.

Parní turbína je tepelný lopatkový rotační motor, kde se mechanická energie získává expanzí vodní páry v jednom nebo postupně v několika turbínových stupních. Stupeň turbíny je tvořen rozváděcím a oběžným kolem s věncem lopatek. Turbína se nachází na společné hřídeli s elektrickým generátorem a tvoří tzv. turbogenerátor.

## 2.1 Rozdělení parních turbín

Dle směru průtoku páry:

- Turbíny radiální

Pára proudí v rovině kolmé k ose otáčení rotoru turbíny..

- Turbíny axiální

Pára protéká ve směru osy rotoru turbíny.

Dle počtu stupňů:

- Turbíny jednostupňové

- Turbíny vícestupňové

Dle typu lopatkování:

- Turbíny rovnotlaké

Veškerý tepelný spád stupně (rozdíl entalpie před a za stupněm) je zpracován v kanálech rozváděcích kol turbíny. Expanze páry probíhá pouze v rozváděcích kolech. [2]

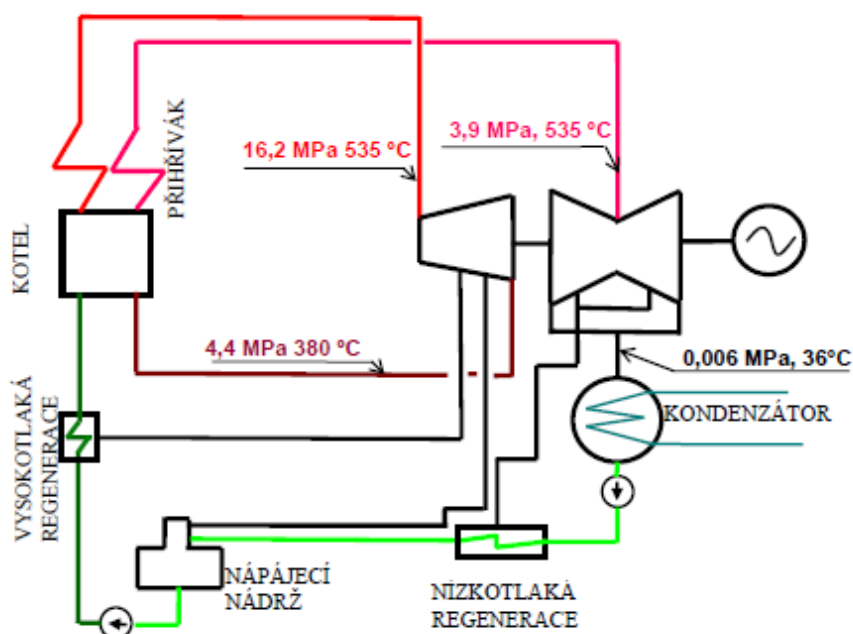
- Turbíny přetlakové

Kromě expanze v rozváděcích lopatkách turbíny dochází k expanzi páry i v oběžných lopatkách. Oběžné lopatky zpracovávají značnou část tepelného spádu stupně turbíny. [2]

Dle tlaku páry na výstupu z turbíny

- Turbíny kondenzační

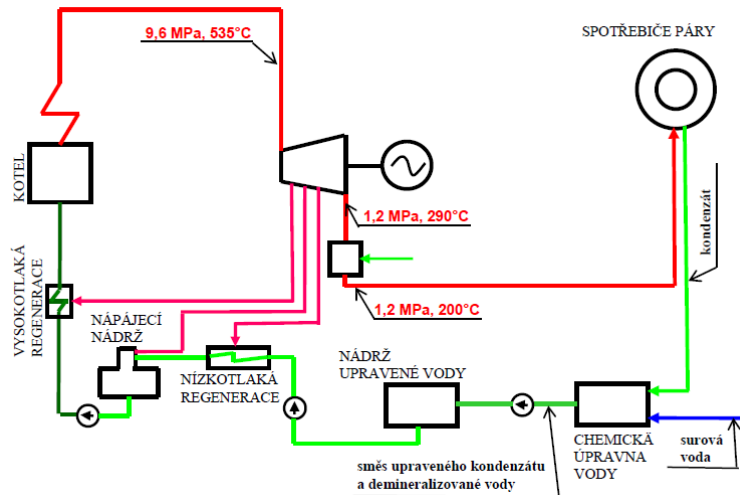
Z posledního stupně turbíny vystupuje pára o malém tlaku a je vedena do kondenzátoru. Turbíny ve spojení s generátory se používají k výrobě elektrické energie. Zároveň se může pára z neregulovaných odběrů používat pro vytápění nebo potřeby technologie pomocných provozů elektrárny. [2]



Obrázek 2: Tepelný oběh klasické elektrárny s kondenzačním oběhem a s přihříváním páry v kotli [2]

- Turbíny protitlaké

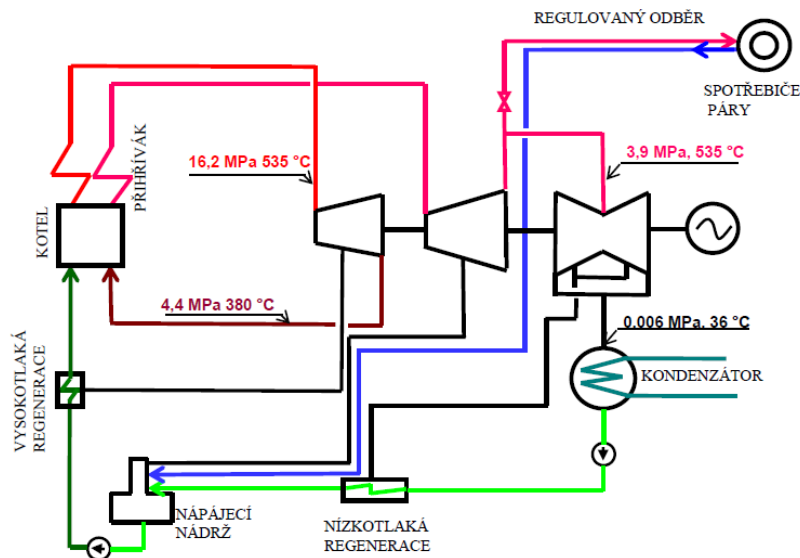
Pára vystupující z turbíny je vedena k dalším spotřebičům. Většinou se využívá pro vytápění nebo pro technologická zařízení průmyslových závodů. Tlak výstupní páry je dán požadavky odběratelů páry. Pro vytápění mívá tlak 0,05 MPa ÷ 1,2 MPa. Pro průmysl bývá vyšší, může být až 2,5 MPa. Výroba elektrické energie závisí na spotřebě tepla teplotní soustavou. Má na ni vliv venkovní teplota vzduchu. Provozovatel teplárny nemůže odběrateli elektrické energie zaručit výkon dodávané elektřiny. [2]



Obrázek 3: Teplárna s protitlakou turbínou [2]

Turbíny s regulovanými odběry páry

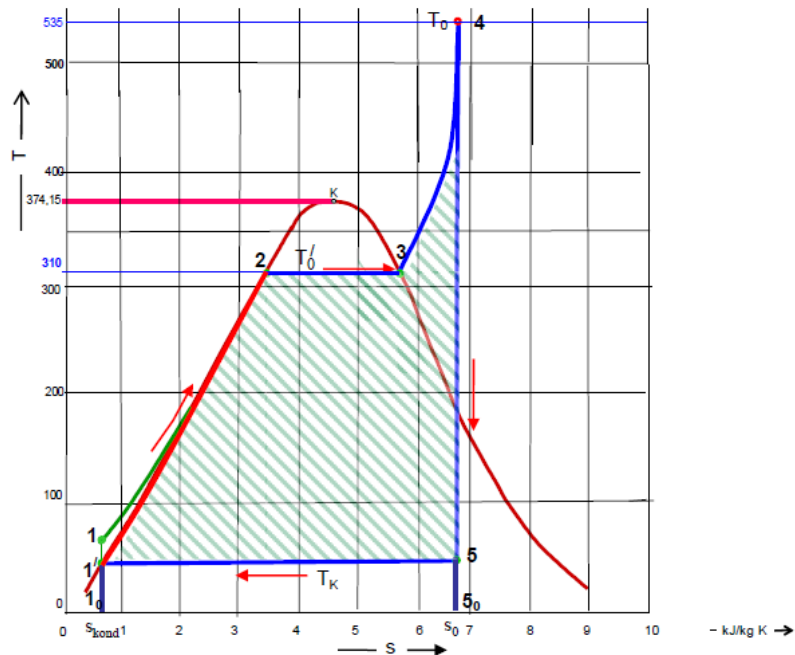
Turbíny se používají v případech, kdy je potřeba odběru páry pro teplofikaci o nižším tlaku, ale je požadován také i velký výkon dodávané elektrické energie. Teplárny provozující tento typ turbín mohou zaručit požadovaný výkon elektřiny bez ohledu na výši dodávky páry do teplotních systémů. [2]



Obrázek 4: Tepelný oběh klasické (uhelné) elektrárny s kondenzačním oběhem, přehříváním páry v kotli a s regulovaným teplofikačním odběrem [2]

## 2.2 Tepelný oběh elektrárny

Na obrázku 5 je zobrazen tepelný oběh elektrárny s přehříváním páry v kotli a s izentropickou expanzí v turbíně v  $T - s$  diagramu. Oběh se začíná v bodě 1'. Čára 1'-1 ukazuje stlačení napájecí vody v napájecím čerpadle. Potom následuje ohřev vody v kotli (čára 1-2). Čára 2-3 znázorňuje odpar vody ve výparníku kotle. Přehřívání páry v přehříváku kotle je naznačeno čarou 3-4. Čára 4-5 ukazuje izentropickou expanzi v turbíně. [2]



Obrázek 5: Tepelný oběh elektrárny s přehříváním páry v kotli a s izentropickou expanzí v turbíně v  $T - s$  diagramu [2]

### 3. Představení projektu

Cílem diplomové práce je návrh kondenzační parní turbíny s přehříváním a regenerací. Návrh bude zpracován pro následující parametry:

Elektrický výkon na svorkách generátoru	$P = 47 \text{ MW}$
Tlak admisní páry	$p_1 = 137 \text{ bar}$
Teplota admisní	$t_1 = 540 \text{ °C}$
Teplota přehřáté páry	$t_R = 540 \text{ °C}$
Teplota odplynění	$t_{\text{odpl}} = 160 \text{ °C}$
Teplota napájecí vody	$t_{\text{NV}} = 240 \text{ °C}$
Teplota chladicí vody	$t_{\text{ch}} = 22 \text{ °C}$

Turbína je jednotělesová, s otáčkami  $5500 \text{ min}^{-1}$ . Tyto otáčky neodpovídají frekvenci elektrické sítě, proto je mezi turbínou a generátorem umístěna převodovka, která redukuje otáčky. Převodovka je spojena s generátorem, kde se mechanická kinetická energie mění na energii elektrickou. Toto řešení přináší vyšší účinnost a mnohem nižší cenu, než by mělo řešení bez převodovky. Další výhodou je možnost volby generátoru (dvoupólový/čtyřpólový), čtyřpólové generátory bývají levnější. Hlavní nevýhody jsou cena převodovky, ztráty v převodovce a potřeba speciálních strojů a náradí pro výrobu turbíny.

Turbína je s axiálním výstupem do vodou chlazeného kondenzátoru. Axiální umístění kondenzátoru má následující výhody:

- nižší výstupní ztráta,
- nižší stavba strojovny.

Nevýhody axiálního umístění kondenzátoru jsou:

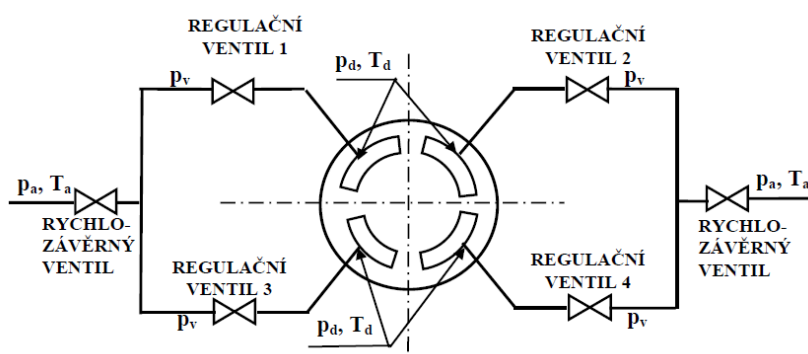
- omezení na maximální realizovatelný průměr výstupu z turbíny,
- složitější řešení kompenzací vlivu teplotních dilatací mezi turbínou a kondenzátorem,
- zvětšuje půdorysnou plochu strojovny (ale možno řešit externím umístěním – mimo strojovnu).

Kondenzátor slouží ke kondenzaci páry na výstupu z turbíny a k uzavření cyklu. Kondenzace páry na výstupu z turbíny je hlavní podmínkou v základním principu realizovatelnosti cyklu. Vodou chlazený kondenzátor je povrchový. Chladicí voda proudí uvnitř teplosměnných trubek a pára kondenzuje na vnější straně trubek. Kondenzátor vodou chlazený ve srovnání se vzduchem chlazeným kondenzátorem má podstatně menší rozměry a negeneruje hluk. Další výhodou vodou chlazeného kondenzátoru je nižší cena, což je důležitá podmínka pro celkový projekt. Nevýhodou je, že vodou chlazený kondenzátor vyžaduje zdroj chladicí vody a chladicí okruh (čerpadla, potrubí, chladicí věže). [2]

Navrhovaná turbína je s přehříváním. Admisní pára expanduje ve VT dílu turbíny, potom je vedena do přehříváku kotle, kde se přehřívá. Pára z kotle je přiváděna do ST-NT dílu turbíny, kde dále expanduje. Přehříváním páry zvyšuje termodynamická účinnost turbíny vlivem snížení vlhkosti páry v posledních stupních. Další výhodou je snížení spotřeby páry a růst mezního výkonu turbíny díky prodloužení využitelného tepelného spádu. Jako nevýhodou přehřívání páry lze označit velkou tlakovou ztrátu, která činí kolem 10 % z tlaku páry a

snižuje tepelnou účinnost. Přihřívání komplikuje konstrukci turbíny, konstrukci kotle a regulaci. Cena turbíny se zvyšuje o 10 – 12 %. [2]

Regulace turbíny je dýzová. Při této regulaci se mění výkon pouze změnou průtoku páry. Při zvyšování výkonu se ventil při otevírání vždy škrtí až do úplného otevření. Potom se otevírá další ventil, ještě před plným otevřením předchozího ventilu. V reálném provedení regulace nejprve otevírají ventily č. 1 a č. 2. Potom se začne otevírat ventil č. 3 ještě před plným otevřením ventilů č. 1 a č. 2. Stejným způsobem se začne otevírat ventil č. 4 ještě před plným otevřením ventilu č. 3 (obrázek 6). Rozváděcí kolo regulačního stupně má parciální ostřík rozdělený do několika dýzových skupin. Každá z nich je napojena na jeden regulační ventil a přívod páry do turbíny (a tím i výkon turbíny) se mění postupným otevíráním regulačních ventilů. [2]



Obrázek 6: Schéma regulace [3]

Turbína je navržena s plnou regenerací s NT ohříváky, odplynovákem s napájecí nádrží a VT ohříváky. Počet ohříváků bude zvolen v následující kapitole. Regenerace je jeden ze způsobů zvyšování tepelné účinnosti cyklu. Regenerační ohřev hlavního kondenzátu a napájecí vody je realizován částí páry odebírané z turbíny během expanze. Pára z odběru turbíny je vedena do výměníků, kde kondenzuje a předává teplo hlavnímu kondenzátu (nebo napájecí vodě). Regenerace také má kladný vliv na termodynamickou účinnost a konstrukci posledních stupňů turbíny. Dalším pozitivem regeneraci je zvýšení průtoku páry prvními stupni, proto lze navrhnout první stupně s delšími lopatkami a tím zvýšit termodynamickou účinnost těchto stupňů. Další výhodou regenerace (odběru páry během expanze v turbíně) je, že v posledních stupních proudí méně páry a to má pozitivní vliv na mezní výkon a konstrukci posledních stupňů turbíny – kratší lopatky a menší namáhání. [2]

Vzniklý kondenzát z výměníků se odvádí kaskádováním. Kondenzát je odváděn pomocí tlakového spádu postupně z VTO až do NN a potom postupně z NTO až do kondenzátoru. Všemi VTO protéká stejný průtok napájecí vody a všemi NTO protéká stejný průtok hlavního kondenzátu. [2]

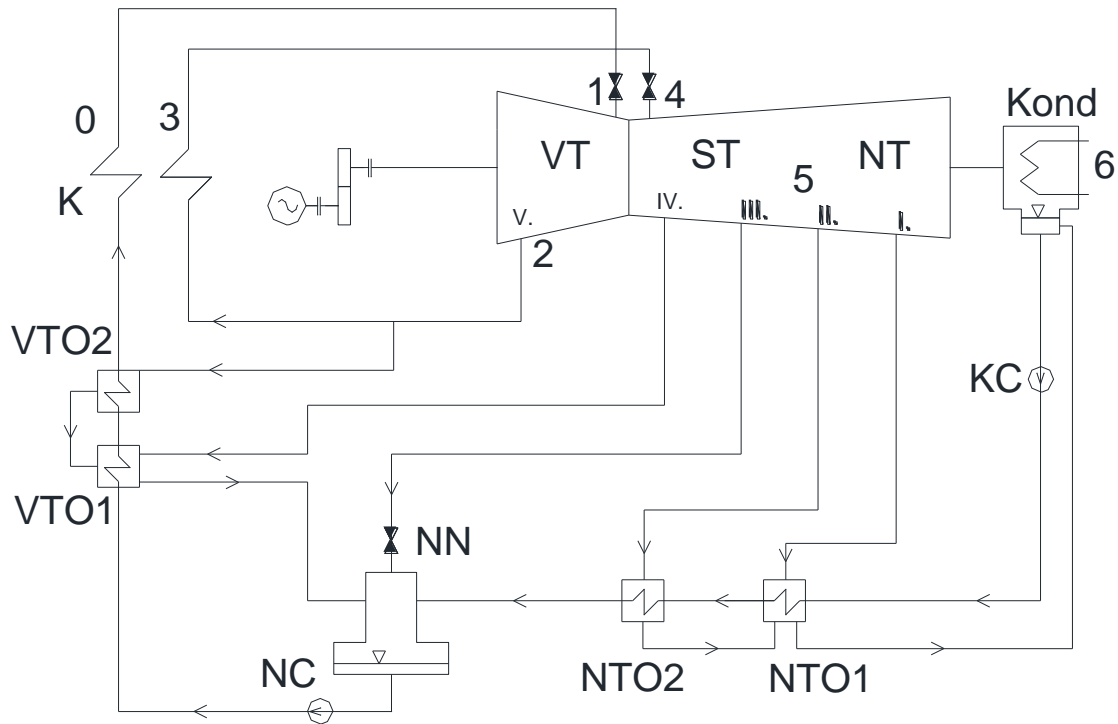
NN je velkoobjemová tlaková nádoba, která je vybavena systémem odplynění. NN je akumulární nádrž napájecí vody pro kotel. Průtok napájecí vody pro kotel musí být vždy zajištěn, aby nedošlo k poškození kotle teplotním namáháním v případě, kdyby teplosměnné trubky kotle nebyly vnitřně chlazeny napájecí vodou. Další účel NN je odplynění přiváděného hlavního kondenzátu z NT regenerace. Především je potřeba odstranit rozpuštěný kyslík, který jinak začne způsobovat ve styku s ocelí korozi. NN také plní funkci směšovacího výměníku, tvoří jeden ze stupňů regenerace a ohřívá hlavní kondenzát. [2]



## 4. Tepelný výpočet parního cyklu

Tepelný výpočet je základním výpočtem při návrhu sekundárního okruhu elektrárny. Z tohoto výpočtu potom vychází následující výpočet průtočné části turbíny. Výpočet se skládá z určení expanze v turbíně, průtoků páry v odběrech pro regenerační ohříváky a výpočtu množství admisní páry, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu.

Pro výpočet byl použit program Microsoft Excel 2007 s doplňkem IAPWS IF 97. Tento doplněk slouží jako elektronické parní tabulky. Metodika výpočtu byla převzata ze zdroje [4]. Základní schéma projektu je znázorněno na obrázku 7. Tepelný oběh je uveden v příloze 1.



Obrázek 7: Základní schéma projektu

### 4.1 Průběh expanze v turbíně

Bod 0 – Parametry před RZV, RV:

Parametry dle zadání:

Tlak admisní páry:  $p_0 = 137 \text{ [bar]}$

Teplota admisní páry:  $t_0 = 540 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Na základě zadaných parametrů můžeme určit entalpii i entropii:

$$i_0 = f(p_0; t_0) = 3437,47 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_0 = f(p_0; t_0) = 6,54 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

Bod 1 – Parametry před VT dílem:

Tlaková ztráta ve ventilech před VT dílem:  $Z_{VTvent} = 0,025 [-]$

Tlak admisní páry:

$$p_1 = p_0 \cdot (1 - Z_{VTvent}) = 133,57 [bar]$$

Pára je škrcena ventilem – izentalpický děj. Můžeme určit entalpii i entropii:

$$i_1 = i_0 = 3437,47 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,55 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Teplota admisní páry:

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 538,6 [^{\circ}C]$$

Bod 2 – Parametry za VT dílem (před přehřívákem):

Ztráta v přehříváku:  $Z_{PPK} = 0,1 [-]$

Tlak páry:

$$p_2 = \frac{p_3}{(1 - Z_{PPK})} = 36,67 [bar]$$

Při uvažování ideální expanze můžeme určit entalpii i entropii:

$$s_{2iz} = s_1 = 6,55 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$i_{2iz} = f(p_2; s_{2iz}) = 3053,11 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Teplota páry izentropická:

$$t_{2iz} = f(p_2; s_{2iz}) = 330,7 [^{\circ}C]$$

Izentropický tepelný spád:

$$h_{VTiz} = i_1 - i_{2iz} = 384,35 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Se znalostí termodynamické účinnosti VT dílu určíme skutečný tepelný spád:

Termodynamická účinnost VT dílu:  $\eta_{VT} = 0,9 [-]$

$$h_{VT} = h_{VTiz} \cdot \eta_{VT} = 345,92 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Skutečná entalpie a teplota:

$$i_2 = i_1 - h_{vT} = 3091,54 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 346,13 [^{\circ}C]$$

Bod 3 – Parametry za přehřívákem:

Teplota přehřáté páry dle zadání:  $t_3 = 540 [^{\circ}C]$

Tlak páry (voleno dle vzoru):  $p_3 = 33 [bar]$

Můžeme určit entalpii i entropii na základě zadaných hodnot:

$$i_3 = f(p_3; t_3) = 3544,14 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$s_3 = f(p_3; t_3) = 7,3 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Bod 4 – Parametry na vstupu do ST dílu:

Tlaková ztráta ve ventilech před ST dílem:  $Z_{STvent} = 0,03 [-]$

Tlak páry:

$$p_4 = p_3 \cdot (1 - Z_{STvent}) = 32,01 [bar]$$

Entalpie i entropie:

$$i_4 = i_3 = 3544,14 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 7,31 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Bod 5 – Parametry na výstupu ST dílu:

Tlak páry (voleno dle vzoru):  $p_5 = 4 [bar]$

Při izentropické expanzi můžeme určit entropii, teplotu, entalpii:

$$s_{5iz} = s_4 = 7,31 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$t_{5iz} = f(p_5; s_{5iz}) = 233,91 [^{\circ}C]$$

$$i_{5iz} = f(p_5; s_{5iz}) = 2931,44 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Izentropický tepelný spád:

$$h_{STiz} = i_4 - i_{5iz} = 612,69 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Termodynamická účinnost ST dílu:  $\eta_{ST} = 0,9 [-]$

Skutečný tepelný spád:

$$h_{ST} = h_{STiz} \cdot \eta_{ST} = 551,42 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Skutečné entalpie a entropie:

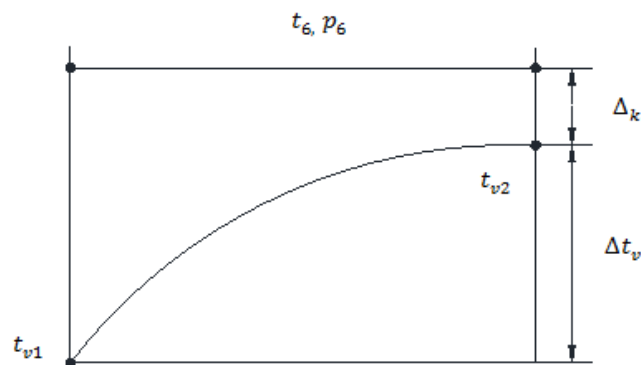
$$i_5 = i_4 - h_{ST} = 2992,71 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$s_5 = f(p_5; i_5) = 7,43 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Skutečná teplota:

$$t_5 = f(p_5; i_5) = 263,71 [^{\circ}C]$$

Bod 6 – Parametry v kondenzátoru:



Obrázek 8: Průběh teplot v kondenzátoru

Teplota chladicí vody na vstupu dle zadání:  $t_{v1} = 22 [^{\circ}C]$

Zvolené ohřátí vody:  $\Delta t_v = 9 [^{\circ}C]$

Koncový teplotní rozdíl:  $\Delta t_k = 5 [^{\circ}C]$

Teplota chladicí vody na výstupu:

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v = 31 [^{\circ}C]$$

Teplota kondenzátu:

$$t_6 = t_k = t_{v2} + \Delta t_k = 36 [^{\circ}C]$$

Tlak nasycený:

$$p_6 = f(t_6) = 0,059 [bar]$$

Entalpie i entropie:

$$s_{6iz} = s_5 = 7,43 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$i_{6iz} = f(p_5; s_{6iz}) = 2288,55 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Izentropický tepelný spád:

$$h_{NTiz} = i_5 - i_{6iz} = 704,15 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Skutečný tepelný spád:

$$\text{Termodynamická účinnost NT dílu:} \quad \eta_{NT} = 0,9 [-]$$

$$h_{NT} = h_{NTiz} \cdot \eta_{NT} = 633,74 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Určíme skutečnou entalpii a skutečnou entropii:

$$i_6 = i_5 - h_{NT} = 2358,97 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$s_6 = f(p_6; i_6) = 7,66 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Můžeme určit suchost páry v kondenzátoru (pro informaci):

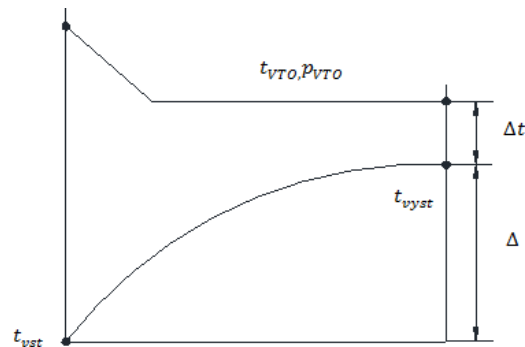
$$x = f(p_6; i_6) = 0,91 [-]$$

## 4.2 Tepelný výpočet regenerace

Podle zadání je nastavena koncová teplota napájecí vody  $t_{NV}$ , což je teplota napájecí vody před kotlem. Při známých  $t_{NV}$  a  $t_k$  je nutné zvolit počet NTO a VTO a rozvrhnout ohřátí pro jednotlivé výměníky. Ze zvoleného ohřátí je nutné vypočítat teploty a entalpie hlavního kondenzátu (nebo napájecí vody) na vstupu a výstupu z výměníků směrem od kondenzátoru ke kotli. Z průběhu expanze v turbíně zjistíme entalpii odebírané páry. Pro tlak odběru určíme entalpii kondenzátu po kondenzaci ve výměníku. Sestavíme bilanční rovnice pro každý výměník a vypočítáme poměrná množství páry postupně od kotle směrem ke kondenzátoru.

Parametry ve VTO2:

Vysokotlaký ohřívák je povrchový výměník, ve kterém probíhá kondenzace páry z odběrů turbíny.



Obrázek 9: Průběh teplot ve VTO

Ohřátí ve VTO2 volíme  $\Delta = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Teplota napájecí vody na vstupu:  $t_{vst\_VTO2} = 200 \text{ [ }^\circ\text{C]}$

Teplota napájecí vody na výstupu:  $t_{vyst\_VTO2} = 240 \text{ [ }^\circ\text{C]}$

Koncový teplotní rozdíl:  $\Delta t = 5 \text{ [ }^\circ\text{C]}$

Teplota sytosti odebírané páry ve VTO2:

$$t_{s\_VTO2} = t_{vyst\_VTO2} + \Delta t = 245 \text{ [ }^\circ\text{C]}$$

Tlak na mezi sytosti ve VTO2:

$$p_{s\_VTO2} = f(t_{s\_VTO2}) = 36,5 \text{ [bar]}$$

Entalpie syté kapaliny:

$$i_{s\_VTO2} = f(t_{s\_VTO2}; X = 0) = 1061,49 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Tlak páry na vstupu do VTO2:

$$p_{vst\_VTO2} = Z_{PPK} \cdot p_{s\_VTO2} = 38,33 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru na turbíně je vyšší o tlakovou ztrátu v potrubí mezi turbínou a VTO.

Tlak v odběru:

$$p_{od\_VTO2} = Z_P \cdot p_{vst\_VTO2} = 40,25 \text{ [bar]}$$

Entalpie páry při izentropické expanzi:

$$i_{iz\_VTO2} = f(p_{od\_VTO2}; s_2) = 3077,31 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Termodynamická účinnost pro VT, ST a NT díly:  $\eta_{td} = 0,9 [-]$

Skutečná entalpie páry na vstupu do VTO2:

$$i_{VTO2} = i_2 - \eta_{td\ VT} \cdot (i_2 - i_{iz\_VTO2}) = 3078,73 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Teplota páry na vstupu:

$$t_{vst} = f(p_{vst\_VTO2}; i_{VTO2}) = 342,57 [^{\circ}C]$$

Bilanční rovnice:

$$y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2} - i_{s\_VTO2}) \cdot \eta_v = (1 + y_d) \cdot C_p \cdot (t_{vyst\_VTO2} - t_{vst\_VTO2})$$

Měrná tepelná kapacita vody:  $C_p = 4,184 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

Účinnost výměníku:  $\eta_v = 0,95 [-]$

Množství přidavné chemicky upravené vody nahrazující netěsnosti v celém systému:

$$y_d = 0,03 [-]$$

Poměrný hmotnostní průtok:

$$y_{VTO2} = \frac{(1+y_d) \cdot C_p \cdot (t_{vyst\_VTO2} - t_{vst\_VTO2})}{(i_{VTO2} - i_{s\_VTO2}) \cdot \eta_v} = 0,0899 [-]$$

Parametry ve VTO1:

Ohřátí ve VTO1 volíme  $\Delta = 40 \text{ }^{\circ}C$ .

Teplota napájecí vody na vstupu:  $t_{vst\_VTO1} = 160 [^{\circ}C]$

Teplota napájecí vody na výstupu:  $t_{vyst\_VTO1} = 200 [^{\circ}C]$

Koncový teplotní rozdíl:  $\Delta t = 5 [^{\circ}C]$

Teplota sytosti odebírané páry ve VTO1:

$$t_{s\_VTO1} = t_{vyst\_VTO1} + \Delta t = 205 [^{\circ}C]$$

Tlak na mezi sytosti ve VTO1:

$$p_{s\_VTO1} = f(t_{s\_VTO1}) = 17,24 [bar]$$

Entalpie syté kapaliny:

$$i_{s\_VTO1} = f(t_{s\_VTO1}; X = 0) = 874,99 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Tlak páry na vstupu do VTO1:

$$p_{vst\_VTO1} = Z_{oh} \cdot p_{s\_VTO1} = 18,1 [bar]$$

Tlak páry v místě odběru na turbíně je vyšší o tlakovou ztrátu v potrubí mezi turbínou a VTO.

Tlak v odběru:

$$p_{od\_VTO1} = Z_p \cdot p_{vst\_VTO1} = 19 [bar]$$

Entalpie páry při izentropické expanzi:

$$i_{iz\_VTO1} = f(p_{od\_VTO1}; s_4) = 3362,98 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do VTO1:

$$i_{VTO1} = i_4 - \eta_{td\ ST} \cdot (i_4 - i_{iz\_VTO1}) = 3381,09 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Teplota páry na vstupu:

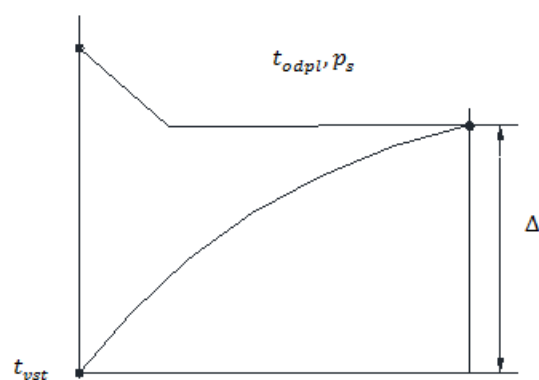
$$t_{vst} = f(p_{vst}; i_{VTO1}) = 459,38 [^{\circ}C]$$

Poměrný hmotnostní průtok:

$$y_{VTO1} = \frac{(1+y_d) \cdot c_p \cdot (t_{vyst\_VTO1} - t_{vst\_VTO1}) - y_{VTO2} \cdot \eta_v \cdot (i_{s\_VTO2} - i_{s\_VTO1})}{(i_{VTO1} - i_{s\_VTO1}) \cdot \eta_v} = 0,0657 [-]$$

Parametry v NN s odplyňovákem:

NN je směšovací výměník, ve kterém dochází k styku páry s napájecí vodou.



Obrázek 10: Průběh teplot v odplyňováku

Ohřátí v NN volíme  $\Delta = 40 \text{ }^{\circ}C$ .



Teplota napájecí vody na vstupu:  $t_{vst\_odpl} = 120 [^{\circ}C]$

Teplota napájecí vody na výstupu:  $t_{vyst\_odpl} = 160 [^{\circ}C]$

Koncový teplotní rozdíl:  $\Delta t = 0 [^{\circ}C]$

Tlak na mezi sytosti v odplynováku:

$$p_{s\_odpl} = f(t_s) = 6,18 [bar]$$

Entalpie:

$$i_{s\_odpl} = f(t_s; X = 0) = 675,57 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Tlak páry v místě odběru na turbíně je vyšší o tlakovou ztrátu v potrubí mezi turbínou a odplynovákem.

Tlak v odběru:

$$p_{od\_odpl} = Z_p \cdot p_{s\_odpl} = 6,79 [bar]$$

Entalpie páry při izentropické expanzi:

$$i_{iz\_odpl} = f(p_{od\_odpl}; s_4) = 3061,49 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do odplynováku:

$$i_{odpl} = i_4 - \eta_{td\ ST} \cdot (i_4 - i_{iz\_odpl}) = 3109,75 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Teplota páry na vstupu:

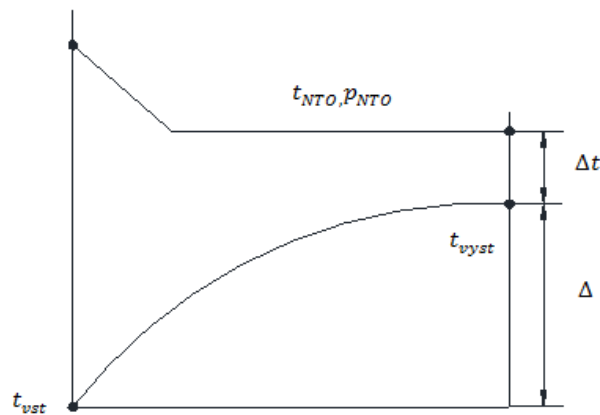
$$t_{vst\_odpl} = f(p_{s\_odpl}; i_{odpl}) = 323,13 [^{\circ}C]$$

Poměrný hmotnostní průtok:

$$y_{odpl} = \frac{(1 - y_{VTO1} - y_{VTO2}) \cdot c_p \cdot (t_{vyst\_odpl} - t_{vst\_odpl}) - (y_{VTO1} + y_{VTO2}) \cdot \eta_v \cdot (i_{VTO1} - i_{odpl})}{(i_{odpl} - i_{s\_odpl}) \cdot \eta_v + (t_{vyst\_odpl} - t_{vst\_odpl}) \cdot c_p} = 0,045 [-]$$

Parametry v NTO2:

Nízkotlaký ohřívák je povrchový výměník, ve kterém probíhá kondenzace páry z odběrů turbíny.



Obrázek 11: Průběh teplot v NTO

Ohřátí v NTO2 volíme  $\Delta = 42 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Teplota napájecí vody na vstupu:  $t_{vst\_NTO2} = 78 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Teplota napájecí vody na výstupu:  $t_{vyst\_NTO2} = t_{odpl} = 120 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Koncový teplotní rozdíl:  $\Delta t = 5 \text{ } [^\circ\text{C}]$

Teplota sytosti odebírané páry v NTO2:

$$t_{s\_NTO2} = t_{vyst\_NTO2} + \Delta t = 125 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

Tlak na mezi sytosti v NTO2:

$$p_{s\_NTO2} = f(t_{s\_NTO2}) = 2,32 \text{ } [bar]$$

Entalpie syté kapaliny:

$$i_{s\_NTO2} = f(t_s; X = 0) = 525,06 \text{ } [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Tlak páry na vstupu do NTO2:

$$p_{vst\_NTO2} = Z_{oh} \cdot p_{s\_NTO2} = 2,43 \text{ } [bar]$$

Tlak páry v místě odběru na turbíně je vyšší o tlakovou ztrátu v potrubí mezi turbínou a NTO.

Tlak v odběru:

$$p_{od\_NTO2} = Z_p \cdot p_{vst} = 2,56 \text{ [bar]}$$

Entalpie páry při izentropické expanzi:

$$i_{iz\_NTO2} = f(p_{od\_NTO2}; s_5) = 2889,04 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do NTO2:

$$i_{NTO2} = i_5 - \eta_{td\ NT} \cdot (i_5 - i_{iz\_NTO2}) = 2899,41 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Teplota páry na vstupu:

$$t_{vst\_NTO2} = f(p_{vst\_NTO2}; i_{NTO2}) = 215,16 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Poměrný hmotnostní průtok:

$$y_{NTO2} = \frac{(1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{odpl}) \cdot c_p \cdot (t_{vyyst\_NTO2} - t_{vst\_NTO2})}{(i_{NTO2} - i_{s\_NTO2}) \cdot \eta_v} = 0,0622 \text{ [-]}$$

Parametry v NTO1:

Ohřátí v NTO1 volíme  $\Delta = 42 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Teplota napájecí vody na vstupu:  $t_{vst\_NTO1} = 36 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Teplota napájecí vody na výstupu:  $t_{vyyst\_NTO1} = 78 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Koncový teplotní rozdíl:  $\Delta t = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Teplota sytosti odebírané páry v NTO1:

$$t_{s\_NTO1} = t_{vyyst\_NTO1} + \Delta t = 83 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tlak na mezi sytosti v NTO1:

$$p_{s\_NTO1} = f(t_{s\_NTO1}) = 0,5347 \text{ [bar]}$$

Entalpie syté kapaliny:

$$i_{s\_NTO1} = f(t_{s\_NTO1}; x = 0) = 347,54 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Tlak páry na vstupu do NTO1:

$$p_{vst\_NTO1} = Z_{oh} \cdot p_{s\_NTO1} = 0,5615 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru na turbíně je vyšší o tlakovou ztrátu v potrubí mezi turbínou a NTO.

Tlak v odběru:

$$p_{od\_NTO1} = Z_p \cdot p_{vst} = 0,5895 \text{ [bar]}$$

Entalpie páry při izentropické expanzi:

$$i_{iz\_NTO1} = f(p_{od\_NTO1}; s_5) = 2615,01 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do NTO1:

$$i_{NTO1} = i_5 - \eta_{td\ NT} \cdot (i_5 - i_{iz\_NTO1}) = 2652,78 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Teplota páry na vstupu:

$$t_{vst\_NTO1} = f(p_{vst\_NTO1}; i_{NTO1}) = 85,58 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Poměrný hmotnostní průtok:

$$y_{NTO1} = \frac{(1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{odpl}) \cdot c_p \cdot (t_{vyvst\_NTO1} - t_{vst\_NTO1}) - y_{NTO2} \cdot \eta_v \cdot (i_{s\_NTO2} - i_{s\_NTO1})}{(i_{NTO1} - i_{s\_NTO1}) \cdot \eta_v} = 0,0593 \text{ [-]}$$

### 4.3 Výpočet množství páry na vstupu do turbíny

Výpočet vychází ze zadaného výkonu na svorkách generátoru. Bilanční schémata pro 100 % a 75 % výkonu jsou v příloze 2 a 3.

Množství páry na vstupu do turbíny:

$$m = \frac{P_G}{(H_{VT} + H_{ST-NT1} + H_{ST-NT2} + H_{ST-NT3} + H_{ST-NT4} + H_{ST-NT5}) \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{prev} \cdot \eta_{gen}}$$

Mechanická účinnost:  $\eta_{mech} = 0,995 \text{ [-]}$

Účinnost převodovky:  $\eta_{prev} = 0,9876 \text{ [-]}$  – pro 100 % výkon

$\eta_{prev} = 0,9835 \text{ [-]}$  – pro 75 % výkon

Účinnost generátoru:  $\eta_{gen} = 0,9849 \text{ [-]}$  – pro 100 % výkon

$\eta_{gen} = 0,9837 \text{ [-]}$  – pro 75 % výkon

Jednotlivé tepelné spády:

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

$$h_{ST-NT1} = (1 - y_{VTO2}) \cdot (i_0 - i_{VTO1})$$

$$h_{ST-NT2} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1} - i_{odpl})$$

$$h_{ST-NT3} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{odpl}) \cdot (i_{odpl} - i_{NTO2})$$

$$h_{ST-NT4} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{odpl} - y_{NTO2}) \cdot (i_{NTO2} - i_{NTO1})$$

$$h_{ST-NT5} = (1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{odpl} - y_{NTO2} - y_{NTO1}) \cdot (i_{NTO1} - i_6)$$

Množství páry na vstupu do turbíny pro 100 % výkon:

$$m = 41,31 \text{ [kg/s]}$$

Množství páry na vstupu do turbíny pro 75 % výkon:

$$m = 31,15 \text{ [kg/s]}$$

Množství páry v jednotlivých odběrech pro 100 % výkon:

$$m_{VTO2} = m \cdot y_{VTO2} = 3,71 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{VTO1} = m \cdot y_{VTO1} = 2,71 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{odpl} = m \cdot y_o = 1,86 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{NTO2} = m \cdot y_{NTO2} = 2,57 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{NTO1} = m \cdot y_{NTO1} = 2,45 \text{ [kg/s]}$$

Množství páry v jednotlivých částech turbíny:

$$m_{VT} = m = 41,31 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ST-NT_1} = m - m_{VTO2} = 37,6 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ST-NT_2} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} = 34,88 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ST-NT_3} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{odpl} = 33,02 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ST-NT_4} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{odpl} - m_{NTO2} = 30,45 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ST-NT_5} = m - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{odpl} - m_{NTO2} - m_{NTO1} = 27,99 \text{ [kg/s]}$$

#### 4.4 Shrnutí výsledků tepelného výpočtu

Při výpočtu tepelného schématu bylo získáno množství admisní páry tak, aby bylo dosaženo elektrického výkonu 47 MW na svorkách generátoru. Množství admisní páry bylo stanoveno 41,31 kg/s. Dále byly určeny průtoky páry v odběrech pro regenerační ohříváky. Z tepelného výpočtu vychází výpočet průtočné části turbíny.

## 5. Konstrukční návrh turbíny

Při konstrukčním návrhu parní turbíny jsou zadány parametry, které vyplývají z předchozího tepelného výpočtu. Parametry jsou: stavy páry před a za turbínou, množství admisní páry a páry v odběrech a základní parametry páry v odběrech. Konstrukční návrh turbíny je návrh průtočné části turbíny, který obsahuje návrh jednotlivých částí turbíny a jednotlivých stupňů, určení termodynamické účinnosti jednotlivých stupňů a jednotlivých částí turbíny, určení vnitřního výkonu stupně, výpočet rychlostních trojúhelníků a výběr profilů lopatek.

Stupeň turbíny se skládá z rozváděcího a oběžného kola. V lopatkách rozváděcího kola se mění tlaková energie na energii kinetickou a dochází k expanzi páry. Rozváděcí lopatky mají takový profil, že dochází především k nárůstu obvodové složky rychlosti (ve směru rotace oběžného kola). Kinetická energie páry působí na lopatky oběžného kola, dochází k přeměně na energii mechanickou. Pokud má pára po expanzi dostatečnou energii (tlakovou, tepelnou, kinetickou), pára dále expanduje v dalším stupni a to je podstata vícestupňové turbíny. Počet stupňů je závislý na velikosti tepelného spádu turbíny a na otáčkách turbíny.

Existují dva typy lopatkování: akční (rovnotlaké) a reakční (přetlakové). Také existuje jejich kombinace – smíšená konstrukce. Z historického pohledu toto dělení závisí podle výrobců turbín. Vzhledem k tradici ve společnosti Doosan Škoda Power stupně jsou rovnotlaké a pára je urychlována ve satorových lopatkách, potom pára expanduje a její tlaková energie se mění na energii kinetickou. Dále dochází k přeměně kinetické energie v rotorových lopatkách na práci.

### 5.1 Návrh mnohostupňové parní turbíny

Maximální zpracovaný tepelný spád stupně je omezen, a proto se používají vícestupňové parní turbíny. Tepelný spád ve stupni vícestupňové turbíny je možné volit tak, aby byla v důsledku optimálního poměru, účinnost stupně v závislosti na obvodové rychlosti oběžného lopatkování, dosažena maximální účinnost stupně. Ve vícestupňové turbíně výsledná expanze je složena z expanzí v jednotlivých stupních. Expanzní čára turbíny je uvedena v příloze 4. Začátek expanze v turbíně je dán vstupní teplotou, vstupním tlakem a škrcením ve vstupním ventilu. Konec expanze v turbíně je dán tlakem páry ve výstupním hrdle, tento tlak je blízký tlaku v kondenzátoru. Parametry páry na výstupu z jednoho stupně odpovídají parametrům páry na vstupu do následujícího stupně. Při expanzi roste měrný objem páry, a proto se postupně zvětšuje průtokový průřez lopatkování – zvětšuje se střední průměr a délka lopatek. Stupně kondenzačních turbín se skupinovou regulací je možné rozdělit na skupiny:

- regulační stupeň,
- stupně v oblasti malých objemových průtoků páry a vyšších tlaků,
- vnitřní stupně v oblasti dostatečně velkých objemových průtoků páry,
- nízkotlaké stupně, kde jsou velké objemy páry.

V regulačních stupních je zpracováván větší tepelný spád než v ostatních stupních [1].

## 5.2 Orientační počet stupňů

Metodika výpočtu byla převzata ze zdroje [4].

Orientační počet stupňů lze určit ze vztahu:

$$z = \frac{2 \cdot h'_{iz} \cdot \left(\frac{U}{c_0}\right)_{stř}^2}{\left(\frac{\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot D_s^2}$$

Tepelný spád celé turbíny s použitím reheat faktoru:

$$h'_{iz} = (1 + r_f) \cdot h_{iz} = (1,03 - 1,06) \cdot h_{iz}$$

Reheat faktor odpovídá vnitřním ztrátám.

Velikost středního průměru stupně je možné volit dle obvodové rychlosti.

$\left(\frac{U}{c_0}\right)_{stř}$  je nutno volit dle rovnotlakového provedení turbíny.

## 5.3 Základní parametry průtočného kanálu

Metodika výpočtu byla převzata ze zdrojů [4] a [5] a byl použit program Turbína-Delphi. Tento program využívá výpočtové vztahy ze zdrojů [4] z předpokladu ideální rovnotlaké přeměny ve stupni turbíny. Výpočet probíhal iteračně a byl propojen s tepelným výpočtem.

Použité vzorce:

Patní průměr:  $D_p$  – zvoleno dle vzoru

Střední průměr:  $D_s = D_p + l_p$

Poměr rychlostí:

$$\frac{u}{c_0} [-] - zvoleno$$

Tento poměr byl určen iteračně, tak aby parametry v průtočné části odpovídaly parametrům tepelného výpočtu.

Obvodová rychlost na středním průměru lopatky:

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

Absolutní rychlost na vstupu do rozváděcího kola:

$$c_0 = \frac{u_s}{\frac{u}{c_0}} [m/s]$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcího kola (na vstupu do oběžného kola):

$$c_1 = c_0 \cdot \varphi [m/s]$$

Kde  $\varphi = 0,93 - 0,98 [-]$  – rychlostní součinitel

Izentropický tepelný spád zpracovaný ve stupni:

$$h_{iz} = \frac{c_0^2}{2000} [kJ/kg]$$

Izentropická entalpie za rozváděcím kolem (před oběžným kolem):

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz} [kJ/kg]$$

Ztráta v rozváděcím kole:

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

Skutečná entalpie za rozváděcím kolem:

$$i_1 = i_{1iz} + Z_{RK} [kJ/kg]$$

Skutečná teplota za rozváděcím kolem

$$t_1 = f(i_1; s_1) [^\circ C]$$

Tlak za rozváděcím kolem:

$$p_1 = f(i_1; s_1) [bar]$$

Měrný objem páry za rozváděcím kolem:

$$v_1 = f(i_1; s_1) [m^3/kg]$$

Úhel náběhu absolutní rychlosti do oběžného kola:

$$\alpha_1 [^\circ] - zvoleno$$

Kontrakční součinitel hrubosti profilu na výstupu z lopatkové mříže:

$$\varepsilon_1 = 0,9 [-] - zvoleno$$

Délka lopatky při totálním ostříku:

$$l_T = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_{S1} \cdot \varepsilon_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} [m]$$

Kde  $\varepsilon_1 = 0,9 [-]$  – součinitel hrubosti profilu na výstupu z lopatkové mříže



Optimální délka rozváděcí lopatky:

$$l_{OPT} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_S\right) \cdot D_S \cdot l_T}{1,26 \cdot n_{ostř} + 14,97 \cdot D_S \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S^2}} [m]$$

Parciálnost:

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

Redukovaná délka rozváděcí lopatky:

$$l_{red} = \frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_S\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_S\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S \cdot \frac{1}{l_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{ostř}}{D_S \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S + 14,97 + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S^3} [m]$$

Redukovaná délka rozváděcí lopatky dává informaci o délce lopatky, pokud bych lopatka při totálním ostříku dosáhla stejné účinnosti jako při délce  $l_{opt}$  s parciálním ostříkem.

Délka rozváděcí lopatky:

$l_p$  zvoleno dle zkušenosti (na základě konzultací s odborníky ze společnosti Doosan Škoda Power).

Pokud:

$l_{red} > l_T$  – zvolen parciální ostřík a skutečná délka lopatky bude  $l_p = l_{OPT}$ .

$l_{red} < l_T$  – zvolen totální ostřík a skutečná délka lopatky bude  $l_p = l_T$ .

Typ lopatek podle následujících podmínek:

$$\frac{l_p}{D_S} \leq 0,1 \text{ – válcové lopatky (V)}$$

$$\frac{l_p}{D_S} \geq 0,1 \text{ – zkroucené lopatky (Z)}$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

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

Ztráta konečnou délkou lopatky:

$$Z_L = \eta_{inf} \cdot \frac{0,0029}{l_p} [-]$$

Ztráta parciálním ostříkem:

$$Z_{PO} = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_{S1} \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S [-]$$

Ztráta ventilací neostříkнутých lopatek:

$$Z_V = \frac{0,0377}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S^3 [-]$$

Ztráta rozvějířením:

$$Z_{ROZV} = 0,5 \cdot \left(\frac{l_p}{D_S}\right)^2 [-]$$

Ztráta třením disku:

$$Z_{VK} = 0,003 \cdot \frac{D_S}{l_p} \left(\frac{u_S}{c_{iz}}\right)^3 [-]$$

Suchost páry:

$$x_1 = f(p_1; h_1) [-]$$

Ztráta vlivem suchosti páry:

$$Z_X = 1 - x_1 [-]$$

Skutečná termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{td} = \eta_{inf} - (Z_L + Z_{ROZV} + Z_{VK} + Z_X) [-]$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný na stupni:

$$h = h_{IZ} \cdot \eta_{td} [kJ/kg]$$

Vnitřní výkon stupně tedy bude:

$$P_{STG} = \dot{m} \cdot h [kW]$$

Entalpie za oběžným kolem:

$$i_2 = i_1 - h [kJ/kg]$$

Entropie za oběžným kolem:

$$s_2 = f(p_2; i_2) [kJ/(kg \cdot K)]$$

Tlak za oběžným kolem:

$$p_2 = f(i_2; s_2) [bar]$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1 a tabulce 2.

Stupeň	RS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m [kg/s]	41,31	41,31	41,31	41,31	41,31	41,31	41,31	41,31	41,31	41,31	41,31
$\phi$ [-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
i1 [kJ/kg]	3437,47	3346,11	3316,81	3287,53	3258,25	3228,99	3199,73	3170,49	3141,25	3112,01	3082,75
s1 [kJ/kgK]	6,55	6,55	6,55	6,55	6,56	6,56	6,57	6,57	6,57	6,58	6,58
t1 [°C]	538,60	519,36	500,12	480,88	461,64	442,39	423,14	403,89	384,64	365,39	346,13
p1 [bar]	133,57	123,97	114,37	104,77	95,17	85,57	75,97	66,37	56,77	47,17	37,57
x1 [-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Ds [m]	0,758	0,541	0,543	0,545	0,547	0,579	0,582	0,584	0,607	0,610	0,613
Dp [m]	0,740	0,510	0,510	0,510	0,510	0,540	0,540	0,540	0,560	0,560	0,560
h <sub>iz</sub> [kJ/kg]	91,36	29,30	29,28	29,28	29,26	29,26	29,24	29,24	29,24	29,26	29,26
u <sub>s</sub> [m/s]	218,18	155,72	156,29	156,87	157,44	166,66	167,52	168,09	174,71	175,58	176,44
c0 [m/s]	445,26	346,04	347,32	348,60	349,88	370,35	372,26	373,54	388,26	390,17	392,09
c1 [m/s]	431,90	335,66	336,90	338,14	339,38	359,24	361,10	362,34	376,61	378,47	380,33
u/c0 [-]	0,49	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
V1 [m <sup>3</sup> /kg]	0,045	0,045	0,050	0,050	0,050	0,060	0,060	0,070	0,070	0,080	0,900
$\alpha$ 1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
Lt [mm]	15	31	33	35	37	39	42	44	47	50	53
Lred [mm]	15,32	17,21	19,45	21,02	22,96	23,76	25,12	26,75	28,01	29,50	30,43
$\epsilon$ [-]	0,833	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Lopt [mm]	18	31	33	35	37	39	42	44	47	50	53
Lp [mm]	18	31	33	35	37	39	42	44	47	50	53
Lp/Ds [-]	0,024	0,057	0,061	0,064	0,068	0,067	0,072	0,075	0,077	0,082	0,086
Typ lopatky	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
n <sub>inf</sub> [-]	0,935	0,932	0,932	0,931	0,930	0,929	0,928	0,928	0,927	0,925	0,922
Zl [-]	0,151	0,087	0,082	0,077	0,073	0,069	0,064	0,061	0,057	0,054	0,050
Zpo [-]	0,036	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Zv [-]	0,018	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Zrozv [-]	0,000	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,004
Zvk [-]	0,006	0,004	0,004	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
Zx [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
n <sub>td</sub> [-]	0,723	0,839	0,845	0,848	0,852	0,855	0,859	0,861	0,864	0,865	0,866
h0 [kJ/kg]	66,096	24,594	24,731	24,844	24,921	25,010	25,106	25,181	25,268	25,318	25,327
P [kW]	2730,42	1015,96	1021,65	1026,31	1029,50	1033,16	1037,14	1040,21	1043,82	1045,90	1046,26
i2 [kJ/kg]	3442,59	3351,23	3321,93	3292,65	3296,66	3267,38	3238,12	3208,86	3179,62	3150,38	3091,54
S2 [kJ/(kg·K)]	6,55	6,55	6,55	6,55	6,56	6,56	6,57	6,57	6,57	6,58	6,58
p2 [bar]	132,66	123,06	113,46	103,86	94,26	84,66	75,06	65,46	55,86	46,26	36,66

Tabulka 1: Základní parametry průtočného kanálu VT dílu

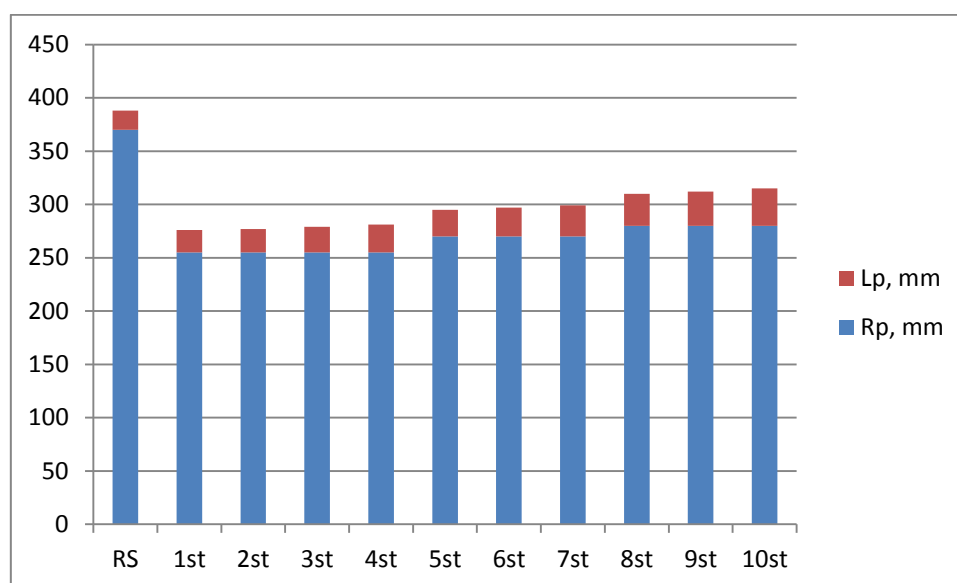
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>m [kg/s]</b>	37,6	37,6	37,6	37,6	34,88	34,88	34,88	33,02	33,02	33,02
<b>φ [-]</b>	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
<b>i1 [kJ/kg]</b>	3544,14	3503,41	3459,16	3414,05	3365,29	3297,10	3218,09	3127,00	3024,75	2915,53
<b>s1 [kJ/kgK]</b>	7,31	7,34	7,36	7,39	7,41	7,44	7,46	7,49	7,51	7,54
<b>t1 [°C]</b>	540	501,3	462,6	423,9	385,2	346,5	307,8	269,1	230,4	191,7
<b>p1 [bar]</b>	32,01	29,56	27,11	24,66	22,21	19,76	17,31	14,86	12,41	9,96
<b>x1 [-]</b>	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
<b>Ds [m]</b>	0,611	0,635	0,656	0,68	0,752	0,783	0,817	0,872	0,915	0,968
<b>Dp [m]</b>	0,570	0,590	0,610	0,630	0,700	0,725	0,750	0,800	0,825	0,850
<b>h_iz [kJ/kg]</b>	40,73	44,25	45,11	48,76	68,19	79,01	91,09	102,25	109,22	116,53
<b>u_s [m/s]</b>	175,87	182,77	188,82	195,73	216,45	225,37	235,16	250,99	263,37	278,62
<b>c0 [m/s]</b>	418,73	435,18	449,57	466,02	503,37	524,12	546,88	583,70	598,56	633,23
<b>c1 [m/s]</b>	406,17	422,12	436,08	452,04	488,27	508,40	530,48	566,19	580,61	614,24
<b>u/c0 [-]</b>	0,42	0,42	0,42	0,42	0,43	0,43	0,43	0,43	0,44	0,44
<b>V1 [m3/kg]</b>	0,18	0,23	0,25	0,27	0,29	0,38	0,52	0,73	1,11	1,56
<b>α1 [°]</b>	13	13	13	13	13	13	13	14	14	16
<b>Lt [mm]</b>	41	45	46	50	52	58	67	72	90	118
<b>Lred [mm]</b>	33,6	35,8	38,99	43,5	46,12	58,56	72,11	79,87	89,56	97,87
<b>ε [-]</b>	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
<b>Lopt [mm]</b>	41	45	46	50	52	58	67	72	90	118
<b>Lp [mm]</b>	41	45	46	50	52	58	67	72	90	118
<b>Lp/Ds [-]</b>	0,067	0,071	0,070	0,074	0,069	0,074	0,082	0,083	0,098	0,122
<b>Typ lopatky</b>	V	V	V	V	V	V	V	V	V	Z
<b>n_inf [-]</b>	0,911	0,911	0,911	0,911	0,917	0,917	0,917	0,917	0,922	0,922
<b>Zl [-]</b>	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
<b>Zpo [-]</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Zv [-]</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Zrozv [-]</b>	0,001	0,001	0,001	0,001	0,002	0,002	0,003	0,004	0,006	0,008
<b>Zvk [-]</b>	0,001	0,001	0,001	0	0	0	0	0	0	0
<b>Zx [-]</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>n_td [-]</b>	0,869	0,869	0,869	0,870	0,875	0,875	0,884	0,883	0,886	0,884
<b>h0 [kJ/kg]</b>	35,40	38,46	39,20	42,42	59,64	69,11	80,49	90,25	96,72	102,96
<b>P [kW]</b>	1330,926	1445,949	1474,051	1595,154	2080,383	2410,487	2807,626	2980,168	3193,636	3399,688
<b>i2 [kJ/kg]</b>	3549,59	3508,86	3464,61	3419,50	3370,74	3302,55	3223,54	3132,45	3030,20	2920,98
<b>S2 [kJ/(kg·K)]</b>	7,31	7,34	7,36	7,39	7,41	7,44	7,46	7,49	7,51	7,54
<b>p2 [bar]</b>	31,9	29,45	27	24,55	22,1	19,65	17,2	14,75	12,3	9,85

Stupeň	11	12	13	14
m [kg/s]	30,45	30,45	27,99	27,99
$\phi$ [-]	0,97	0,97	0,97	0,97
i1 [kJ/kg]	2799,00	2676,75	2543,19	2400,72
s1 [kJ/kgK]	7,56	7,59	7,61	7,66
t1 [°C]	153	114,3	75,6	36,9
p1 [bar]	7,51	5,06	2,61	0,16
x1 [-]	1	1	0,989	0,94
Ds [m]	1,034	1,107	1,248	1,505
Dp [m]	0,900	0,925	0,956	0,927
h <sub>iz</sub> [kJ/kg]	122,25	133,56	142,47	152,17
u <sub>s</sub> [m/s]	297,62	318,63	359,22	433,19
c0 [m/s]	676,41	708,07	798,26	962,64
c1 [m/s]	656,12	686,83	774,31	933,76
u/c0 [-]	0,44	0,45	0,45	0,45
V1 [m <sup>3</sup> /kg]	2,01	3,78	5,01	15,95
$\alpha$ 1 [°]	16	16	15	26
Lt [mm]	134	182	292	578
Lred [mm]	133,56	165,56	260,45	425,34
$\epsilon$ [-]	1	1	1	1
Lopt [mm]	134	182	292	578
Lp [mm]	134	182	292	578
Lp/Ds [-]	0,130	0,164	0,234	0,384
Typ lopatky	Z	Z	Z	Z
n <sub>inf</sub> [-]	0,922	0,926	0,926	0,926
Zl [-]	0,03	0,03	0,03	0,03
Zpo [-]	0	0	0	0
Zv [-]	0	0	0	0
Zrozv [-]	0,008	0,01	0,02	0,04
Zvk [-]	0	0	0	0
Zx [-]	0	0	0,011	0,06
n <sub>td</sub> [-]	0,884	0,886	0,865	0,796
h0 [kJ/kg]	108,01	118,29	123,19	121,07
P [kW]	3288,974	3601,852	3447,995	3388,863
i2 [kJ/kg]	2804,45	2682,20	2548,64	2406,17
S2 [kJ/(kg·K)]	7,56	7,59	7,61	7,66
p2 [bar]	7,4	4,95	2,5	0,05

Tabulka 2: Základní parametry průtočného kanálu ST-NT dílu

### Lopatkový plán VT dílu:

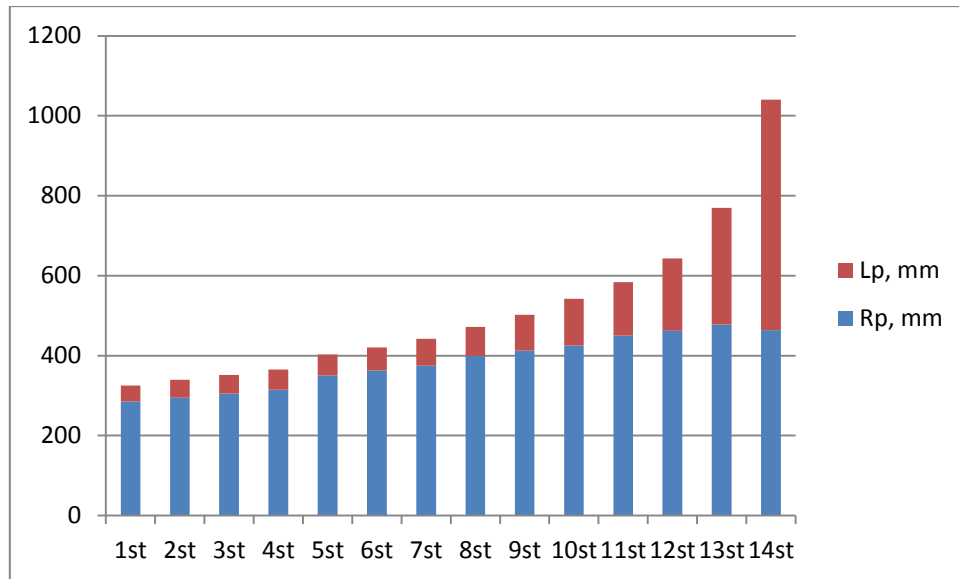
Průtočná část byla navržena tak, aby zajištěno kontinuální proudění páry při co nejmenším počtu stupňů. Na obrázku 12 je zobrazení průtočného kanálu na základě hodnot z tabulky 1. Je zde zobrazena jen jedna polovina, druhá je symetrická. První stupeň VT dílu je regulační. Patní průměr regulačního stupně je  $D_p = 0,74 \text{ m}$ . Délka rozváděcích lopatek je  $l = 18 \text{ mm}$ . Délka lopatek při totálním ostříku je 15 mm, proto je používán parciální ostřík. Další řadové stupně jsou s parciálním ostříkem = 1. Počet stupňů VT dílu je 10.



Obrázek 12: Lopatkový plán VT dílu

### Lopatkový plán ST-NT dílu:

Průtočná část byla navržena tak, aby bylo zajištěno kontinuální proudění páry při co nejmenším počtu stupňů. Na obrázku 13 je zobrazení průtočného kanálu na základě hodnot z tabulky 2. Zobrazena je jen jedna polovina, druhá je symetrická. Celkový počet stupňů ST-NT dílu je 14. První část ST-NT dílu turbíny obsahuje 4 stupně, druhá část obsahuje 3 stupně, třetí část obsahuje 3 stupně, čtvrtá část obsahuje 2 stupně, poslední část obsahuje 2 stupně.

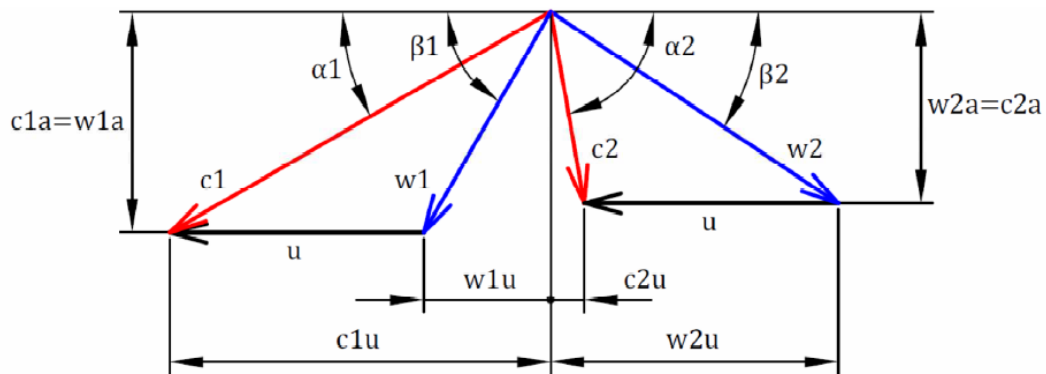


Obrázek 13: Lopatkový plán ST-NT dílu

### 5.4 Výpočet rychlostních trojúhelníků

Dále následuje výpočet rychlostních trojúhelníků (obr.14). Tento výpočet je základem pro zvolení profilů lopatek.

Metodika výpočtu byla převzata ze zdroje [4].



Obrázek 14: Rychlostní trojúhelníky pro stupeň (označení úhlů a rychlostí) [4]

Pro válcové lopatky se počítá s reakcí na středu lopatky, pro zkroucené lopatky se počítá z hodnot na patě.

$$u_s = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \text{ [m/s]} \quad \text{- pro válcové lopatky}$$

$$u_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} \text{ [m/s]} \quad \text{- pro zkroucené lopatky}$$

Použité vzorce:

Stupeň reakce na  $D_p$ :  $R_p = 0,03 [-]$

Stupeň reakce na  $D_s$ :

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

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

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

Obvodová složka absolutní rychlosti:

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

Axiální složka absolutní rychlosti:

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

Axiální složka relativní rychlosti:

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

Obvodová složka relativní rychlosti:

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

Relativní rychlost na vstupu do oběžných lopatek:

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

Úhel relativní rychlosti  $w_1$ :

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

Úhel relativní rychlosti  $w_2$ :

$$\beta_2 [^\circ] - \text{zvoleno dle profilů}$$

Rychlostní ztrátový součinitel pro oběžné lopatky:

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

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

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



Obvodová složka rychlosti  $w_2$ :

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

Axiální složka rychlosti  $w_2$ :

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

Axiální složka rychlosti  $c_2$ :

$$c_{2A} = w_{2A} \text{ [m/s]}$$

Obvodová složka rychlosti  $c_2$ :

$$c_{2U} = w_{2U} - u_s \text{ [m/s]}$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{c_{2A}^2 + c_{2U}^2} \text{ [m/s]}$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2U}}{c_2}\right) \text{ [}^\circ\text{]}$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3 a tabulce 4.

Na základě hodnot z tabulky 3 a tabulky 4 je možné vytvořit geometrii rychlostních trojúhelníků. Rychlostní trojúhelníky pro stupňů VT dílu jsou uvedeny příloze 5. Rychlostní trojúhelníky pro stupňů ST-NT dílu jsou uvedeny příloze 6.

Stupeň	RS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Rp [-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Rs [-]	0,06	0,07	0,08	0,08	0,09	0,9	0,1	0,11	0,12	0,13	0,13
c1 [m/s]	344,89	277,73	278,51	279,29	279,81	280,34	285,61	290,63	295,14	299,42	210,02
c1a [m/s]	83,44	62,48	62,65	62,83	62,94	63,06	64,25	65,38	66,39	67,35	69,74
c1u [m/s]	334,65	270,61	271,37	272,13	272,64	273,15	278,29	283,18	287,58	291,75	302,08
w1 [m/s]	196,48	140,02	139,65	139,29	138,54	137,79	139,55	140,92	141,54	141,79	145,38
w1a [m/s]	83,44	62,48	62,65	62,83	62,94	63,06	64,25	65,38	66,39	67,35	69,74
w1u [m/s]	177,88	125,31	124,81	124,32	123,41	122,51	123,88	124,84	125,03	124,77	127,58
beta1 [°]	25,12	26,53	26,78	26,83	27,08	27,28	27,42	27,46	28,11	28,41	28,73
beta2 [°]	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
ψ [-]	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
w2 [m/s]	188,26	141,79	142,98	144,17	145,51	146,83	150,46	154,24	158,36	162,51	169,83
w2a [m/s]	76,57	57,67	58,16	58,64	59,18	59,72	61,23	62,74	64,39	66,12	69,06
w2u [m/s]	171,99	129,53	130,62	131,7	132,92	134,13	137,46	140,91	144,62	148,46	155,12
c2 [m/s]	78,07	59,79	60,3	60,81	61,38	61,96	63,5	65,11	66,85	68,64	71,73
c2a [m/s]	76,57	57,67	58,16	58,64	59,18	59,72	61,23	62,74	64,39	66,12	69,06
c2u [m/s]	15,22	-15,76	-15,94	-16,11	-16,31	-16,51	-16,95	-17,43	-17,96	-18,51	-19,41
alfa1 [°]	14	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
alfa2 [°]	78,85	105,32	105,38	105,42	105,47	105,49	105,53	105,57	105,62	105,68	105,7

Tabulka 3: Rychlostní trojúhelníky VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Rp [-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Rs [-]	0,35	0,37	0,37	0,38	0,38	0,39	0,41	0,43	0,44	0,46	0,5	0,52	0,56	0,64
c1 [m/s]	393,77	401,61	405,8	409,32	413,02	427,54	441,83	456,43	467,49	478,51	528,29	541,8	580,48	568,47
c1a [m/s]	88,58	90,34	91,08	92,11	92,91	96,18	99,39	110,42	128,86	139,3	150,18	162,67	150,24	249,23
c1u [m/s]	383,67	391,31	395,67	399,51	402,42	416,58	430,51	442,87	449,38	455,9	506,48	520,11	560,71	510,93
w1 [m/s]	199,13	200,06	201,55	203,12	204,95	211,36	216,77	224,28	253,1	278,56	305,49	231,23	344,65	360,42
w1a [m/s]	88,58	90,34	91,08	92,11	92,91	96,18	99,39	110,42	128,86	139,3	150,18	162,67	150,24	249,23
w1u [m/s]	178,34	178,52	178,98	179,21	182,69	188,21	192,64	195,21	217,85	239,15	266,03	283,45	310,17	260,39
beta1 [°]	26,41	26,85	26,89	26,91	26,96	27,07	27,79	29,49	30,61	30,98	29,45	31,14	25,84	43,74
beta2 [°]	24	24	24	24	28	28	28	28	28	28	36	36	40	40
Ψ [-]	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,95	0,97
w2 [m/s]	202,29	204,28	206,43	208,11	209,47	216,17	222,51	232,39	259,31	273,23	318,65	340,15	358,33	394,02
w2a [m/s]	81,25	83,8	84,25	85,02	85,81	88,18	93,21	104,75	123,23	138,93	147,52	171,56	230,33	253,27
w2u [m/s]	185,25	186,32	187,47	188,45	191,09	197,37	202,06	207,44	228,16	247,13	282,45	298,87	274,51	301,85
c2 [m/s]	83,69	87,9	88,42	89,63	90,47	93,47	99,84	112,21	123,28	134,6	153,38	179,38	231,57	258,41
c2a [m/s]	81,25	83,8	84,25	85,02	85,81	88,18	93,21	104,75	123,23	138,93	147,52	171,56	230,33	253,27
c2u [m/s]	20,08	26,51	26,98	27,82	28,64	31,01	35,81	40,22	41,18	41,45	41,99	42,13	23,96	51,29
alfa1 [°]	13	13	13	13	13	13	13	14	14	16	16	16	16	26
alfa2 [°]	76,12	72,77	72,03	71,78	71,54	70,63	68,98	69,02	88,43	89,3	105,89	107,51	84,06	78,55

Tabulka 4: Rychlostní trojúhelníky ST-NT dílu

## 5.5 Volba profilů lopatek

Metodika volby profilů lopatek byla převzata ze zdroje [4].

Cílem je vhodně zvolit profily lopatek pro jednotlivé stupně na základě rychlostních trojúhelníků a charakteru proudění v lopatkových mřížích.

Profily lopatek musí vyhovovat podmínkám minimálních ztrát při obtékání pracovní látkou. Při použití na konkrétním stupni musí splňovat i pevnostní a dynamické podmínky.

Podle rychlosti proudění u rozváděcích a oběžných profilů je nutné rozlišit čtyři typy:

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

Machova čísla lze určit jako:

$$M = \frac{c_1}{a_1} [-]$$

Absolutní rychlosti jsou známy z výpočtu rychlostních trojúhelníků. Rychlost zvuku je funkce tlaku a entalpie:

$$a_1 = f(p_1; i_1)$$

Charakteristiky profilů:

- Délka tětiny profilu:  $b_0$
- Plocha profilu na patním průměru:  $S_0$
- Optimální poměrná rozteč lopatek:  $t_{opt}$
- Ohybový průřezový modul profilu:  $W_{0min}$

Návrhy lopatkových profilů se zabývá řada organizací, a proto volba profilů lopatek proběhla dle základního katalogu. Tento katalog je publikován ve zdroji [4].

Profily rozváděcích a oběžných lopatek VT dílu jsou uvedeny v tabulce 5. Profily rozváděcích a oběžných lopatek ST-NT dílu jsou uvedeny v tabulce 6.

## 5.6 Shrnutí výsledků konstrukčního návrhu

Při výpočtu vnitřní části turbíny byla získána termodynamická účinnost jednotlivých částí turbíny a účinnost celé turbíny. Termodynamická účinnost VT části je 83,88 %, termodynamická účinnost celé ST-NT části je 88,19 % a termodynamická účinnost celé turbíny je 87,14 %. Také byly stanoveny základní parametry průtočného kanálu turbíny a zvoleny profily lopatek. Po určení základních rozměrů turbíny a volbě lopatkových profilů může být proveden pevnostní výpočet.

Rozváděcí lopatky											
Stupeň	RS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Typ proudění	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Označení profilů	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
Alfa1 [°]	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14
b0 [sm]	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
S0 [sm2]	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09
t_opt	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87
W0min [sm3]	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575
Oběžné lopatky											
Stupeň	RS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Typ proudění	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Označení profilů	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
Beta2 [°]	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24
b0 [sm]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
S0 [sm2]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
t_opt	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68
W0min [sm3]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234

Tabulka 5: Profily rozváděcích a oběžných lopatek VT dílu

Rozváděcí lopatky														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Typ proudění	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Označení profilů	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-45-25A
Alfa1 [°]	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	16 až 20	16 až 20	16 až 20	16 až 20	21 až 28
b0 [sm]	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	4,71	4,71	4,71	4,71	4,58
S0 [sm2]	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	2,72	2,72	2,72	2,72	3,3
t_opt	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,70-0,80	0,70-0,80	0,70-0,80	0,70-0,80	0,60-0,75
W0min [sm3]	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,333	0,333	0,333	0,333	0,336
Oběžné lopatky														
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Typ proudění	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Označení profilů	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-60-33A	R-60-33A	R-60-38A	R-60-38A
Beta2 [°]	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	22 až 28	22 až 28	22 až 28	22 až 28	22 až 28	22 až 28	30 až 36	30 až 36	35 až 42	35 až 42
b0 [sm]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,56	2,56	2,61	2,61
S0 [sm2]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,02	1,02	0,76	0,76
t_opt	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,43-0,55	0,43-0,55	0,41-0,51	0,41-0,51
W0min [sm3]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,079	0,079	0,035	0,035

Tabulka 6: Profily rozváděcích a oběžných lopatek ST-NT dílu

## 6. Výběr materiálů

Při výběru materiálu pro statorovou a rotorovou část turbíny je v první řadě je nutné přihlížet k pevnostnímu namáhání. Další požadavky mohou být: požadavek na výslednou hmotnost stroje, požadavek na vysokoteplotní odolnost součástí a jiné. Výběr vhodného materiálu závisí také na typu a stavu pracovní látky (páry) v dané části stroje. Do výběru materiálu zasahuje i technolog projektu svými požadavky na obrobiteľnosť, svařitelnost a druhy polotovarů. Samozřejmě je nutné současně přihlížet i k ceně.

Výběr materiálu probíhal na základě konzultací s odborníky ze společnosti Doosan Škoda Power. Materiály jsou uvedeny v tabulkách v další kapitole.

## 7. Ověření pevnostního dimenzování

Tato kapitola obsahuje základní pevnostní výpočty potřebné pro návrh turbíny. Z pevnostního hlediska se ověřují oběžné lopatky, závěsy oběžných lopatek a rozváděcí lopatky. Oběžné lopatky je nutné ověřit na ohybové napětí na patním profilu a na namáhání odstředivou silou. Závěsy lopatek se ověřují na tahové napětí, smykové napětí a otláčení. V rozváděcích lopatkách je nutné ověřit průhyb rozváděcích kol a namáhání na ohyb na patním profilu. Celý pevnostní výpočet je převzat ze zdroje [4].

### 7.1 Namáhání oběžných lopatek

Výpočet namáhání v ohybu:

Ohybem jsou namáhány všechny oběžné lopatky. Ohybové napětí vzniká od ohybového momentu, který je největší na patě lopatky. Specifická situace je jen u regulačního stupně. Oběžné lopatky tohoto stupně nejsou nepříznivě namáhány při maximálním výkonu, ale naopak při malém výkonu stroje.

Vhodnost zvolených profilů v kapitole 5.5 je možno zkontrolovat výpočtem. Na lopatku působí síly v axiálním a obvodovém směru.

Síla v obvodovém směru:

$$F_u = M \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{skut}} \quad [N]$$

Síla v axiálním směru:

$$F_a = \frac{M}{z_{skut}} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p \cdot l_2 \cdot t_{skut} \quad [N]$$

Celková síla působící na lopatku:

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} \quad [N]$$

Maximální ohybový moment působící v patě lopatky:

$$M_{max} = F \cdot \frac{l_2}{2} \quad [Nm]$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{0min}} \quad [MPa]$$

Maximální dovolené ohybové napětí je zvoleno 20 MPa (pro regulační stupeň a první stupeň po odběru je zvoleno 16 MPa).

### Výpočet namáhání od odstředivých sil:

Toto namáhání vzniká z důvodu rotačního pohybu lopatek. Celková odstředivá síla působící na lopatku se skládá z odstředivé síly od samotné lopatky a odstředivé síly od bandáží.

Při pevnostní kontrole jsou uvažovány otáčky rotoru při zásahu pojistného regulátoru:

$$n' = 1,1 \cdot n \quad [1/s]$$

Odstředivá síla lopatky:

$$O_l = \rho \cdot S_0 \cdot l_2 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 \quad [kN]$$

$S_0$  – je plocha profilu na patním průměru

Odstředivá síla od bandáže:

$$O_b = \rho \cdot \pi \cdot D_b \cdot B_0 \cdot b_0 \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega'^2 \cdot \frac{1}{z_{skut}} \quad [kN]$$

$\rho$  – je hustota,

$D_b$  – je průměr bandáží,

$B_0$  – je šířka lopatky,

$b_0$  – je délka tětiny lopatky.

Celková odstředivá síla na jednu lopatku:

$$O_c = O_l + O_b \quad [kN]$$

Namáhání na patním průměru:

$$\sigma_t = \frac{O_c}{S_0} \quad [MPa]$$

Namáhání na patním průměru pro odlehčenou lopatku:

$$\sigma_t = \frac{O_c}{S_0} \cdot \frac{1}{k} \quad [MPa]$$

Celkové namáhání:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t \quad [MPa]$$

Maximální dovolené napětí je závislé na teplotě a určeno dle konkrétního konstrukčního materiálu.

Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 7.



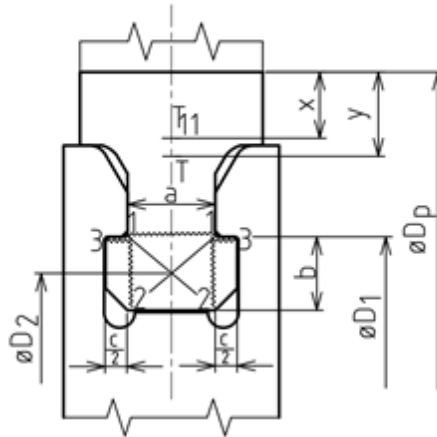
VT díl														
Stupeň	RS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
$\sigma_0$ [MPa]	4,06	8,87	9,95	11,02	12,41	13,79	9,76	10,87	12,33	13,94	15,65			
$\sigma_{0\text{ dov}}$ [MPa]	16	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20			
$\sigma_t$ [MPa]	15,96	17,94	19,43	20,96	22,97	25,05	27,62	30,67	35,01	39,99	47,45			
$\sigma_c$ [MPa]	24,08	35,68	39,33	43	47,79	52,63	47,14	52,41	59,67	67,87	78,75			
Material	X22CrMoV12-1													
$\sigma_{c\text{ dov}}$ [MPa]	123	123	137	157	157	172	172	172	172	172	186			
ST-NT díl														
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\sigma_0$ [MPa]	11,67	13,12	13,78	12,54	13,44	16,32	12,66	18,61	15,09	12,78	12,71	13,10	15,89	13,24
$\sigma_{0\text{ dov}}$ [MPa]	20,00	20,00	20,00	16,00	20,00	20,00	16,00	20,00	20,00	16,00	20,00	16,00	20,00	16,00
$\sigma_t$ [MPa]	47,89	56,71	59,18	62,34	64,58	81,03	102,75	122,93	156,17	198,45	230,45	250,81	255,60	266,91
$\sigma_c$ [MPa]	71,23	82,95	86,74	87,42	91,46	113,67	128,07	160,15	186,35	224,01	255,87	277,01	287,38	293,39
Material	X22CrMoV12-1													
$\sigma_{c\text{ dov}}$ [MPa]	157	172	177	186	191	201	201	223	245	245	260	260	295	330

Tabulka 7: Namáhání oběžných lopatek VT a ST-NT dílů

## 7.2 Závěsy oběžných lopatek

Závěsy jsou voleny jako "T" závěsy (obr. 15) a vidličkové (obr. 16).

### 7.2.1 "T" závěsy:



Obrázek 15: "T" závěs [4]

#### Výpočet namáhání v tahu:

Rovina 1-1 odpovídá rozměru  $x$ .

Těžištní průměr plochy závěsu nad rovinou 1 – 1:

$$D_{T11} = D_p - 2 \cdot x [m]$$

Rozteč plochy namáhané na tah:

$$t_{11} = \frac{\pi \cdot D_1}{z_{skut}} [mm]$$

Těžištní rozteč závěsu nad rovinou 1 – 1:

$$t_{T11} = \frac{\pi \cdot D_{T11}}{z_{skut}} [mm]$$

Plocha namáhaná na tah:

$$A_{11} = a \cdot t_{11} [cm^2]$$

Hmotnost závěsu nad plochou 1 – 1:

$$m_{z11} = \rho \cdot S_{z11} \cdot t_{T11} [kg]$$

Odstředivá síla hmoty závěsu nad plochou 1 – 1:

$$O_{z11} = m_{z11} \cdot \frac{D_{T11}}{2} \cdot \omega^2 [kN]$$

Celková odstředivá síla působící na plochu  $A_{11}$ :

$$O_{11} = O_l + O_b + O_{z11} [kN]$$

Namáhání v tahu:

$$\sigma_t = \frac{O_{11}}{A_{11}} [MPa]$$

Výpočtové tahové napětí nesmí být větší než maximální dovolené napětí. Maximální dovolené napětí je určeno dle konkrétního konstrukčního materiálu.

Výpočet namáhání kolíku ve smyku:

Rozteč plochy namáhané na smyk:

$$t_{12} = \frac{\pi \cdot D_2}{z_{skut}} \quad [mm]$$

Plocha namáhaná na smyk:

$$A_{12} = b \cdot t_{12} \quad [cm^2]$$

Těžištní rozteč plochy namáhané na smyk:

$$t_{12} = \frac{\pi \cdot D_2}{z_{skut}} \quad [mm]$$

Hmotnost plochy závěsu:

$$m_{z1122} = \rho \cdot a \cdot b \cdot t_{12} \quad [kg]$$

Odstředivá síla plochy závěsu:

$$O_{z1122} = m_{z1122} \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \omega^2 \quad [kN]$$

Celková odstředivá síla působící na plochu  $A_{12}$ :

$$O_{12} = O_l + O_b + O_{z11} + O_{z1122} \quad [kN]$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{O_{12}}{2 \cdot A_{12}} \quad [MPa]$$

Výpočtové smykové napětí nesmí být větší než maximální dovolené napětí. Maximální dovolené napětí je určeno dle konkrétního konstrukčního materiálu a dle vztahu:

$$\tau_{dov} < (0,6 - 0,7) \cdot \sigma_{dov}$$

Kontrola na otláčení mezi kolíky a závěsem:

Těžištní průměr plochy celého závěsu:

$$D_T = D_p - 2 \cdot y \quad [m]$$

Těžištní rozteč celého závěsu:

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z_{skut}} \quad [mm]$$

Hmotnost celého závěsu:

$$m_z = \rho \cdot S_z \cdot t_T \quad [kg]$$

Odstředivá síla celého závěsu:

$$O_{zc} = m_z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \omega^2 \quad [kN]$$

Celková odstředivá síla od hmoty závěsu, bandáže a lopatky:

$$O_c = O_l + O_b + O_{zc} \quad [kN]$$

Plocha namáhaná na otláčení:

$$A_{13} = c \cdot t_{11} \quad [cm^2]$$

Otláčení:

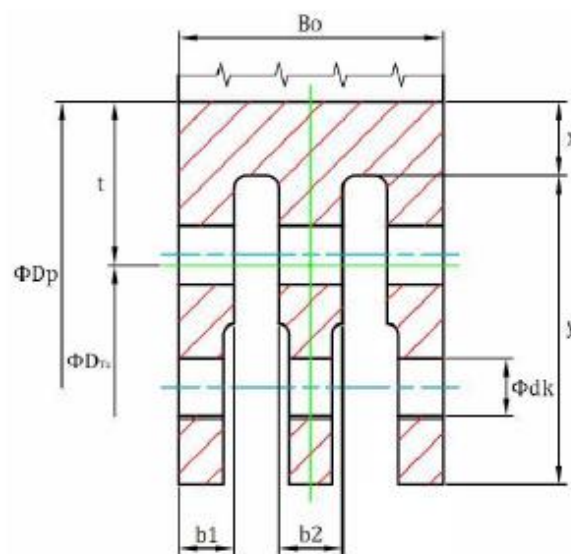
$$p_{13} = \frac{O_c}{A_{13}} \quad [MPa]$$

Hodnota otláčení stanovená výpočtem nesmí být větší než maximální dovolené otláčení. Maximální dovolené otláčení je určeno dle dovoleného smykového napětí a dle vztahu:

$$p_{dov} < 1,5 \cdot \sigma_{dov}$$

Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 8.

### 7.2.2 Vidličkové závěsy:



Obrázek 16: Vidličkový závěs [6]

Výpočet namáhání v tahu:

Těžištní průměr plochy závěsu:

$$D_T = D_p - 2 \cdot x \quad [m]$$

Rovina 1-1 odpovídá rozměru  $t$ .

Rozteč plochy namáhané na tah:

$$t_{11} = \frac{\pi \cdot D_1}{z_{skut}} \quad [mm]$$

Těžištní rozteč závěsu:

$$t_{T11} = \frac{\pi \cdot D_{T11}}{z_{skut}} \quad [mm]$$

Plocha namáhaná na tah:

$$A_{11} = a \cdot t_{11} \quad [sm^2]$$

Hmotnost závěsu:

$$m_{z11} = \rho \cdot S_{z11} \cdot t_{T11} \quad [kg]$$

Odstředivá síla hmoty:

$$O_{z11} = m_{z11} \cdot \frac{D_{T11}}{2} \cdot \omega^2 \quad [kN]$$

Celková odstředivá síla působící na jednu lopatku:

$$O_c = O_l + O_b + O_{z11} + O_z \quad [kN]$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{O_{11}}{A_{11}} \quad [MPa]$$

Výpočtové tahové napětí nesmí být větší než maximální dovolené napětí. Maximální dovolené napětí je určeno dle konkrétního konstrukčního materiálu.

Výpočet namáhání kolíku ve smyku:

Počet střížných ploch:

$$n_s = n_k \cdot n_v \quad [-]$$

$n_k$  – počet kolíků

$n_v$  – počet rozvidlení

Plocha namáhání ve stříhu:

$$A_{12} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [cm^2]$$

$d$  – je průměr kolíku

Celková odstředivá síla ve smyku:

$$O_c = O_l + O_b + O_{zc} \quad [kN]$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{O_c}{A_{12} \cdot n_s} \quad [MPa]$$

Výpočtové smykové napětí nesmí být větší než maximální dovolené napětí. Maximální dovolené napětí je určeno dle konkrétního konstrukčního materiálu a dle vztahu:

$$\tau_{dov} < (0,6 - 0,7) \cdot \sigma_{dov}$$

Kontrola na otláčení mezi kolíky a závěsem:

Plocha namáhání na otláčení:

$$A_{13} = b_1 \cdot d \cdot n_{v1} + b_2 \cdot d \cdot n_{v2} + b_3 \cdot d \cdot (n_{v1} + n_{v2}) \quad [cm^2]$$

$b_1, b_2, b_3$  – šířky nožek

$n_{v1}$  – počet krajních nožek

$n_{v2}$  – počet vnitřních nožek

Otlačení:

$$p_{13} = \frac{O_c}{A_{13}} \quad [MPa]$$

Hodnota otlačení stanovená výpočtem nesmí být větší než maximální dovolené otlačení. Maximální dovolené otlačení je určeno dle dovoleného smykového napětí a dle vztahu:

$$p_{dov} < 1,5 \cdot \sigma_{dov}$$

Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 8.

VT díl														
Stupeň	RS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
Typ závěsu	V	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T			
$\sigma_t$ [MPa]	46,42	30,36	31,97	33,61	35,77	37,97	45,18	48,92	53,67	59,47	67,74			
$\sigma_t$ dov [MPa]	123	123	137	157	157	172	172	172	172	172	186			
$\tau$ [MPa]	29,26	18,22	19,18	20,17	21,46	22,78	27,11	29,36	32,21	35,68	40,65			
$\tau$ dov [MPa]	79,95	79,95	89,05	102,05	102,05	111,8	111,8	111,8	111,8	111,8	120,9			
$p_{13}$ [MPa]	87,42	60,72	63,94	67,22	71,53	75,94	90,35	97,87	107,34	118,95	135,49			
$p$ dov [MPa]	184,5	184,5	205,5	235,5	235,5	258	258	258	258	258	279			
ST-NT díl														
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Typ závěsu	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	V	V
$\sigma_t$ [MPa]	118,45	117,23	119,45	121,76	130,13	165,92	170,26	179,27	240,07	241,13	256,19	257,12	274,36	298,35
$\sigma_t$ dov [MPa]	157	172	177	186	191	201	201	223	245	245	260	260	295	330
$\tau$ [MPa]	91,13	93,43	95,45	97,56	103,31	106,72	109,51	115,15	121,13	125,47	131,12	138,89	145,25	155,14
$\tau$ dov [MPa]	102,05	111,8	115,05	120,9	124,15	130,65	130,65	144,95	159,25	159,25	169	169	191,75	214,5
$p_{13}$ [MPa]	163,12	175,84	189,52	193,14	195,19	269,55	276,67	290,92	299,56	306,23	325,17	341,1	396,45	415,3
$p$ dov [MPa]	235,5	258	265,5	279	286,5	301,5	301,5	334,5	367,5	367,5	390	390	442,5	495

Tabulka 8: Namáhání a otláčení závěsů lopatek VT a ST-NT dílů

### 7.3 Namáhání a průhyb rozváděcích kol

Rozváděcí kolo je zjednodušeně deska, která je namáhána rozdílem tlaků před a za rozváděcím kolem.

Vnější poloměr kola:

$$R = \frac{D_{1p}}{2}$$

Vnitřní poloměr kola:

$$r = \frac{D_{2p}}{2}$$

Maximální namáhání v rozváděcím kole:

$$\sigma_{max} = \varphi \cdot \Delta_p \cdot \frac{R^2}{h^2} \quad [MPa]$$

Dovolené namáhání je určeno na základě zvoleného materiálu a teploty.

Maximální průhyb:

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta_p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3} \quad [mm]$$

Maximální velikost průhybu je doporučována jako informativní hodnota:

$$Y_{max} = 0,002 R$$

Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 9.



VT díl														
Stupeň	RS	1	2	3	4	5	6	7	8	10				
$\sigma_{max}$ [MPa]	147,62	82,86	80,78	79,85	74,64	73,83	72,45	70,64	68,33	63,98				
$\sigma_{max\ dov}$ [MPa]	172	172	172	172	196	196	207	207	207	207				
$y_{max}$ [mm]	1,07	1,03	1,04	1,08	1,05	1,11	1,11	1,15	1,19	1,21				
$y_{max\ dov}$ [mm]	1,12	1,07	1,08	1,09	1,1	1,12	1,14	1,17	1,21	1,24				
<b>Material</b>	X10CrMoVNb9-1													
ST-NT díl														
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\sigma_{max}$ [MPa]	60,12	59,04	57,42	56,98	55,23	54,59	49,41	52,55	43,03	42,99	42,73	42,11	41,45	40,12
$\sigma_{max\ dov}$ [MPa]	116	121	128	130	130	132	134	147	147	147	159	159	165	165
$y_{max}$ [mm]	0,65	0,69	0,77	0,78	0,79	0,74	0,72	0,92	0,84	0,86	1,00	1,05	1,09	1,11
$y_{max\ dov}$ [mm]	0,86	0,88	0,91	0,92	0,93	0,94	0,99	1,04	1,09	1,13	1,19	1,21	1,25	1,29
<b>Material</b>	X10CrMoVNb9-1													

Tabulka 9: Namáhání a průhyb rozváděcích kol VT a ST-NT dílů

## 7.4 Kritické otáčky rotoru

Při návrhu rotoru parní turbíny je nutné kontrolovat kritické otáčky rotoru. Kritické otáčky rotoru turbíny musí být dostatečně vzdáleny od jmenovitých otáček. Pro elastické rotory to vyjadřuje podmínka:  $n_k^* = 0,7 \cdot n_j$ .

Kritické otáčky lze spočítat podle rovnice:

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_o}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{M_c}{L}}} \quad [1/min]$$

Ložisková vzdálenost  $L$  je určena pomocí výkresu turbíny. Maximální průměr hřídele  $d_o$  je průměr vnitřních labyrintových ucpávek, také je určen pomocí výkresu. Celková hmotnost rotoru turbíny je dána součtem hmotnosti samotného rotoru, hmotnosti závěsů a lopatek, je zjištěno z výkresu v programu AutoCad.

$$n_k^* = 3850 [1/min]$$

$$n_k = 3578,31 [1/min]$$

## 8. Výkres parní turbíny

Jedním z úkolů této práce je výkresový návrh podélného řezu parní turbíny. Výkres turbíny je vypracován na základě poskytnutých materiálů a konzultací s konzultantem diplomové práce a odborníky ze společnosti Doosan Škoda Power. Koncepce tvorby výkresu vychází z dlouholetých zkušeností a ověřených metod firmy Doosan Škoda Power. Hlavním účelem výkresu je získání představy o celkové dispozici jednotělesové turbíny. Výkres byl vytvořen při použití programu AutoCad, to je komerční software pro 2D projektování a konstruování. Podélný řez parní turbíny je v příloze 7.

## 9. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navržení kondenzační parní turbíny s přehříváním, regenerací a axiálním výstupem do kondenzátoru pro zadaný elektrický výkon 47 MW na svorkách generátoru. Dle zadání byla turbína navrhována jako jednotělesová. Turbína má celkem pět odběrů. První dva odběry jsou zavedeny do nízkotlaké regenerace. Další odběr je zaveden do odplyňovaku. Další dva odběry jsou zavedeny do vysokotlaké regenerace, kde jeden z nich je společný pro přehřátí páry.

Výpočet byl rozdělen do tří hlavních částí. Na začátku bylo nutné sestavit tepelné schéma dle zadaných parametrů, provést tepelný výpočet a na jeho základě stanovit množství admisní páry pro dosažení elektrického výkonu. Množství admisní páry pro požadovaný výkon 47 MW na svorkách generátoru bylo stanoveno na 41,31 kg/s. V druhé části diplomové práce, která tvoří nejdůležitější část práce, jsou shrnuty všechny potřebné parametry turbíny. Na lopatkovém plánu je schematicky zobrazen průtočný kanál VT a ST-NT dílů. VT díl má regulační stupeň a 10 stupňů. Celkový počet stupňů ST-NT dílu je 14. Po určení základních rozměrů turbíny a volbě lopatkových profilů byl proveden pevnostní výpočet. Byly kontrolovány oběžné lopatky a jejich závěsy, rozváděcí kola a rozváděcí lopatky. Nakonec byly orientačně určeny kritické otáčky rotoru.

Celková termodynamická účinnost turbíny byla stanovena na 87,14 %. Jednotlivé účinnosti VT a ST-NT dílů turbíny byly stanoveny na 83,88 % a 88,19 %. Nižší účinnost VT dílu je z důvodu nižší účinnosti regulačního stupně umístěného na vstupu. Regulační stupeň je nutným konstrukčním prvkem při skupinové regulaci.

Výkres turbíny v podélném řezu je vypracován na základě konzultací s konzultantem diplomové práce a odborníky ze společnosti Doosan Škoda Power. Hlavní účel výkresu je získání představy o celkové dispozici jednotělesové turbíny.

Výpočet a návrh parní turbíny je dlouhodobý a komplexní úkol, který požaduje použití specializovaných programů. Výpočet a návrh v této diplomové práci představuje ucelený pohled na celkovou konstrukci turbíny, na její tepelný výpočet, na návrh jednotlivých stupňů a průtočného kanálu a na celkové schéma zapojení turbíny. Tato práce může sloužit jako základ pro detailnější rozpracování jednotlivých kroků výpočtu a tvorbu výkresové dokumentace.

## 10. Použité zdroje

- [1] Ščeglajev, A. V. *Parní turbíny*. Praha: SNTL, 1983.
- [2] Krajíc, L. *Parní turbíny a příslušenství*. 2011.
- [3] Ambrož, J. *Parní turbíny a kondenzace*. Praha: ČVUT, 1980.
- [4] Škopek, J. *Parní turbína. Tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: ZČU, 2003.  
ISBN 80-7043-256-X.
- [5] Fiedler, J. *Parní turbíny. Návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství  
CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [6] Waldmann, V. *Kondenzační parní turbína s jaderným reaktorem IV. Generace.  
Diplomová práce*. Plzeň: ZČU, 2003.

## 11. Seznam obrázků:

Obrázek 1: Oběžné kolo s přívodem páry u jednostupňové Lavalovy turbíny rovnotlakového typu [1] .....	11
Obrázek 2: Tepelný oběh klasické elektrárny s kondenzačním oběhem a s přehříváním páry kotli [2] .....	12
Obrázek 3: Teplárna s protitlakou turbínou [2] .....	13
Obrázek 4: Tepelný oběh klasické (uhelné) elektrárny s kondenzačním oběhem, přehříváním páry v kotli a s regulovaným teplofikačním odběrem [2] .....	13
Obrázek 5: Tepelný oběh elektrárny s přehříváním páry v kotli a s izentropickou expanzí v turbíně v T – s diagramu [2] .....	14
Obrázek 6: Schéma regulace [3] .....	16
Obrázek 7: Základní schéma projektu .....	17
Obrázek 8: Průběh teplot v kondenzátoru .....	20
Obrázek 9: Průběh teplot ve VTO .....	21
Obrázek 10: Průběh teplot v odplyňováku .....	24
Obrázek 11: Průběh teplot v NTO .....	25
Obrázek 12: Lopatkový plan VT dílu .....	38
Obrázek 13: Lopatkový plan ST-NT dílu .....	39
Obrázek 14: Rychlostní trojúhelníky (označení úhlů a rychlosti) [4] .....	39
Obrázek 15: “T” závěs [4] .....	50
Obrázek 16: Vidličkový závěs [6] .....	52

## **Seznam příloh:**

Příloha č. 1: Rankin-Clausiusův diagram pro počítaný cyklus

Příloha č. 2: Tepelné schéma parní turbíny

Příloha č. 3: Bilanční schéma pro 75 % výkonu

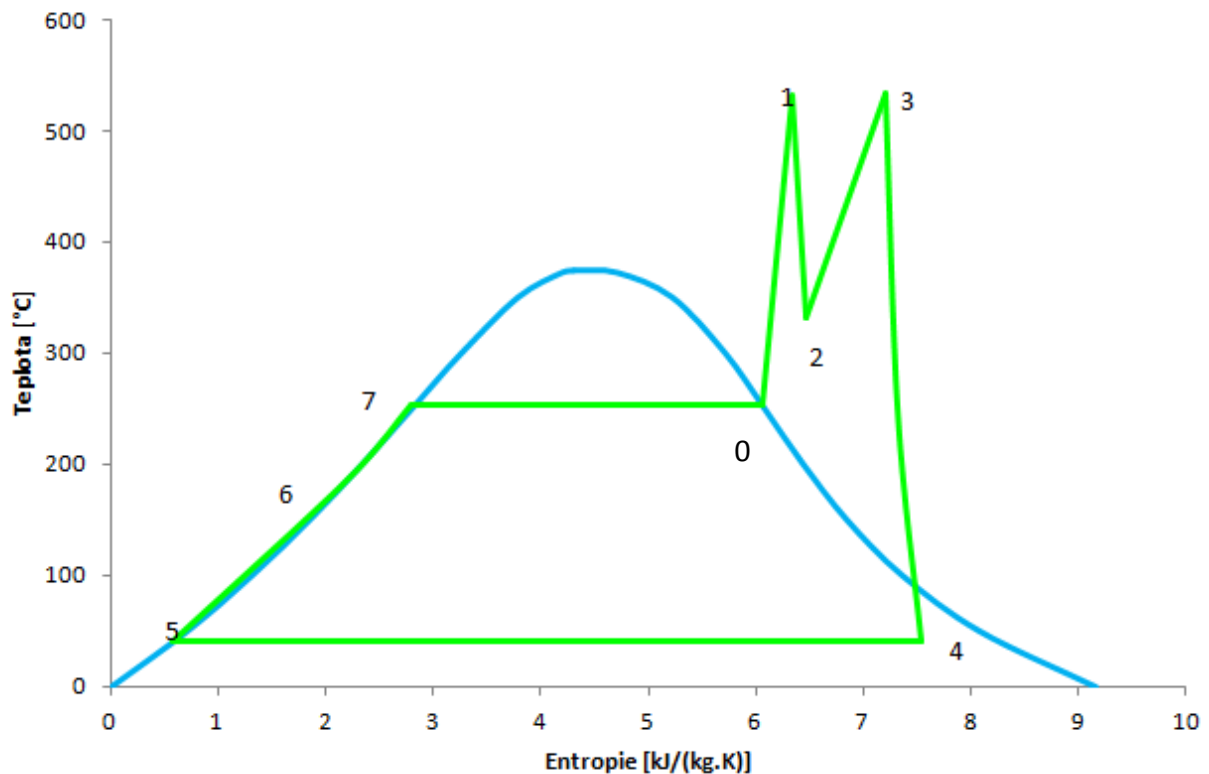
Příloha č. 4: Expanzní čára turbíny

Příloha č. 5: Rychlostní trojúhelníky stupně VT dílu

Příloha č. 6: Rychlostní trojúhelníky stupně ST-NT dílu

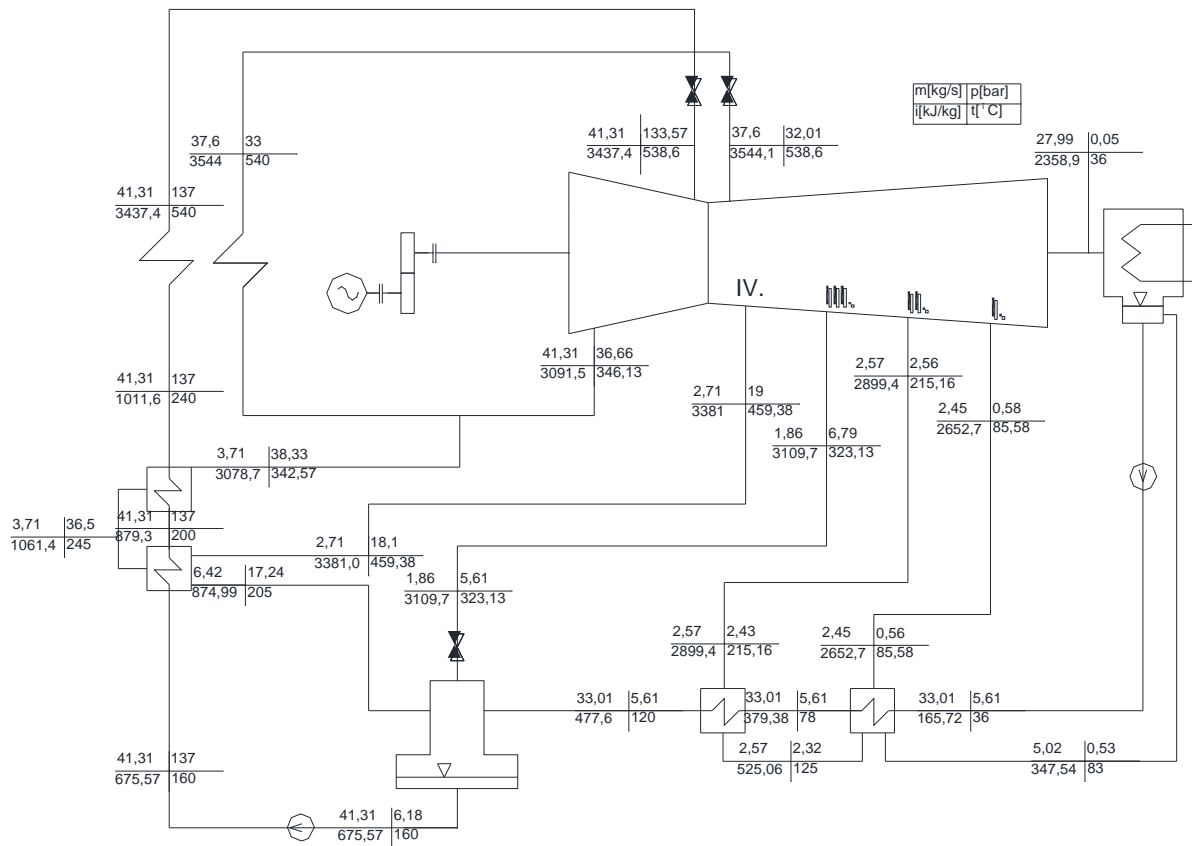
Příloha č. 7: Výkres – podélný řez turbínou

### Příloha č. 1: Rankin-Clausiusův diagram pro počítaný cyklus



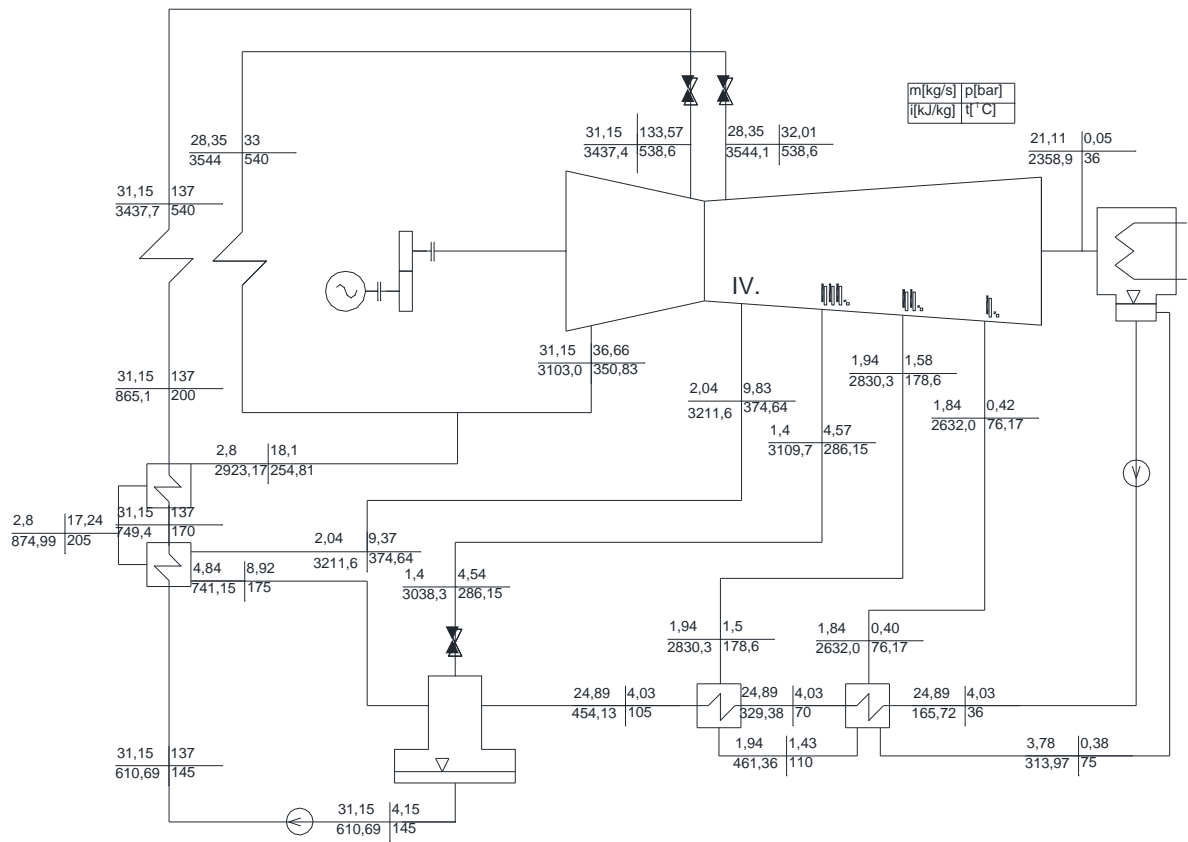
- 1-2 – expanze páry ve VT dílu turbíny
- 2-3 – přehřátí páry v přehříváku
- 3-4 – expanze páry v ST-NT dílu turbíny
- 4-5 – kondenzace páry v kondenzátoru
- 5-6 – ohřev kondenzátu v NT regeneraci
- 6-7 – ohřev NV ve VT regeneraci
- 7-0 – odpar vody ve výparníku
- 0-1 – přehřívání páry v přehříváku kotle

## Příloha č. 2: Tepelné schéma parní turbíny

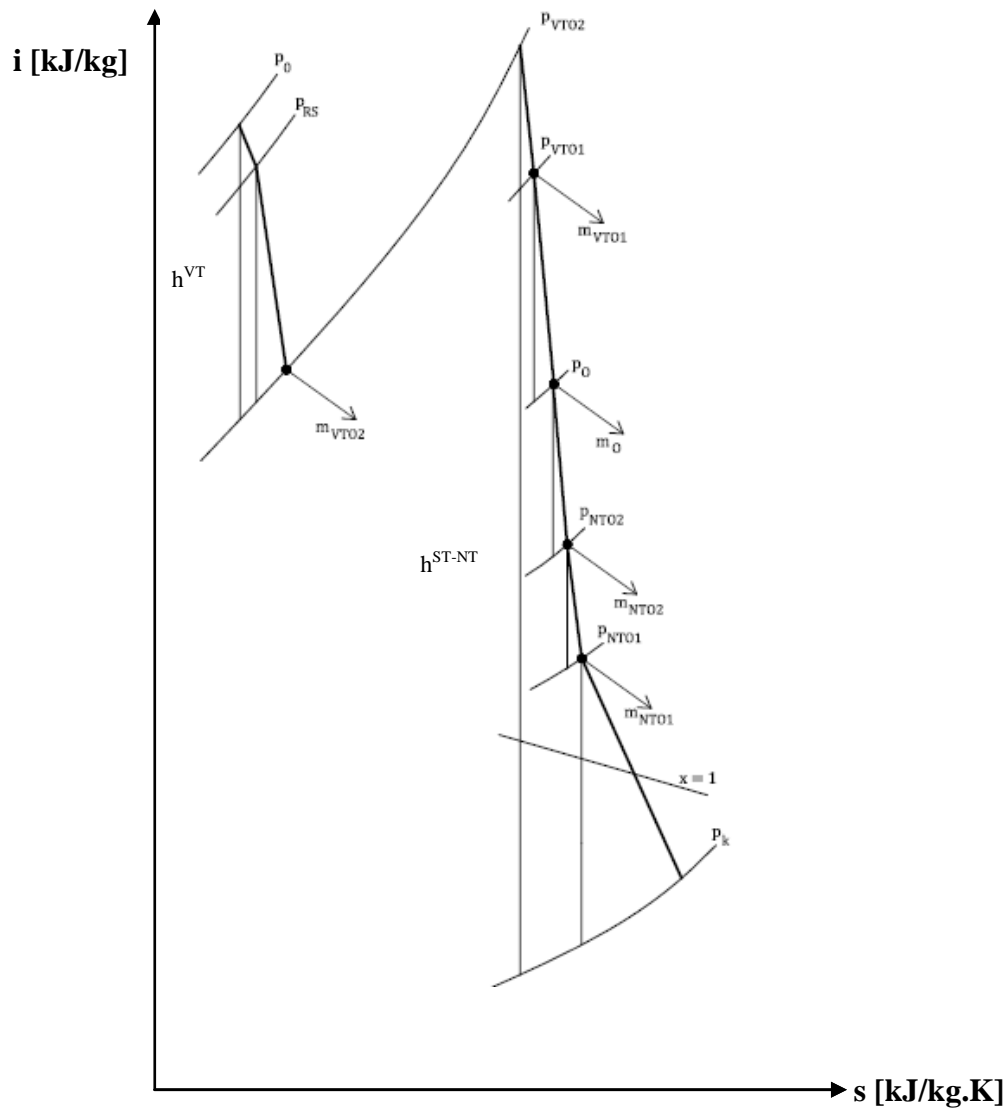




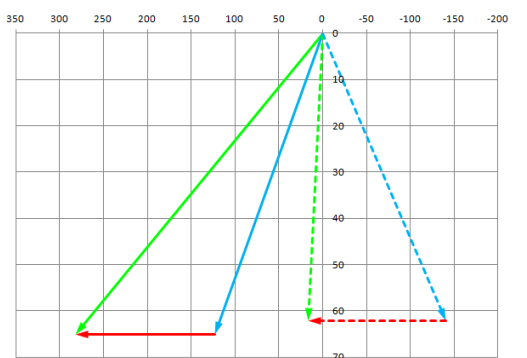
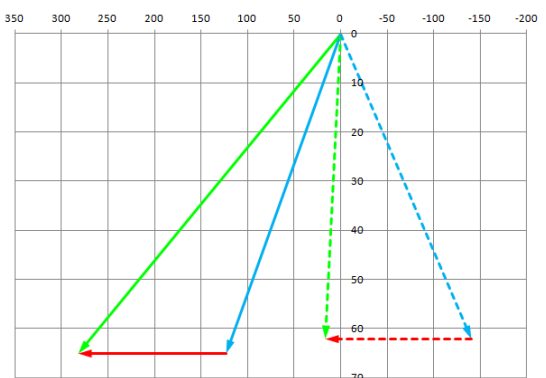
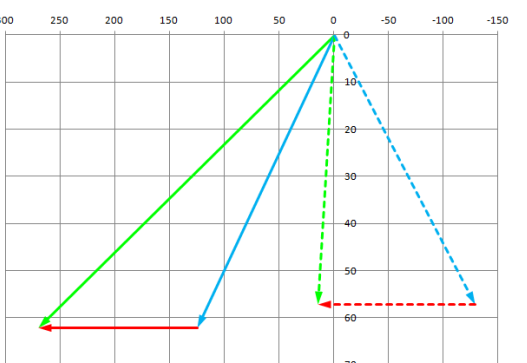
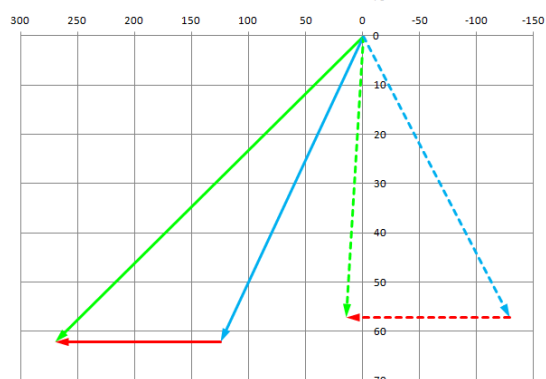
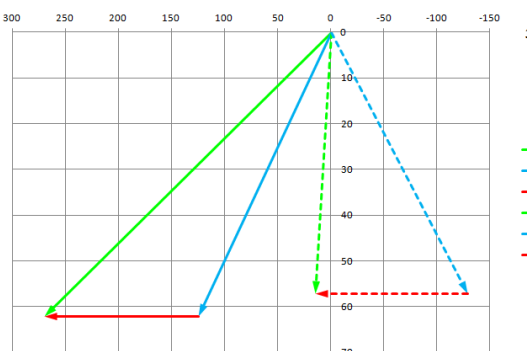
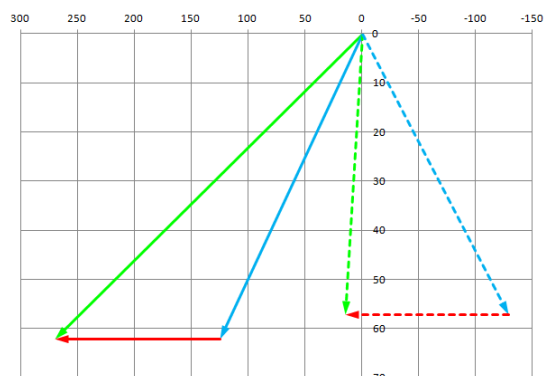
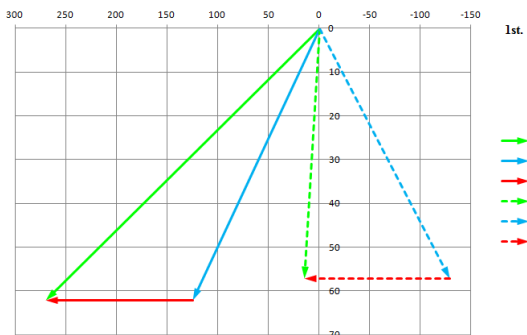
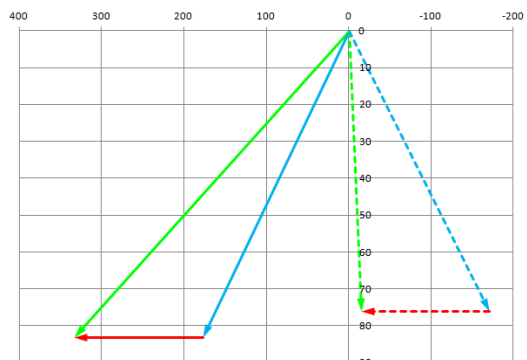
### Příloha č. 3: Bilanční schéma pro 75 % výkonu

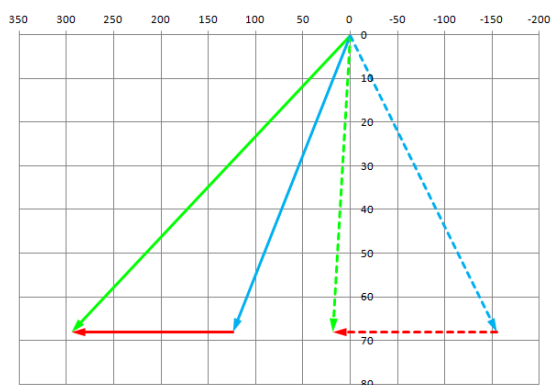
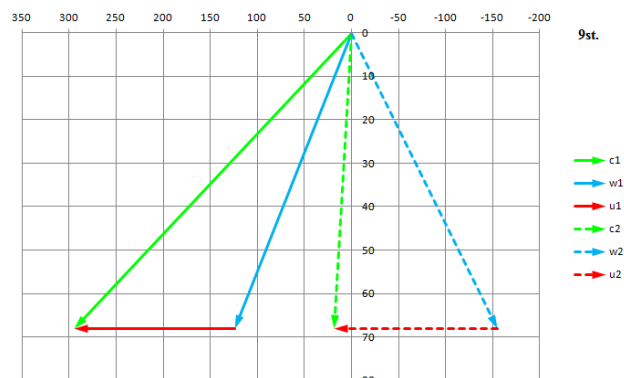
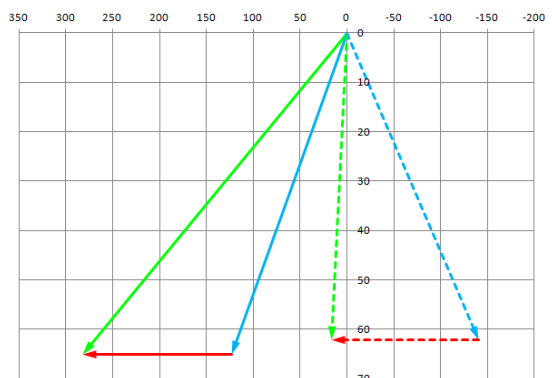


### Příloha č. 4: Expanzní čára turbíny



### Příloha č. 5: Rychlostní trojúhelníky stupně VT dílu





### Příloha č. 6: Rychlostní trojúhelníky stupně ST-NT dílu

