

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vliv přehřívání na účinnost tepelného cyklu parní turbíny

Autor: **Vladimír ŘÍHA**
Vedoucí práce: **Ing. Pavel ŽITEK**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Vladimír ŘÍHA**
Osobní číslo: **S13B0074P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Název tématu: **Vliv přehřívání na účinnost tepelného cyklu parní turbíny**
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 za úkol:

Porovnat účinnost tepelného cyklu s přehříváním a bez přehřívání páry pro parní turbínu o výkonu 120 MW. Tlak admisní páry 13 MPa, teplota admisní páry 545 °C, teplota chladicí vody 32 °C.

Výpočty pro porovnání provést ve třech variantách:

- Zjednodušený (ideální) cyklus bez regenerace.
- Skutečný cyklus včetně regenerace.
- Skutečný cyklus včetně regenerace vypočítaný pomocí komerčního SW ThermoFlow/SteamPro.

U varianty první a třetí sledovat vliv následujících parametrů na účinnost: teplota admisní páry (± 20 °C), teplota přehřáté páry (± 20 °C), tlak vstupní páry (10 %), teplota chladicí vody (± 5 °C).

1. Porovnat mezi sebou hodnoty tepelných účinností cyklu ve všech třech variantách.
2. Porovnat dopady změn parametrů na tepelnou účinnost získaných při řešení první a třetí varianty.

Rozsah grafických prací: **tepelné schéma**
Rozsah pracovní zprávy: **30 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

- Ščeglajev A. V., Bělík L., Vileta J.: Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín
- Bečvář J.: Tepelné turbíny
- STEAM PRO, Volume 3, User's manual, Thermoflow Inc. 1987 - 2005
- Škopek J.: Parní turbína, tepelný a pevnostní výpočet, 2003
- Škopek J.: Soubor konstrukčních tabulek

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Pavel Žitek**
Katedra energetických strojů a zařízení
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jiří Kučera, Ph.D.**
Doosan Škoda Power
Datum zadání bakalářské práce: **3. listopadu 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

L.S.

Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., MBA
vedoucí katedry


V Plzni dne 30. října 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne: *22.6.2015*.....


.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Říha	Jméno Vladimír	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Vliv přihřívání na účinnost tepelného cyklu parní turbíny		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	48	TEXTOVÁ ČÁST	GRAFICKÁ ČÁST
---------------	----	---------------------	----------------------

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje výpočet a porovnání účinnosti cyklu s přihříváním a bez přihřívání s parní turbínou o výkonu 120MW. Výpočet je proveden třemi způsoby, které jsou následně porovnány.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Účinnost, tepelné schéma, přihřívání, regenerace, energetika</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Řiha	Name Vladimír		
FIELD OF STUDY	2301R016 “Design of Power Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Žitek	Name Pavel		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Effect of steam reheating on thermodynamical cycle with steam turbine			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	48	TEXT PART		GRAPHICAL PART	
----------------	----	------------------	--	-----------------------	--

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis contains a calculation and comparison of thermodynamical cycles efficiency, which is calculated for cycle with and without reheating. The calculation is done by three different ways and then, the comparisons are made.
KEY WORDS	Efficiency, heat balance diagram, reheating, regeneration, energetics

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval konzultantovi bakalářské práce Ing. Jiřímu Kučerovi, Ph.D., za jeho poskytnutou pomoc a rady při vypracování. Také bych rád věnoval poděkování vedoucímu práce Ing. Pavlu Žitkovi.

Obsah

Obsah.....	1
Úvod.....	3
1. Výpočet ideálního Rankin-Clausiova cyklu bez přehřívání.....	4
1.1 Porovnání účinností R-C cyklu bez přehřívání pro různé parametry páry a chladící vody.....	5
1.2 Výpočet ideálního Rankin-Clausiova cyklu s přehříváním.....	6
1.3 Porovnání účinností R-C cyklu s přehříváním pro různé parametry páry a teploty chladící vody.....	8
2. Výpočet skutečného Rankinova cyklu s přehříváním páry včetně regeneračního ohřevu.....	9
2.1 Vstupní parametry pro výpočet	11
2.1.1 Zadané parametry.....	11
2.1.2 Zvolené parametry.....	11
2.2 Určení hodnot páry na vstupu a výstupu z VT dílu	13
2.2.1 Parametry páry na vstupu do VT dílu.....	13
2.2.2 Parametry páry na výstupu z VT dílu.....	14
2.3.2 Parametry páry na výstupu z ST-NT dílu.....	15
2.4 Určení parametrů kondenzátoru	16
2.5 Určení parametrů odplynováku.....	17
2.6 Určení parametrů čerpadel.....	17
2.6.1 Určení parametrů kondenzátčního čerpadla.....	17
2.6.2 Určení parametrů napájecího čerpadla.....	18
2.7 Návrh a výpočet regenerace.....	19
2.7.1 Výpočet vysokotlaké regenerace.....	19
2.7.2 Výpočet nízkotlaké regenerace.....	22
2.8 Určení průtokového množství páry.....	26
2.8.1 Bilanční rovnice.....	26
2.8.2 Množství páry proudící oběhem.....	30
2.9 Výkon turbíny.....	32
3. Výpočet tepelné účinnosti a spotřeby tepla.....	32
3.1 Tepelné schéma.....	32
4. Výpočet skutečného cyklu bez přehřívání páry s regenerací.....	34
4.1 Výsledné hodnoty výpočtu.....	35
4.2 Porovnání účinností.....	37
5. Použití komerčního softwaru Thermoflow/SteamPro.....	37
5.1 Cyklus s přehříváním a regenerací v softwaru SteamPro a porovnání účinností pro různé parametry páry a chladící vody.....	38
5.2 Cyklus bez přehřívání a s regenerací v softwaru SteamPro a porovnání účinností pro různé parametry páry a chladící vody.....	40
5.3 Srovnání účinností cyklů s přehříváním a bez přehřívání získaných pomocí softwaru SteamPro.....	42
5.4 Srovnání účinností cyklů získaných předešlými použitými metodami.....	42
Závěr.....	43
Seznam použitých zdrojů a literatury.....	44

Přehled použitých zkratk a symbolů

i	kJ.kg^{-1}	měrná entalpie
s	$\text{kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	měrná entropie
a	kJ.kg^{-1}	měrná práce
p	bar	tlak
t	$^{\circ}\text{C}$	teplota
P	MW	výkon
HR	$\text{kJkW}^{-1}\text{h}^{-1}$	měrná spotřeba tepla
c	m.s^{-1}	rychlost
m_p	kg.s^{-1}	průtokové množství
v	m^3	měrný objem
q	kJ.kg^{-1}	měrné teplo
η	%	účinnost
y	-	poměrné množství
ζ	-	ztrátový součinitel

Zkratky:

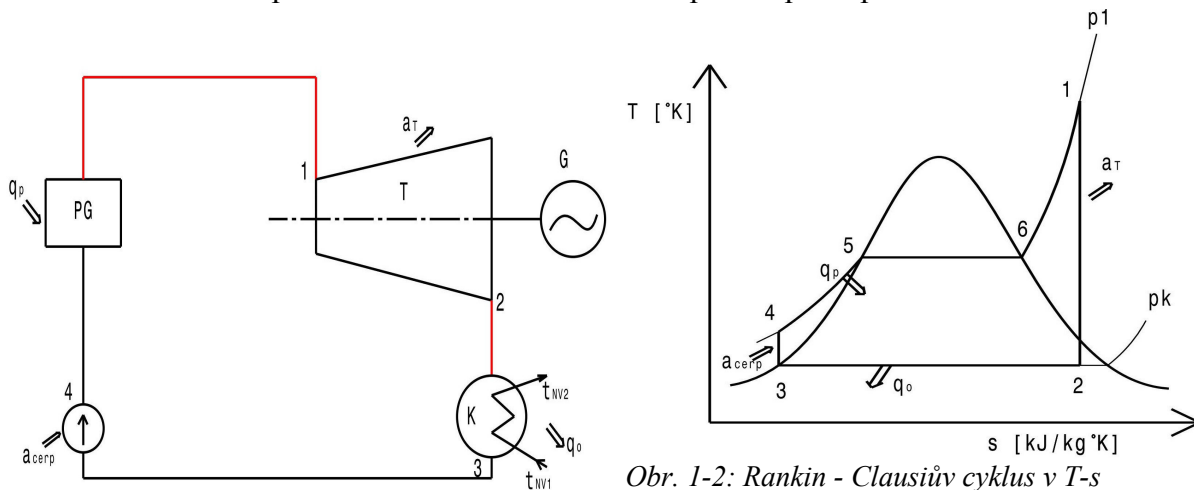
VTO	vysokotlaký ohřívák
NTO	nízkotlaký ohřívák
NČ	napájecí čerpadlo
KČ	kondenzátní čerpadlo
KKP	kondenzátor komínkových par
O	odplyňovák
K	kondenzátor
PG	parogenerátor
TTD	koncový teplotní rozdíl v ohříváku
DCA	koncový teplotní rozdíl v podchlazovači

Úvod

Cílem této práce je provedení výpočtů a následné porovnání účinností tepelného cyklu s přehříváním a bez přehřívání páry s turbínou o výkonu 120 MW a se vstupními parametry podle zadání. Obě dvě varianty budou spočteny třemi různými způsoby. Jako první bude zjednodušený výpočet ideálního Rankin - Clausiova cyklu, u kterého také budou vyjádřeny změny účinnosti při změnách teploty admisní páry, přehřáté páry, vstupního tlaku a teploty chladicí vody. Za druhé bude proveden podrobný výpočet skutečného cyklu pro obě dvě varianty s přehříváním a bez přehřívání páry. U obou těchto variant bude uvažován regenerační ohřev napájecí vody. Jako poslední bude pomocí softwaru SteamPro proveden výpočet stejných cyklů jako u druhého způsobu. Navíc zde budou opět vyjádřeny změny účinnosti v závislosti na teplotě napájecí vody, přehřáté páry, vstupního tlaku a teploty chladicí vody jako v bodě 1. Na závěr budou srovnány účinnosti získané vlastnoručním výpočtem, s účinnostmi získanými praxí ověřeným programem SteamPro. Cílem ani zadáním této práce není zhotovení rešerše týkající se způsobů zvyšování tepelné účinnosti oběhů, ale spíše provedení výpočtů a následné porovnání jejich výstupů.

1. Výpočet ideálního Rankin-Clausiova cyklu bez přehřívání

Základní tepelné schéma oběhu s parní kondenzační turbínou je znázorněno na obrázku č. 1-1 a změna stavu páry při průtoku jednotlivými částmi, znázorněna Rankin – Clausiovým cyklem, je na obrázku č. 1-2. Přehřátá pára izotropicky expanduje v parní turbíně ze stavu daným bodem 1. V parní turbíně odevzdává práci a_T a expanze páry končí za stavu daném bodem 2. Pára dále pokračuje do kondenzátoru, kde je za stálého tlaku a stálé teploty odváděno teplo do chladicí vody. Kondenzát je pomocí napájecího čerpadla veden do parogenerátoru, kde se za stálého tlaku přemění na přehřátou páru, která vstupuje do parní turbíny. Tímto je cyklus uzavřen. Teplo přivedené v parogenerátoru odpovídá ploše pod křivkou 4-5-6-1 a teplo odvedené v kondenzátoru odpovídá ploše pod křivkou 2-3.



Obr. 1-1: Základní tepelné schéma oběhu s kondenzační parní turbínou

Obr. 1-2: Rankin - Clausiův cyklus v T-s diagramu

Zadané parametry potřebné pro výpočet:

$$p_1 = 130 \text{ bar}$$

$$t_1 = 545 \text{ °C}$$

$$t_{\text{chlv}} = 32 \text{ °C}$$

$$\Delta t_k = 10 \text{ °C}$$

$$\delta t_k = 3 \text{ °C}$$

...tlak admisní páry

...teplota admisní páry

...teplota chladicí vody

...ohřátí chladicí vody v kondenzátoru

...koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru

Určení potřebných hodnot v jednotlivých bodech oběhu:

$$h_1(p_1, t_1) = 3458,25 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1(p_1, t_1) = 6,5927 \text{ kJ/kgK}$$

$$t_k = t_{\text{chlv}} + 10 + 3 = 45 \text{ °C}$$

$$p_k(t_k) = 0,096 \text{ bar}$$

...entalpie admisní páry

...entropie admisní páry

...teplota kondenzace

...tlak kondenzace

$h_2(s_1, p_k) = 2082,73 \text{ kJ/kg}$...entalpie páry po expanzi v turbíně
$h_3(p_k, x=0) = 188,44 \text{ kJ/kg}$...entalpie zkondenzované páry
$v_3(p_k, x=0) = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$...měrný objem kondenzátu
$h_4 = h_3 + v_3 \cdot (p_4 - p_3) = 201,56 \text{ kJ/kg}$...entalpie napájecí vody po kompresi

Určení tepelné účinnosti:

$q_{od} = h_3 - h_2 = -1894,29 \text{ kJ/kg}$...odvedené teplo v kondenzátoru
$q_{pr} = h_1 - h_4 = 3256,69 \text{ kJ/kg}$...přivedené teplo v parogenerátoru
$\eta_t = 1 - \frac{ q_{od} }{q_{pr}} = 41,83 \%$...výsledná tepelná účinnost
$HR = \frac{3600}{\eta_t} = 8606 \text{ kJ/kWh}$...měrná spotřeba tepla

1.1 Porovnání účinností R-C cyklu bez přehřívání pro různé parametry páry a chladicí vody

Výpočet účinností pro různé stavy páry a chladicí vody byl proveden pomocí programu MS EXCEL a elektronických tabulek vody a vodní páry, doplňku IF – 97. Hodnota účinnosti vypočítaná v předešlé kapitole je brána jako referenční a všechny změny jsou vztahovány právě k této hodnotě. Výsledné změny jsou znázorněny v tab. 1 – 1.

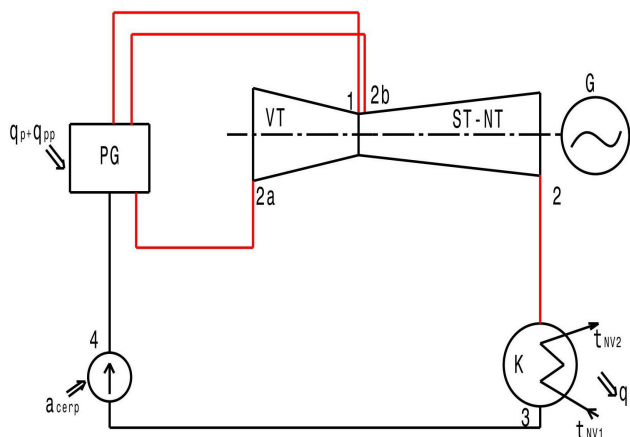
verze		HR[kJ/kWh]	η_t [%]	$\Delta\eta_t$ [%]	ΔHR [kJ/kWh]
	REFERENČNÍ	8606	41,83		
2	+20°C na Ta (565°C)	8541	42,15	0,32	-65
3	-20°C na Ta (525°C)	8671	41,52	-0,31	65
4	+10% na pa (143 bar)	8547	42,12	0,29	-59
5	-10% na pa (117 bar)	8675	41,5	-0,33	69
6	+5°C na Tchl.v.(37°C)	8740	41,19	-0,64	134
7	-5°C na Tchl.v.(27°C)	8475	42,48	0,65	-131

Tab. 1-1: Srovnání tepelných účinností cyklu bez přehřívání pro různé parametry páry a různé teploty chladicí vody

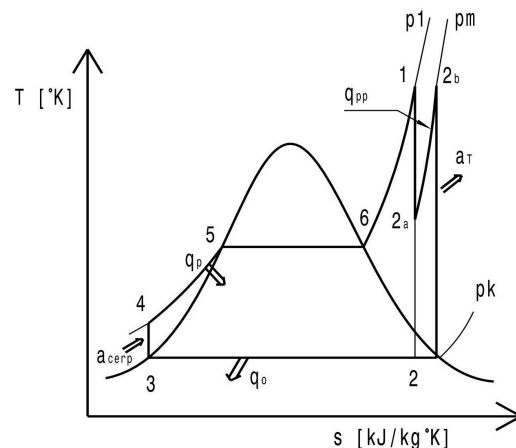
Verze 2 a 3...	Změna teploty admisní páry o $\pm 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Verze 4 a 5 ...	Změna tlaku admisní páry o $\pm 10 \%$
Verze 6 a 7 ...	Změna teploty chladicí vody o $\pm 5^\circ\text{C}$

1.2 Výpočet ideálního Rankin-Clausiova cyklu s přehříváním

Na obrázku č. 1-3 je znázorněno zjednodušené tepelné schéma s kondenzační parní turbínou s přehříváním a na obrázku č. 1-4 je v T-S diagramu znázorněna změna stavu páry při průchodu jednotlivými částmi oběhu. Princip oběhu je zde podobný jako u oběhu bez přehřívání (viz kap. 1). Rozdíl je v tom, že pára je po částečné expanzi ve vysokotlaké části turbíny (VT) přehřívána za konstantního tlaku na teplotu, která je obvykle stejná jako teplota admisní páry. Přehřátá pára poté vstupuje do ST-NT dílu, kde její expanze končí za stavu daném bodem 2. Následuje odvod tepla v kondenzátoru, zvýšení tlaku napájecím čerpadlem a přívod tepla v parogenerátoru. Přivedené teplo se nyní zvětšilo o hodnotu q_{pp} , která odpovídá ploše pod křivkou 2a – 2b (viz. Obr. 1-4).



Obr. 1-3: Tepelné schéma oběhu s přehříváním



Obr. 1-4: Rankin - Clausiův cyklus s přehříváním v T-s diagramu

Zadané parametry potřebné pro výpočet:

$$p_1 = 130 \text{ bar}$$

...tlak admisní páry

$$t_1 = 545^\circ\text{C}$$

...teplota admisní páry

$$t_p = 545^\circ\text{C}$$

...teplota přehřáté páry

$$t_{\text{ch.v.}} = 32^\circ\text{C}$$

...teplota chladicí vody

$$\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$$

...ohřátí chladicí vody v kondenzátoru

$$\delta t_k = 3^\circ\text{C}$$

...koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru

$$p_m = 36,638 \text{ bar}$$

...tlak na výstupu z VT dílu

Určení potřebných hodnot v jednotlivých bodech oběhu:

$$h_1(p_1, t_1) = 3458,25 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie admisní páry

$$s_1(p_1, t_1) = 6,5927 \text{ kJ/kgK}$$

...entropie admisní páry

$h_{2a}(p_m, s_1) = 3075,39 \text{ kJ/kg}$...entalpie páry před přehříváním
$h_{2b}(t_p, p_m) = 3551,99 \text{ kJ/kg}$...entalpie páry po přehřívání
$s_{2b}(t_p, p_m) = 7,26 \text{ kJ/kgK}$...entropie páry po přehřívání
$t_k = t_{chlv} + 10 + 3 = 45^\circ\text{C}$...teplota kondenzace
$p_k(t_k) = 0,096 \text{ bar}$...kondenzační tlak
$h_2(s_{2b}, p_k) = 2296,55 \text{ kJ/kg}$...entalpie páry po expanzi
$h_3(p_k, x=0) = 188,44 \text{ kJ/kg}$...entalpie zkondenzované páry
$v_3(p_k, x=0) = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$...měrný objem zkondenzované páry
$h_4 = h_3 + v_3 * (p_4 - p_3) = 201,56 \text{ kJ/kg}$...entalpie napájecí vody po kompresi

Určení tepelné účinnosti:

$q_{od} = h_3 - h_2 = -2108,11 \text{ kJ/kg}$...odvedené teplo v kondenzátoru
$q_{pr} = h_1 - h_4 + h_{2b} - h_{2a} = 3733,29 \text{ kJ/kg}$...přivedené teplo v kotli a přehříváku
$\eta_t = 1 - \frac{ q_{od} }{q_{pr}} = 43,53 \%$	

Jak je možné vidět, zisk na tepelné účinnosti v důsledku přehřátí páry po částečné expanzi byl 1,7 % oproti účinnosti cyklu bez přehřívání páry. Ke zvýšení účinnosti došlo v důsledku navýšení přivedeného tepla. Ve skutečnosti také dojde ke zvýšení vnitřní termodynamické účinnosti parní turbíny. K tomu dochází z důvodu snížení vlhkosti páry v posledních stupních turbíny. Nevýhodou mokré páry totiž je, že se vodní kapičky při expanzi nezrychlí tak jako pára samotná a mají tedy mnohem menší výstupní rychlost z rozváděcích lopatek než pára. Kapičky poté směřují téměř proti pohybu lopatek a vzniká tak brzdicí účinek. Dále vzniká brzdicí účinek proudu rozptýlenými kapičkami. Nárazy vodních kapek také způsobují erozi vstupních hran oběžných lopatek.[1]

1.3 Porovnání účinností R-C cyklu s přehříváním pro různé parametry páry a teploty chladicí vody

Pro výpočet tepelných účinností byl opět použit program MS EXCEL a doplněk IF – 97. Účinnost vypočtená v předešlé kapitole je brána jako referenční a všechny změny jsou vztaženy právě k této hodnotě. Porovnání je znázorněno v tab. 1-2.

verze		HR[kJ/kWh]	η_t [%]	$\Delta\eta_t$ [%]	Δ HR [kJ/kWh]
	REFERENČNÍ	8270	43,53		
2	+20°C na Ta (565°C)	8232	43,73	0,2	-38
3	-20°C na Ta (525°C)	8308	43,33	-0,2	38
4	+20°C na Tp (565°C)	8229	43,75	0,22	-41
5	-20°C na Tp (525°C)	8310	43,32	-0,21	40
6	+10% na pa (143 bar)	8215	43,82	0,29	-55
7	-10% na pa (117 bar)	8337	43,18	-0,35	67
8	+5°C na Tchl.v.(37°C)	8394	42,89	-0,64	124
9	-5°C na Tchl.v.(27°C)	8160	44,12	0,59	-110

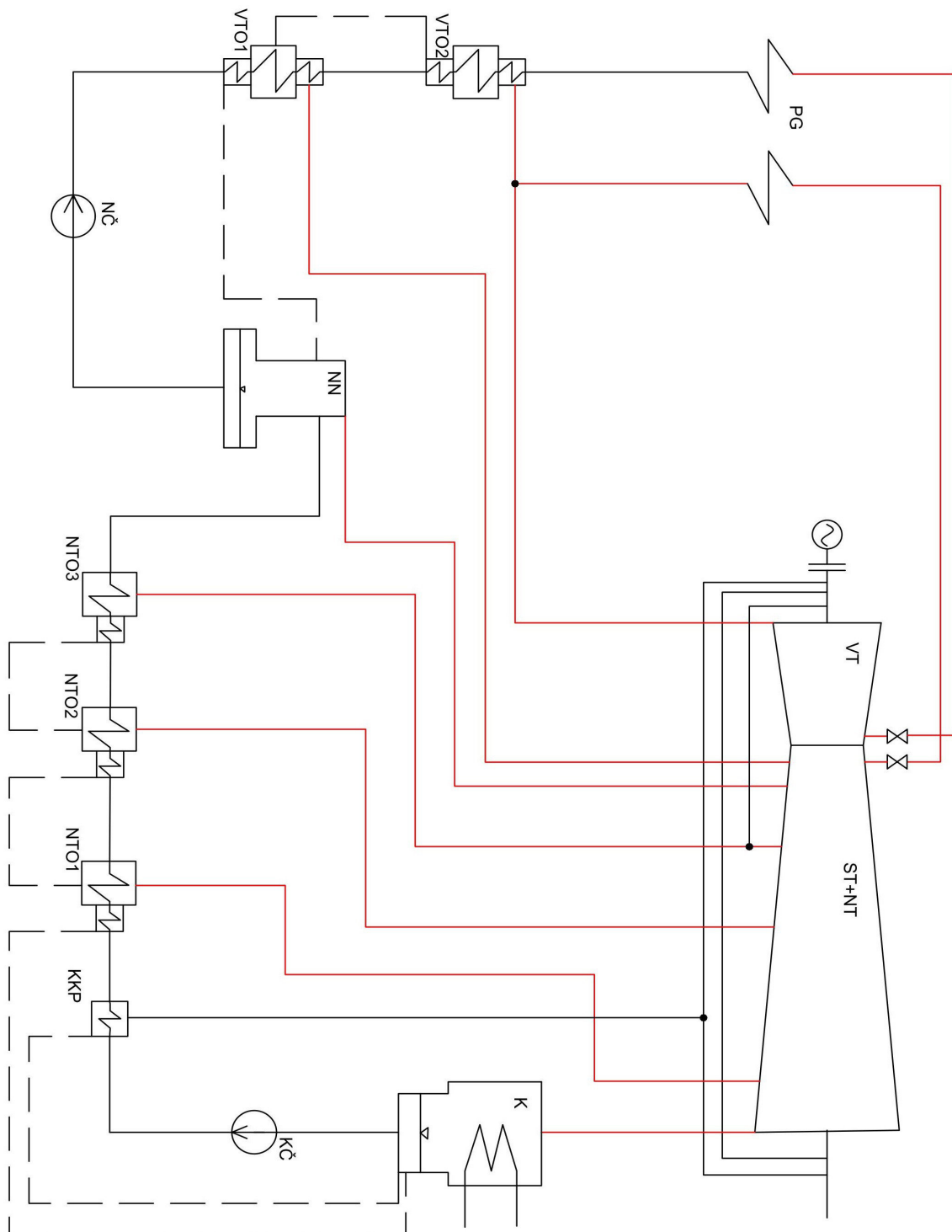
Tab. 1-2: Srovnání tepelných účinností cyklu s přehříváním pro různé parametry páry a různé teploty chladicí vody

Verze 2 a 3... Změna teploty admisní páry o ± 20 °C
 Verze 4 a 5 ... Změna teploty přehřáté páry o ± 20 °C
 Verze 6 a 7 ... Změna tlaku admisní páry o ± 10 %
 Verze 8 a 9... Změna teploty chladicí vody o ± 5 °C

Z uvedených srovnání vyplývá, že největší dopad na tepelnou účinnost cyklu (s přehříváním i bez přehřívání) má teplota chladicí vody. Se snižující se teplotou chladicí vody účinnost poměrně výrazně roste. Teplota chladicí vody je však závislá na oblasti, kde je elektrárna umístěna. Z tohoto důvodu tuto teplotu nelze příliš ovlivnit. Dalším způsobem zvýšení účinnosti je zvýšení vstupního tlaku páry. Se zvýšením vstupního tlaku se ale zvyšuje vlhkost páry na konci expanze v turbíně a to je důvod, proč se obvykle se zvyšováním tlaku zvyšuje také teplota vstupní páry. Při vysokých teplotách však prudce klesá mez kluzu, mez pevnosti a snižuje se mez dlouhodobé pevnosti. Vznikají deformace tečením, což si vynucuje snížení dovoleného namáhání nebo omezení doby provozu všech částí soustrojí, které jsou vystaveny vysoké teplotě páry. Tento jev si vynucuje použití vysoce legovaných žárovepných ocelí. Důsledkem toho je významné zvýšení počátečních investic do elektrárny. Obvyklé teploty vstupní páry leží mezi 540 – 565 °C. [2]

2. Výpočet skutečného Rankinova cyklu s přehříváním páry včetně regeneračního ohřevu

Jako první krok před samotným výpočtem byl proveden návrh tepelného schématu, které je znázorněno na obrázku č. 2-1. Podle zadání byla zvolena jednotělesová kondenzační turbína s přehříváním o výkonu 120 MW. Část páry po expanzi v turbíně je zavedena do vysokotlakého ohříváku (VTO2) a zbytek je přehřát na teplotu 545°C. Tlak za VT dílem je určen z požadavku na teplotu napájecí vody t_{nv} (viz.kap. 2.7.1.1). Přehřátá pára je poté zavedena do kombinovaného ST-NT dílu. Systém regenerace se skládá ze dvou vysokotlakých ohříváků (VTO), odplynováku (O) a tří nízkotlakých ohříváků (NTO). Dále je také uvažováno ohřátí napájecí vody v kondenzátoru ucpávkových par (KKP) o 0,5°C. Kondenzát topné páry je odváděn kaskádováním do ohříváků s nižším tlakem, kde se dále využívá jeho energie k ohřevu napájecí vody. Pro provedení výpočtu bylo nutné zvolit celou řadu parametrů, jako jsou koncové teplotní rozdíly v ohřívácích, termodynamické účinnosti a tlakové ztráty. Při výpočtu bylo využito zákona zachování energie. Pro určení parametrů páry a jejího kondenzátu byl opět využit program MS EXCEL a doplněk IF – 97.



Obr. 2-1: Návrh tepelného schématu pro variantu s regenerací a s přehříváním

2.1 Vstupní parametry pro výpočet

2.1.1 Zadané parametry

Zadané parametry admisní páry, sloužící jako vstupní hodnoty pro výpočet tepelného schématu, jsou brány jako hodnoty dané v místě příruby na vstupu do ventilů turbíny. Pára do VT dílu vtéká skrze rychlozávěrný (RZV) a regulační ventil (RV) a dochází zde ke tlakovým ztrátám.

elektrický výkon	$P=120$ MW
tlak admisní páry	$p_A=130$ bar
teplota admisní páry	$t_A=545$ °C
teplota přehřáté páry	$t_p=545$ °C
teplota chladicí vody	$t_{chv}=32$ °C
teplota napájecí vody	$t_{NV}=238$ °C
teplota odplynění	$t_o=165$ °C
tlaková ztráta mezi VT a ST částí	10% z výstupního VT tlaku
otáčky turbíny	$n = 3000$ 1/min

2.1.2 Zvolené parametry

ohřátí vody v kondenzátoru (K)	$\Delta t_k=10$ °C
koncový teplotní rozdíl v K	$\delta t_k=3$ °C
koncový teplotní rozdíl v NTO (TTD)	$\delta t_{NTO}=5$ °C
koncový teplotní rozdíl ve VTO (TTD)	$\delta t_{VTO}=2$ °C
koncový teplotní rozdíl v podchlazovači kondenzátu (DCA)	$\delta t_p=6$ °C
absolutní rychlost páry v K	$c_{HK}=80$ m/s
ztrátový součinitel v hrdle K	$\zeta=0,05$
měrná tepelná kapacita vody	$c_p=4,187$ kJ/kg.K
ohřátí napájecí vody v KKP	$\Delta t_{KKP}=0,5$ °C

Volené termodynamické účinnosti

účinnost VT dílu	$\eta_{VT} = 85 \%$
účinnost ST-NT dílu	$\eta_{ST-NT} = 93 \%$
účinnost napájecího čerpadla	$\eta_{NČ} = 75 \%$
účinnost kondenzátního čerpadla	$\eta_{KČ} = 75 \%$
účinnost generátoru	$\eta_G = 98,5 \%$
mechanická účinnost	$\eta_{mech} = 99,5 \%$
účinnost VTO	$\eta_{VTO} = 98 \%$
účinnost NTO	$\eta_{NTO} = 99 \%$
účinnost odplyňováku (O)	$\eta_O = 98 \%$

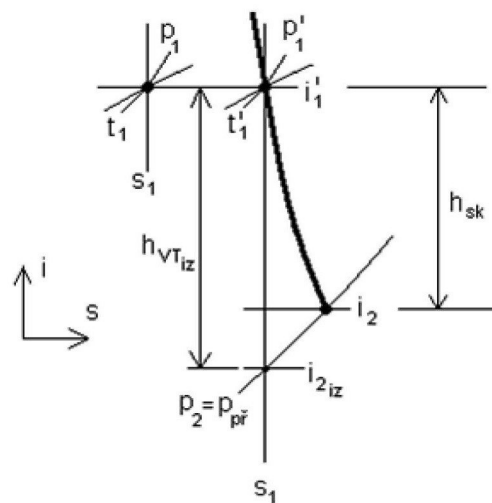
Volené tlakové ztráty

tlaková ztráta RZV a RV	$\zeta_{RV} = 3 \%$
tlaková ztráta ZV	$\zeta_{ZV} = 1,5 \%$
tlaková ztráta v parogenerátoru	$\zeta_P = 22 \%$
tlaková ztráta ohříváků	$\zeta_{oh} = 2 \%$
tlaková ztráta příváděcího potrubí do ohříváků	$\zeta_{pp} = 3,5 \%$
tlaková ztráta příváděcího potrubí do odplyňováku	$\zeta_{ppo} = 8 \%$
tlaková ztráta v hrdle kondenzátoru	$\zeta_{HK} = 0,05 \%$

2.2 Určení hodnot páry na vstupu a výstupu z VT dílu

2.2.1 Parametry páry na vstupu do VT dílu

Jelikož admisní pára vstupuje do turbíny skrze regulační a rychlozávěrný ventil, dochází zde ke tlakové ztrátě $\zeta_{RV} = 3 \%$, přičemž entalpie zůstává konstantní. Tento jev je označován jako škrcení a spolu s expanzí ve VT dílu je znázorněn pomocí i-s diagramu na obrázku č. 2-2.



Obr. 2-2: Průběh expanze ve VT dílu [3]

$p_1 = 130 \text{ bar}$...tlak admisní páry na výstupu z parogenerátoru (PG)
$t_1 = 545^\circ\text{C}$...teplota admisní páry na výstupu z PG
$i_1(p_1, t_1) = 3458,248 \text{ kJ/kg}$...entalpie admisní páry na výstupu z PG
$s_1(p_1, t_1) = 6,593 \text{ kJ/kgK}$...entropie admisní páry na výstupu z PG

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

$p_1' = p_1 \cdot 0,97$	
$p_1' = 130 \cdot 0,97 = 126,1 \text{ bar}$...tlak admisní páry na vstupu do VT dílu
$s_1'(p_1', i_1) = 6,6056 \text{ kJ/kgK}$...entropie admisní páry na vstupu do VT dílu
$t_1'(p_1', i_1) = 543,434^\circ\text{C}$...teplota admisní páry na vstupu do VT dílu

2.2.2 Parametry páry na výstupu z VT dílu

Hodnoty za předpokladu izoentropické expanze:

$p_2 = 34,638 \text{ bar}$...tlak páry na výstupu z VT dílu
$i_{2iz}(p_2, s_1) = 3068,594 \text{ kJ/kg}$...entalpie páry na výstupu z VT dílu
$h_{VTiz} = i_1 - i_{2iz} = 389,654 \text{ kJ/kg}$...entalpický spád ve VT dílu

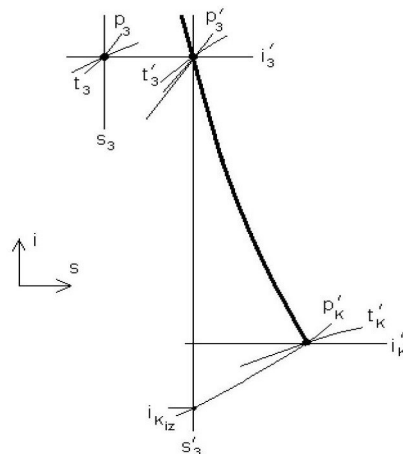
Hodnoty po skutečné expanzi:

$h_{vtsk} = \eta_{VT} \cdot h_{VTiz}$	
$h_{vtsk} = 0,85 \cdot 389,65 = 331,206 \text{ kJ/kg}$...skutečný entalpický spád ve VT dílu
$i_2 = i_1 - h_{vtsk} = 3127,042 \text{ kJ/kg}$...skutečná entalpie páry na výstupu z VT dílu
$s_2(i_2, p_2) = 6,7 \text{ kJ/kgK}$...skutečná entropie páry na výstupu z VT dílu
$t_2(i_2, p_2) = 358,889 \text{ °C}$...teplota páry na výstupu z VT dílu

Pozn.: Tlak p_2 byl určen z požadavku na zadanou teplotu napájecí vody (viz 2.7.1.1).

2.3 Určení parametrů páry na vstupu a výstupu z ST-NT dílu

2.3.1 Parametry páry na vstupu do ST-NT dílu



Obr. 2-2: Expanze páry v ST-NT dílu [3]

Pára je po výstupu z VT dílu přiřhřáta v parogenerátoru na teplotu 545 °C, přičemž je počítáno s tlakovou ztrátou mezi VT a ST dílem 10 %. Následně pára prochází skrze závěrný ventil, kde opět dochází ke tlakové ztrátě $\zeta_{ZV} = 1,5 \%$ za konstantní entalpie.

Parametry přehřáté páry:

$t_3 = 545 \text{ °C}$...teplota přehřáté páry na výstupu z přehříváku
$p_3 = p_2 \cdot 0,9$	
$p_3 = 34,64 \cdot 0,9 = 31,174 \text{ bar}$...tlak přehřáté páry na výstupu z přehříváku
$i_3(t_3, p_3) = 3557,198 \text{ kJ/kg}$...entalpie přehřáté páry na výstupu z přehříváku
$s_3(t_3, p_3) = 7,344 \text{ kJ/kgK}$...entropie přehřáté páry na výstupu z přehříváku

Parametry páry na vstupu do ST-NT dílu po škrcení:

$p_3' = p_3 \cdot 0,985$	
$p_3' = 30,706 \text{ bar}$...tlak páry na vstupu do ST-NT dílu
$t_3'(p_3', i_3) = 544,806 \text{ °C}$...teplota páry na vstupu do ST-NT dílu
$s_3'(t_3', p_3') = 7,344 \text{ kJ/kgK}$...entropie páry na vstupu do ST-NT dílu

2.3.2 Parametry páry na výstupu z ST-NT dílu

Tlak na výstupu z ST-NT dílu bude vyšší než tlak v kondenzátoru o tlakovou ztrátu, kterou je možné určit pomocí vztahu (1).

$$\Delta p = p_k \delta_{HK} \left(\frac{c_{HK}}{100} \right)^2 \quad (1)$$

Kde

$p_k(t_k) = 0,096 \text{ bar}$...tlak v kondenzátoru (K)
$t_k = t_{CHV} + \Delta t_k + \delta t_k = 32 + 10 + 3 = 45 \text{ °C}$...teplota zkondenzované páry
$\zeta = 0,05$...ztrátový součinitel
$c_{HK} = 80 \text{ m/s}$...absolutní rychlost páry v hrdle kondenzátoru
$\Delta p = 0,0030702 \text{ bar}$...tlaková ztráta mezi výstupem z ST-NT dílu a K
$p_k' = p_4 = p_k + \Delta p = 0,099 \text{ bar}$...tlak na výstupu z ST-NT dílu

Hodnoty za předpokladu izentropické expanze:

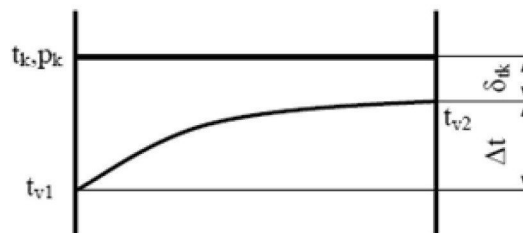
$i_{kiz}(p_4, s_3') = 2325,917 \text{ kJ/kg}$...entalpie na výstupu z ST-NT dílu
$h_{kiz} = i_3 - i_{kiz} = 1231,281 \text{ kJ/kg}$...entalpický spád v ST-NT dílu

Hodnoty po skutečné expanzi:

$h_{ksk} = \eta_{ST-NT} \cdot h_{kiz}$...skutečný entalpický spád v ST-NT dílu
$h_{ksk} = 0,93 \cdot 1229,31 = 1145,092 \text{ kJ/kg}$...entalpie páry na výstupu z ST-NT dílu
$i'_k = i_4 = i_3 - h_{ksk} = 2412,107 \text{ kJ/kg}$...entalpie páry na výstupu z ST-NT dílu
$t'_k = t_4(i_4, p_4) = 45,614^\circ\text{C}$...teplota páry na výstupu z ST-NT dílu
$s_4(i_4, p_4) = 7,615 \text{ kJ/kgK}$...entropie páry na výstupu z ST-NT dílu

2.4 Určení parametrů kondenzátoru

Pára vystupující z ST-NT dílu proudí do kondenzátoru, kde předá své zbytkové teplo chladící vodě. Kondenzace probíhá za konstantního tlaku a konstantní teploty, jak je možno vidět na obrázku č. 2-3.



Obr. 2-3: Průběh kondenzace páry v kondenzátoru [4]

$t_k = t_{CHV} + \Delta t_k + \delta t_k = 32 + 10 + 3 = 45^\circ\text{C}$...teplota zkondenzované páry na výstupu z K
$p_k(t_k) = 0,096 \text{ bar}$...tlak zkondenzované páry na výstupu z K
$i_k(p_k, t_k) = 188,437 \text{ kJ/kg}$...entalpie zkondenzované páry na výstupu z K
$s_k(p_k, t_k) = 0,639 \text{ kJ/kgK}$...entropie zkondenzované páry na výstupu z K

2.5 Určení parametrů odplyňováku

Funkcí odplyňováku je odstranění vzduchu z kondenzátu, který je nežádoucí například z důvodu navýšení práce napájecího čerpadla, koroze použitých komponent a snížení součinitele přestupu tepla. Zároveň slouží jako směšovací ohřívák napájecí vody, tudíž koncový teplotní rozdíl bude $\delta t = 0$.

$t_o = 165 \text{ }^\circ\text{C}$...teplota odplynění
$p_o(t_o) = 7,008 \text{ bar}$...tlak napájecí vody na výstupu z odplyňováku
$i_o(t_o) = 697,349 \text{ kJ/kg}$...entalpie napájecí vody na výstupu z odplyňováku
$s_o(t_o) = 1,993 \text{ kJ/kgK}$...entropie napájecí vody na výstupu z odplyňováku

2.6 Určení parametrů čerpadel

2.6.1 Určení parametrů kondenzátního čerpadla

Pomocí kondenzátního čerpadla je kondenzát dopravován přes kondenzátor ucpávkových par a nízkotlakou část regenerace k odplyňováku. Dochází ke značnému navýšení tlaku oproti hlubokému vakuu v kondenzátoru, čímž se zabrání nasávání vzduchu netěsnostmi potrubních tras a ke snížení jejich namáhání. K určení tlaku na výstupu z KČ je potřeba znalost tlakových ztrát, které musí být pokryty.

$$p_{KČ} = p_o \cdot (1 + 4 \cdot \zeta_{oh})$$
$$p_{KČ} = 7,008 \cdot (1 + 0,08) = 7,569 \text{ bar} \quad \dots \text{tlak na napájecí vody výstupu z KČ}$$

Hodnoty za předpokladu izoentropické komprese:

$$i_{KČiz}(s_k, p_{KČ}) = 189,175 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie napájecí vody na výstupu z KČ}$$
$$h_{KČiz} = i_{KČiz} - i_k = 0,737 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpický nárůst}$$

Hodnoty při skutečné kompresi:

$$h_{KČsk} = h_{KČiz} / \eta_{KČ}$$
$$h_{KČsk} = 0,737 / 0,75 = 0,983 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{skutečný entalpický nárůst}$$
$$i_{KČsk} = i_k + h_{KČsk}$$
$$i_{KČsk} = 189,420 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie napájecí vody na výstupu z KČ}$$
$$s_{KČ}(i_{KČsk}, p_{KČ}) = 0,639 \text{ kJ/kgK} \quad \dots \text{entropie napájecí vody na výstupu z KČ}$$
$$t_{KČ}(i_{KČsk}, p_{KČ}) = 45,091 \text{ }^\circ\text{C} \quad \dots \text{teplota napájecí vody na výstupu z KČ}$$

2.6.2 Určení parametrů napájecího čerpadla

Pomocí napájecího čerpadla je kondenzát dopravován z odplynováku přes vysokotlakou regeneraci do parogenerátoru. Aby bylo dosaženo požadovaného tlaku admisní páry, který je zadán, musí být tlak na výstupu z NČ vyšší o tlakové ztráty v ohřívácích a v parogenerátoru.

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

$$p_{NČ} = 130,1,26 = 163,8 \text{ bar}$$

...tlak napájecí vody na výstupu z NČ

Hodnoty za předpokladu izoentropické komprese:

$$i_{NČiz}(s_o, p_{NČ}) = 714,645 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie napájecí vody na výstupu z KČ

$$h_{NČiz} = i_{NČiz} - i_o = 17,296 \text{ kJ/kg}$$

...entalpický nárůst

Hodnoty při skutečné kompresi:

$$h_{NČ} = h_{NČiz} / \eta_{NČ}$$

$$h_{NČ} = 17,296 / 0,75 = 23,061 \text{ kJ/kg}$$

...skutečný entalpický spád

$$i_{NČ} = i_o + h_{NČ}$$

$$i_{NČ} = 720,410 \text{ kJ/kg}$$

...skutečná entalpie na výstupu z NČ

$$t_{NČ}(i_{NČ}, p_{NČ}) = 168,271 \text{ °C}$$

...teplota napájecí vody na výstupu z NČ

2.7 Návrh a výpočet regenerace

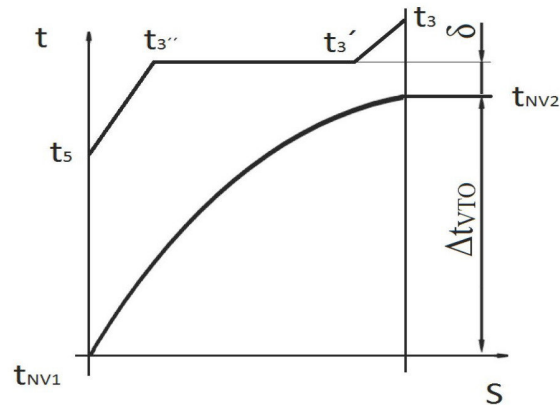
System regenerace se skládá ze tří nízkotlakých ohříváků (NTO), odplyňováku (O) a dvou vysokotlakých ohříváků (VTO). Pomocí NTO_{1,2,3} a O je teplota kondenzátu vycházejícího z kondenzátoru (K) navýšena na teplotu odplynění t_0 . Napájecí voda je dále ohřívána ve VTO_{1,2} na teplotu napájecí vody t_{NV} , která je zadána.

2.7.1 Výpočet vysokotlaké regenerace

Vysokotlaká regenerace se skládá ze dvou VTO. U obou ohříváků je uvažován srážecí přehřátí a podchlazovač kondenzátu z důvodu navýšení tepelné účinnosti. Průběh teplot napájecí vody a páry je zobrazen na obrázku č. 2-4. Oblast teplot t_3 až t_3' odpovídá snížení teploty topné páry ve srážecí přehřátí. Oblast t_3' až t_3'' odpovídá kondenzaci topné páry a t_3'' až t_5 značí podchlazení kondenzátu v podchlazovači.

Postup výpočtu pro VTO2 lze popsat následujícím způsobem:

Pomocí poměru m_{vto} a teploty napájecí vody (dále jen t_{mv}) na výstupu z napájecího čerpadla lze určit t_{mv} na výstupu z VTO1. Tímto krokem byla vlastně určena t_{mv} na vstupu do VTO2. Dále je možno určit teplotu sytosti jako součet t_{mv} na výstupu z VTO2 (dle zadání) a teplotního rozdílu v ohříváku δt_{VTO} . Pomocí této teploty se určí i tlak na mezi sytosti a tyto dvě veličiny pak vyjadřují, za jakého stavu bude odběrová pára v ohříváku kondenzovat. Tlak sytosti se navýší o tlakové ztráty v příváděcím potrubí a tímto způsobem je určen tlak odběrové páry v odběru z turbíny. Pomocí tohoto tlaku a entropie admisní páry lze určit entalpii odběrové páry při izoentropické expanzi. Odečteme-li tuto entalpii od entalpie admisní páry a tento rozdíl vynásobíme účinností turbíny, získáme skutečný entalpický spád a tím pádem i entalpii odběrové páry při skutečné expanzi. Touto entalpií a tlakem páry v odběru z turbíny, resp. tlakem sytosti, je určena teplota páry v odběru, resp. teplota páry na vstupu do ohříváku. Zbývá určit teplotu kondenzátu na výstupu z podchlazovače. Tu určíme jako součet t_{mv} na vstupu do ohříváku a teplotního rozdílu v podchlazovači δt_p . Pomocí této teploty pak lze určit i entalpii kondenzátu na výstupu z podchlazovače. Uvedený postup je poté obdobný pro všechny ohříváky.



Obr. 2-4: Průběh teplot napájecí vody a páry ve VTO[4]

Velikost ohřátí napájecí vody v jednotlivých ohřívácích lze určit pomocí vztahu (2).

$$m_{VTO} = \sqrt[2]{\left(\frac{T_{NV}}{T_{NČ}}\right)} \quad (2) [5]$$

Kde

$$T_{NV} = 238 + 273,15 = 511,15 \text{ K} \quad \dots \text{teplota napájecí vody dána zadáním}$$

$$T_{NČ} = 168,271 + 273,15 = 441,421 \text{ K} \quad \dots \text{teplota napájecí vody na výstupu napájecího čerpadla}$$

$$z = 2 \quad \dots \text{počet vysokotlakých ohříváků}$$

$$m_{VTO} = \sqrt[2]{\left(\frac{511,15}{441,421}\right)} = 1,0761$$

Pomocí tohoto poměru lze určit teplotu na výstupu z VTO1.

$$t_{VTO1_výst} = T_{NČ} \cdot m_{VTO} = 475,007 \text{ K} = 201,857 \text{ °C}$$

2.7.1.1 Určení parametrů VTO2

$$t_{VTO2_s} = t_{VTO2_výst} + \delta t_{VTO}$$

$$t_{VTO2_s} = 238 + 2 = 240 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry na mezi sytosti ve VTO2}$$

$$p_{VTO2_s}(t_{vt02_s}) = 33,467 \text{ bar} \quad \dots \text{tlak odběrové páry na mezi sytosti ve VTO2}$$

$$p_{VTO2_od} = p_{vt02_s} \cdot (1 + \zeta_{pp})$$

$$p_{VTO2_od} = 33,467 \cdot 1,035 = 34,638 \text{ bar} \quad \dots \text{tlak odběrové páry v odběru z turbíny}$$

$$i_{VTO2_iz}(p_{VTO2_od}, s_1') = 3068,594 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie odběrové páry při uvažování izoentropické expanze}$$

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

$$h_{VTO2_iz} = 3458,20 - 3068,57 = 389,654 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpický spád v odběru pro VTO2 při uvažování izoentropické expanze}$$

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

$$h_{VTO2_sk} = 389,654 \cdot 0,85 = 331,206 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{skutečný entalpický spád v odběru pro VTO2}$$

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

$$i_{VTO2_od} = 3458,2 - 331,1855 = 3127,043 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie odběrové páry pro VTO2 v odběru z turbíny}$$

$$t_{VTO2_od}(p_{VTO2_od}, i_{VTO2_od}) = 358,889^\circ\text{C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry pro VTO2 v odběru z turbíny}$$

$$t_{VTO2}(p_{VTO2_s}, i_{VTO2_od}) = 357,834^\circ\text{C} \quad \dots \text{teplota páry na vstupu do VTO2}$$

$$t_{VTO2p} = t_{VTO1_výst} + \delta t_p$$

$$t_{VTO2p} = 201,857 + 6 = 207,857^\circ\text{C} \quad \dots \text{teplota kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače VTO2}$$

$$i_{VTO2p}(t_{VTO2p}, x=0) = 887,970 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače VTO2}$$

$$i_{VTO2_vstup}(t_{VTO1_výst}, x=0) = 860,774 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie napájecí vody na vstupu do VTO2}$$

$$i_{VTO2_výstup}(t_{NV}, x=0) = 1027,996 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie napájecí vody na výstupu z VTO2}$$

2.7.1.2 Určení parametrů VTO1

$$t_{VTO1_s} = t_{VTO1_výstup} + \delta t_{VTO}$$

$$t_{VTO1_s} = 201,857 + 2 = 203,857^\circ\text{C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry na mezi sytosti pro VTO1}$$

$$p_{VTO1_s}(t_{VTO1_s}) = 16,841 \text{ bar} \quad \dots \text{tlak odběrové páry na mezi sytosti pro VTO1}$$

$$p_{VTO1_od} = p_{VTO1_s} (1 + \zeta_{pp})$$

$$p_{VTO1_od} = 16,841 \cdot 1,035 = 17,431 \text{ bar} \quad \dots \text{tlak odběrové páry v odběru z turbíny}$$

$$i_{VTO1_iz}(p_{VTO1_od}, s_3') = 3354,851 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie odběrové páry při uvažování izoentropické expanze}$$

$$h_{VTO1_iz} = i_3 - i_{VTO1_iz}$$

$$h_{VTO1_iz} = 3557,2 - 3354,851 = 202,347 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpický spád v odběru pro VTO1 při uvažování izoentropické expanze}$$

$$h_{VTO1_sk} = h_{VTO1_iz} \cdot \eta_{ST-NT}$$

$$h_{VTO1_sk} = 202,347 \cdot 0,93 = 188,183 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{skutečný entalpický spád v odběru pro VTO1}$$

$$i_{VTO1_od} = i_3 - h_{VTO1_sk}$$

$$i_{VTO1_od} = 3557,2 - 188,183 = 3369,015 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie odběrové páry pro VTO1 v odběru z turbíny

$$t_{VTO1_od}(p_{VTO1_od}, i_{VTO1_od}) = 453,460 \text{ °C}$$

...teplota odběrové páry pro VTO1 v odběru z turbíny

$$t_{VTO1}(p_{VTO1_s}, i_{VTO1_od}) = 453,107 \text{ °C}$$

...teplota páry na vstupu do VTO1

$$t_{VTO1p} = t_{NČ} + \delta t_p$$

$$t_{VTO1p} = 168,271 + 6 = 174,271 \text{ °C}$$

...teplota kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače VTO1

$$i_{VTO1p}(t_{VTO1p}, x=0) = 737,94 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače VTO1

$$i_{VTO1_vstup}(t_{NČ}, x=0) = 711,638 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie napájecí vody na vstupu do VTO1

$$i_{VTO1_výstup} = i_{VTO2_vstup} = 860,774 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie napájecí vody na výstupu z VTO1

2.7.2 Výpočet nízkotlaké regenerace

Nízkotlaká regenerace se skládá ze tří nízkotlakých ohříváků (NTO) s podchlazovačem kondenzátu a z odplynováků (O). Pro určení parametrů jednotlivých ohříváků bylo zvoleno rovnoměrné ohřátí napájecí vody (NV) pomocí poměru m_{NTO} .

$$m_{NTO} = \sqrt[z]{\frac{T_o}{T_{KKP}}}$$

Kde

$$T_o = 165 + 273,15 = 438,15 \text{ K}$$

...teplota NV za odplynovákem

$$t_{KKP} = t_{KČ} + \Delta t_{KKP} = 45,1 + 0,5 = 45,6 \text{ °C}$$

...teplota NV na výstupu z KKP

$$T_{KKP} = 45,6 + 273,15 = 318,75 \text{ K}$$

$$z = 4$$

...počet ohříváků

$$m_{NTO} = \sqrt[4]{\frac{438,15}{318,75}} = 1,0827951$$

$$t_{NTO1_výst} = T_{KKP} \cdot m_{NTO} - 273,15 = 71,981 \text{ °C}$$

...teplota NV na výstupu z NTO1

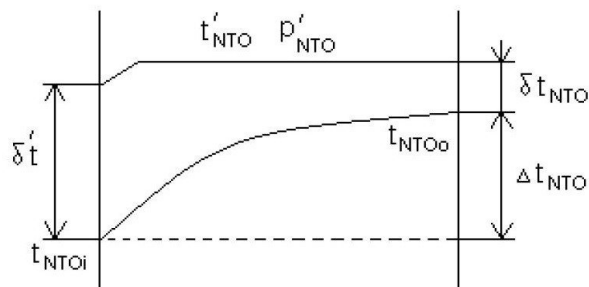
$$t_{NTO2_výst} = T_{NTO1_výst} \cdot m_{NTO} - 273,15 = 100,556 \text{ °C}$$

...teplota NV na výstupu z NTO2

$$t_{NTO3_výst} = T_{NTO2_výst} \cdot m_{NTO} - 273,15 = 131,497 \text{ °C}$$

...teplota NV na výstupu z NTO3

Na obrázku č. 2-5 jsou znázorněny průběhy teplot napájecí vody a odběrové páry v nízkotlakých ohřívácích. Zde δt označuje koncový teplotní rozdíl kondenzátu topné páry na mezi sytosti a $\delta t'$ teplotní rozdíl kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače a napájecí vody na vstupu do NTO.



Obr. 2-5: Průběh teplot napájecí vody a topné páry v NTO[4]

2.7.2.1 Určení parametrů odplyňovaku (O)

Odplyňovák je regenerační výměník tepla, který pracuje na směšovacím principu. Koncový teplotní rozdíl je tedy roven nule ($\delta t = 0$).

$$i_{O_vstup}(t_{NTO3_výst}, x=0) = 552,78 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie NV na vstupu do O

$$p_{O_od} = p_O \cdot (1 + \zeta_{ppO}) = 7,569 \text{ bar}$$

...tlak odběrové páry pro O v odběru z turbíny

$$i_{O_iz}(p_{O_od}, s_3) = 3106,329 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie odběrové páry při uvažování
izoentropické expanze

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

$$h_{O_iz} = 3557,2 - 3106,329 = 450,871 \text{ kJ/kg}$$

...entalpický spád v odběru pro O při
izoentropické expanzi

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

$$h_{O_sk} = 450,871 \cdot 0,93 = 419,31 \text{ kJ/kg}$$

...skutečný entalpický spád v odběru pro O

$$i_{O_od} = i_3 - h_{O_sk} = 3137,89 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie odběrové páry pro O

$$t_{O_od}(p_{O_od}, i_{O_od}) = 338,033 \text{ } ^\circ\text{C}$$

...teplota odběrové páry v odběru z turbíny pro O

$$t_{O_vstup}(p_O, i_{O_od}) = 337,471 \text{ } ^\circ\text{C}$$

...teplota páry na vstupu do O

2.7.2.2 Určení parametrů NTO3

$$t_{\text{NTO3s}} = t_{\text{NTO3_výst}} + \delta t_{\text{NTO}}$$

$$t_{\text{NTO3s}} = 131,497 + 5 = 136,497 \text{ °C}$$

...teplota odběrové páry na mezi sytosti v NTO3

$$p_{\text{NTO3s}}(t_{\text{NTO3s}}) = 3,271 \text{ bar}$$

...tlak odběrové páry na mezi sytosti v NTO3

$$p_{\text{NTO3_od}} = p_{\text{NTO3s}} \cdot (1 + \zeta_{\text{pp}})$$

$$p_{\text{NTO3_od}} = 3,271 \cdot 1,035 = 3,386 \text{ bar}$$

...tlak odběrové páry v odběru z turbíny pro NTO3

$$i_{\text{NTO3_iz}}(p_{\text{NTO3_od}}, s_3) = 2907,49 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie odběrové páry v odběru z turbíny při uvažování izoentropické expanze

$$h_{\text{NTO3_iz}} = i_3 - i_{\text{NTO3_iz}}$$

$$h_{\text{NTO3_iz}} = 3557,2 - 2907,49 = 649,71 \text{ kJ/kg}$$

...entalpický spád v odběru pro NTO3 při uvažování izoentropické expanze

$$h_{\text{NTO3_sk}} = h_{\text{NTO3_iz}} \cdot \eta_{\text{ST-NT}}$$

$$h_{\text{NTO3_sk}} = 649,1 \cdot 0,93 = 604,228 \text{ kJ/kg}$$

...skutečný entalpický spád v odběru pro NTO3

$$i_{\text{NTO3_od}} = i_3 - h_{\text{NTO3_sk}}$$

$$i_{\text{NTO3_od}} = 3557,2 - 604,228 = 2952,97 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie odběrové páry v odběru pro NTO3

$$t_{\text{NTO3_od}}(p_{\text{NTO3_od}}, i_{\text{NTO3_od}}) = 243,30 \text{ °C}$$

...teplota odběrové páry v odběru pro NTO3

$$t_{\text{NTO3_vstup}}(p_{\text{NTO3s}}, i_{\text{NTO3_od}}) = 243,11 \text{ °C}$$

...teplota odběrové páry na vstupu do NTO3

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

$$t_{\text{NTO3p}} = 100,556 + 6 = 106,556 \text{ °C}$$

...teplota kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače

$$i_{\text{NTO3p}}(t_{\text{NTO3p}}, x=0) = 446,792 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače

$$i_{\text{NTO3_vstup}}(t_{\text{NTO2_výst}}, x=0) = 421,446 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie NV na vstupu do NTO3

$$i_{\text{NTO3_výstup}}(t_{\text{NTO3_výst}}, x=0) = 552,78 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie NV na výstupu z NTO3

2.7.2.3 Určení parametrů NTO2

$$t_{\text{NTO2s}} = t_{\text{NTO2_výst}} + \delta t_{\text{NTO}}$$

$$t_{\text{NTO2s}} = 100,556 + 5 = 105,556 \text{ °C}$$

...teplota odběrové páry na mezi sytosti v NTO2

$$p_{\text{NTO2s}}(t_{\text{NTO2s}}) = 1,232 \text{ bar}$$

...tlak odběrové páry na mezi sytosti v NTO2

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

$$p_{\text{NTO2_od}} = 1,232 \cdot 1,035 = 1,276 \text{ bar}$$

...tlak odběrové páry v odběru z turbíny pro NTO2

$$i_{\text{NTO2_iz}}(p_{\text{NTO2_od}}, s_3) = 2711,64 \text{ kJ/kg}$$

...entalpie odběrové páry v odběru z turbíny při uvažování izoentropické expanze

$$h_{\text{NTO2_iz}} = i_3 - i_{\text{NTO2_iz}}$$

$$h_{\text{NTO2_iz}} = 3557,2 - 2711,64 = 845,56 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpický spád v odběru pro NTO2 při}$$

uvažování izoentropické expanze

$$h_{\text{NTO2_sk}} = h_{\text{NTO2_iz}} \cdot \eta_{\text{ST-NT}}$$

$$h_{\text{NTO2_sk}} = 845,56 \cdot 0,93 = 786,371 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{skutečný entalpický spád v odběru pro NTO2}$$

$$i_{\text{NTO2_od}} = i_3 - h_{\text{NTO2_sk}} = 2770,827 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie odběrové páry v odběru pro NTO2}$$

$$t_{\text{NTO2_od}}(p_{\text{NTO2_od}}, i_{\text{NTO2_od}}) = 148,14 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry v odběru pro NTO2}$$

$$t_{\text{NTO2_vstup}}(p_{\text{NTO2s}}, i_{\text{NTO2_od}}) = 147,98 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry na vstupu do NTO2}$$

$$t_{\text{NTO2p}} = t_{\text{NTO1_výst}} + \delta t_p$$

$$t_{\text{NTO2p}} = 71,981 + 6 = 77,981 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota kondenzátu topné páry na výstupu}$$

z podchlazovače

$$i_{\text{NTOp}}(t_{\text{NTO2p}}, x=0) = 326,476 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie kondenzátu topné páry na výstupu}$$

z podchlazovače

$$i_{\text{NTO2_vstup}}(t_{\text{NTO1_výst}}, x=0) = 301,32 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie NV na vstupu do NTO2}$$

$$i_{\text{NTO2_výst}}(t_{\text{NTO2_výst}}, x=0) = 421,446 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie NV na výstupu z NTO2}$$

2.7.2.4 Určení parametrů NTO1

$$t_{\text{NTO1}} = t_{\text{NTO1_výst}} + \delta t_{\text{NTO}}$$

$$t_{\text{NTO1s}} = 71,981 + 5 = 76,981 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry na mezi sytosti v NTO1}$$

$$p_{\text{NTO1s}}(t_{\text{NTO1s}}) = 0,419 \text{ bar} \quad \dots \text{tlak odběrové páry na mezi sytosti v NTO1}$$

$$p_{\text{NTO1_od}} = p_{\text{NTO1s}} \cdot (1 + \zeta_{\text{pp}})$$

$$p_{\text{NTO1_od}} = 0,419 \cdot 1,035 = 0,434 \text{ bar} \quad \dots \text{tlak odběrové páry v odběru z turbíny pro NTO1}$$

$$i_{\text{NTO1_iz}}(p_{\text{NTO1_od}}, s_3) = 2535,05 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie odběrové páry v odběru z turbíny při}$$

uvažování izoentropické expanze

$$h_{\text{NTO1_iz}} = i_3 - i_{\text{NTO1_iz}}$$

$$h_{\text{NTO1_iz}} = 3557,2 - 2535,05 = 1022,15 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpický spád v odběru pro NTO1 při}$$

uvažování izoentropické expanze

$$h_{\text{NTO1_sk}} = h_{\text{NTO2_iz}} \cdot \eta_{\text{ST-NT}}$$

$$h_{\text{NTO1_sk}} = 1022,15 \cdot 0,93 = 950,597 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{skutečný entalpický spád v odběru pro NTO1}$$

$$i_{\text{NTO1_od}} = i_3 - h_{\text{NTO1_sk}} = 2606,601 \text{ kJ/kg} \quad \dots \text{entalpie odběrové páry v odběru pro NTO1}$$

$$t_{\text{NTO1_od}}(p_{\text{NTO1_od}}, i_{\text{NTO1_od}}) = 77,82 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry v odběru pro NTO1}$$

$$t_{\text{NTO1_vstup}}(p_{\text{NTO1s}}, i_{\text{NTO1_od}}) = 76,98 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota odběrové páry na vstupu do NTO1}$$

$$t_{\text{NTO1p}} = t_{\text{KKP}} + \delta t_p$$

$$t_{\text{NTO1p}} = 45,6 + 6 = 51,6 \text{ °C} \quad \dots \text{teplota kondenzátu topné páry na výstupu}$$

z podchlazovače

$i_{\text{NTO1p}}(t_{\text{NTO1p}}, x=0) = 215,987 \text{ kJ/kg}$...entalpie kondenzátu topné páry na výstupu z podchlazovače
$i_{\text{NTO1_vstup}}(t_{\text{KKP}}, x=0) = 190,906 \text{ kJ/kg}$...entalpie NV na vstupu do NTO1
$i_{\text{NTO1_výst}}(t_{\text{NTO1_výst}}, x=0) = 301,318 \text{ kJ/kg}$...entalpie NV na výstupu z NTO1

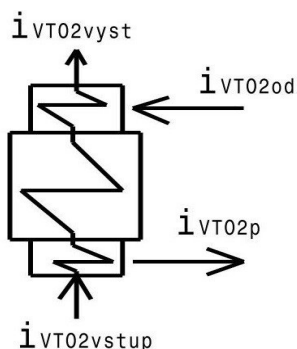
2.8 Určení průtokového množství páry

Pro výpočet celkového průtokového množství páry pro zadaný výkon je nejdříve proveden výpočet průtokových množství odběrové páry pro regeneraci. Tyto tzv. bilanční rovnice vychází z tepelné rovnováhy pro jednotlivé ohříváky. Hodnota y zde označuje množství odběrové páry potřebné na zvýšení energie napájecí vody, při uvažování 1kg páry na vstupu do turbíny.

2.8.1 Bilanční rovnice

2.8.1.1 Výpočet vysokotlaké regenerace

Množství páry pro VTO2:



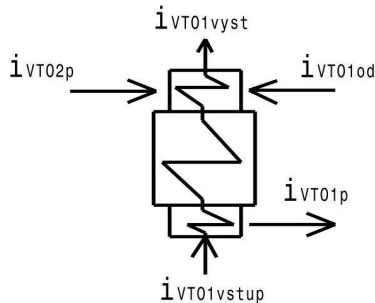
Obr. 2-6: Schéma VTO2

$$y_{\text{VTO2}} \cdot (i_{\text{VTO2od}} - i_{\text{VTO2p}}) \cdot \eta_{\text{VTO}} = 1 \cdot (i_{\text{VTO2výst}} - i_{\text{VTO2vstup}})$$

$$y_{\text{VTO2}} = \frac{(i_{\text{VTO2výst}} - i_{\text{VTO2vstup}})}{((i_{\text{VTO2od}} - i_{\text{VTO2p}}) \cdot \eta_{\text{VTO}})}$$

$$y_{\text{VTO2}} = \frac{(1028 - 860,77)}{((3127,04 - 887,97) \cdot 0,98)} = 0,07621$$

Množství páry pro VTO1:



Obr. 2-7: Schéma VTO1

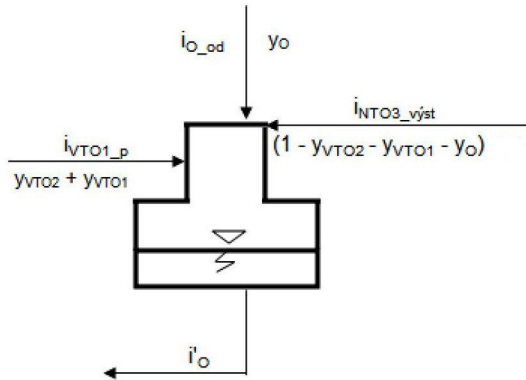
$$[y_{VTO1} \cdot (i_{VTO1od} - i_{VTO1p}) + y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2p} - i_{VTO1p})] \eta_{VTO} = 1 \cdot (i_{VTO1vyst} - i_{VTO1vstup})$$

$$y_{VTO1} = \frac{(i_{VTO1vyst} - i_{VTO1vstup}) - (y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2p} - i_{VTO1p}) \cdot \eta_{VTO})}{(i_{VTO1od} - i_{VTO1p}) \cdot \eta_{VTO}}$$

$$y_{VTO1} = \frac{(860,77 - 711,64) - (0,07621 \cdot (887,97 - 737,94) \cdot 0,98)}{(3369,02 - 737,94) \cdot 0,98} = 0,05349$$

2.8.1.2 Výpočet nízkotlaké regenerace

Množství páry pro odplyňovák:



Obr. 2-8: Schéma odplyňováku [4]

$$\eta_O [y_O \cdot (i_{Ood} - i_O') + (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1p} - i_O')] = (1 - y_{VTO1} - y_{VTO2} - y_O) \cdot (i_O' - i_{NTO3výst})$$

Substitute: $C = (1 - y_{VTO1} - y_{VTO2})$

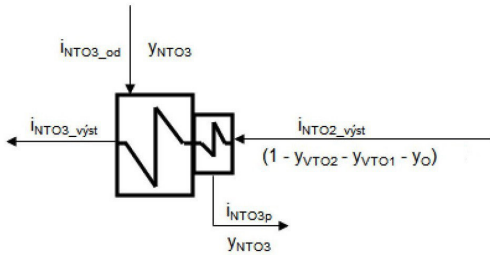
Potom:

$$y_O \cdot [\eta_O \cdot (i_{Ood} - i_O') + (i_O' - i_{NTO3výst})] = C \cdot (i_O' - i_{NTO3výst}) - \eta_O \cdot (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1p} - i_O')$$

$$y_O = \frac{C \cdot (i_O' - i_{NTO3výst}) - \eta_O \cdot (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1p} - i_O')}{[\eta_O \cdot (i_{Ood} - i_O') + (i_O' - i_{NTO3výst})]}$$

$$y_O = \frac{0,870298 \cdot (697,35 - 552,78) - 0,98 \cdot (0,07621 + 0,05349) \cdot (737,94 - 697,35)}{0,98 \cdot (3137,89 - 697,35) + (697,35 - 552,78)} = 0,04757$$

Množství páry pro NTO3:



Obr. 2-9: Schéma NTO3 [4]

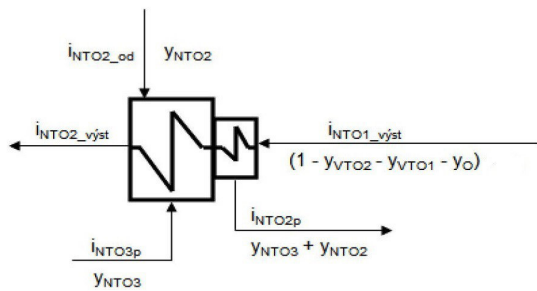
$$\eta_{NTO3} \cdot y_{NTO3} \cdot (i_{NTO3od} - i_{NTO3p}) = (1 - y_O - y_{VTO2} - y_{VTO1}) \cdot (i_{NTO3vyst} - i_{NTO2vyst})$$

Substituce: $K = (1 - y_O - y_{VTO2} - y_{VTO1})$

Potom:
$$y_{NTO3} = \frac{K \cdot (i_{NTO3vyst} - i_{NTO2vyst})}{\eta_{NTO3} \cdot (i_{NTO3od} - i_{NTO3p})}$$

$$y_{NTO3} = \frac{0,82273 \cdot (552,78 - 421,45)}{0,99 \cdot (2952,97 - 446,79)} = 0,04355$$

Množství páry pro NTO2:



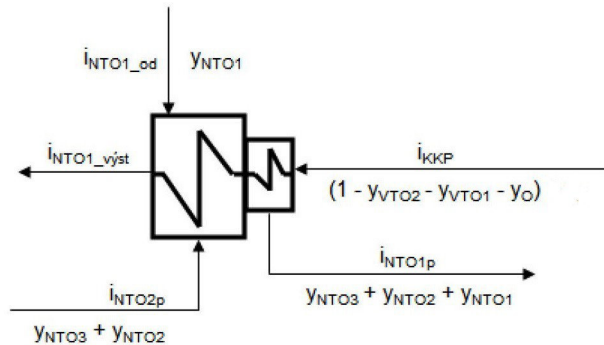
Obr. 2-10: Schéma NTO2 [4]

$$y_{NTO2} \cdot (i_{NTO2od} - i_{NTO2p}) \cdot \eta_{NTO} + y_{NTO3} \cdot (i_{NTO3p} - i_{NTO2p}) \cdot \eta_{NTO} = K \cdot (i_{NTO2vyst} - i_{NTO1vyst})$$

$$y_{NTO2} = \frac{K \cdot (i_{NTO2vyst} - i_{NTO1vyst}) - y_{NTO3} \cdot (i_{NTO3p} - i_{NTO2p}) \cdot \eta_{NTO}}{(i_{NTO2od} - i_{NTO2p}) \cdot \eta_{NTO}}$$

$$y_{NTO2} = \frac{0,82273 \cdot (421,45 - 301,32) - 0,04355 \cdot (446,79 - 326,48) \cdot 0,99}{(2770,83 - 326,48) \cdot 0,99} = 0,03870$$

Množství páry pro NTO1:



Obr. 2-11: Schéma NTO1 [4]

$$y_{NTO1} \cdot (i_{NTO1od} - i_{NTO1p}) \cdot \eta_{NTO} + (y_{NTO3} + y_{NTO2}) \cdot (i_{NTO2p} - i_{NTO1p}) \cdot \eta_{NTO} = K \cdot (i_{NTO1výst} - i_{KKP})$$

$$y_{NTO1} = \frac{K \cdot (i_{NTO1výst} - i_{KKP}) - (y_{NTO3} + y_{NTO2}) \cdot (i_{NTO2p} - i_{NTO1p}) \cdot \eta_{NTO}}{(i_{NTO1od} - i_{NTO1p}) \cdot \eta_{NTO}}$$

$$y_{NTO1} = \frac{0,82273 \cdot (301,32 - 190,91) - (0,08225) \cdot (326,48 - 215,99) \cdot 0,99}{(2606,6 - 215,99) \cdot 0,99} = 0,03458$$

2.8.2 Množství páry proudící oběhem

$$m_p = \frac{P_{el}}{a_{celk} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_G} \quad [\text{kg/s}] \quad \dots \text{množství páry na vstupu do turbíny}$$

$$a_{celk} = a_{VT} + a_{(ST-NT)} \quad [\text{kJ/kg}] \quad \dots \text{celková měrná práce vykonaná VT a ST-NT dílem}$$

Aby bylo možné určit celkovou práci turbíny, je potřeba vyčíslit jednotlivé entalpické spády mezi místy odběrů páry.

$$h_1 = i_1 - i_{VTO2od} = 3458,248 - 3127,043 = 331,205 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = i_3 - i_{VTO1od} = 3557,20 - 3369,02 = 188,18 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = i_{VTO1od} - i_{Ood} = 3369,02 - 3137,89 = 231,13 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = i_{Ood} - i_{NTO3od} = 3137,89 - 2952,97 = 181,92 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = i_{NTO3od} - i_{NTO2od} = 2952,97 - 2770,83 = 182,14 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = i_{NTO2od} - i_{NTO1od} = 2770,83 - 2606,60 = 164,23 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = i_{NTO1od} - i_4 = 2606,60 - 2412,11 = 194,49 \text{ kJ/kg}$$

Následuje určení jednotkových průtokových množství jednotlivými úseky turbíny. Pro zpřehlednění jsou pro tato množství zavedeny substituce y_i .

$$y_1 = 1$$

$$y_2 = 1 - y_{VTO2} = 1 - 0,07621 = 0,92379$$

$$y_3 = 1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} = 0,92379 - 0,05349 = 0,87030$$

$$y_4 = 1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O = 0,87030 - 0,04757 = 0,82273$$

$$y_5 = 1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO3} = 0,82273 - 0,04355 = 0,77918$$

$$y_6 = 1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO3} - y_{NTO2} = 0,77918 - 0,03876 = 0,74042$$

$$y_7 = 1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO3} - y_{NTO2} - y_{NTO1} = 0,74042 - 0,03458 = 0,70584$$

$$a_{VT} = y_1 \cdot h_1 = 331,205 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{ST-NT} = y_2 \cdot h_2 + y_3 \cdot h_3 + y_4 \cdot h_4 + y_5 \cdot h_5 + y_6 \cdot h_6 + y_7 \cdot h_7$$

$$a_{ST-NT} = 0,92379 \cdot 188,18 + 0,87030 \cdot 231,13 + 0,82273 \cdot 181,92 + 0,77918 \cdot 182,14 + 0,74042 \cdot 164,23 + 0,70584 \cdot 194,49 = 927,928 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{celk} = a_{VT} + a_{ST-NT} = 1259,133 \text{ kJ/kg}$$

$$m_p = \frac{120000}{1259,133 \cdot 0,995 \cdot 0,985} = 97,24 \text{ [kg/s]} = 350,07 \text{ [t/h]}$$

Nyní je možné pomocí celkového a poměrných množství určit průtoková množství v jednotlivých odběrech a úsecích cyklu. Jednotlivé hodnoty jsou zobrazeny v tab. č. 2-1.

Úsek oběhu	m[kg/s]
Vstup do VT dílu	97,24
Odběr pro VTO2	7,41
Vstup do ST-NT dílu	89,83
Odběr pro VTO1	5,2
Odběr pro odplyňovák	4,63
Odběr pro NTO3	4,23
Odběr pro NTO2	3,77
Odběr pro NTO1	3,36
Vstup do kondenzátoru	68,64
Kondenzát do kondenzátoru	11,36
Vstup do KČ	80

Tab. 2-1: Výsledná průtoková množství

2.9 Výkon turbíny

$$P_T = P_{VT} + P_{ST-NT} \quad \dots \text{celkový výkon turbíny [kW]}$$

$$P_{VT} = m_p \cdot a_{VT} \quad \dots \text{výkon VT dílu [kW]}$$

$$P_{VT} = 97,24 \cdot 331,205 = 32206,37 \text{ kW}$$

$$P_{ST-NT} = m_p \cdot a_{ST-NT} \quad \dots \text{výkon ST-NT dílu [kW]}$$

$$P_{ST-NT} = 97,24 \cdot 927,928 = 90231,72 \text{ kW}$$

$$P_t = 32206,37 + 90231,72 = 122438,1 \text{ kW} = 122,4381 \text{ MW}$$

Jak je možno vidět, vnitřní výkon turbíny vyšel větší než zadaný výkon na svorkách generátoru. Toto je v pořádku z důvodu zahrnutí mechanické účinnosti a účinnosti generátoru.

3. Výpočet tepelné účinnosti a spotřeby tepla

$$q_{př_K} = i_1 - i_{nv} \quad \dots \text{přivedené teplo v kotli}$$

$$q_{př_K} = 3458,248 - 1027,996 = 2430,252 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{př_P} = i_3 - i_2 \quad \dots \text{přivedené teplo v přehříváku}$$

$$q_{př_P} = 3557,20 - 3127,04 = 430,16 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{př} = m_p \cdot q_{př_K} + m_p(1-y_{VT02}) \cdot q_{př_P} \quad \dots \text{celkové přivedené teplo}$$

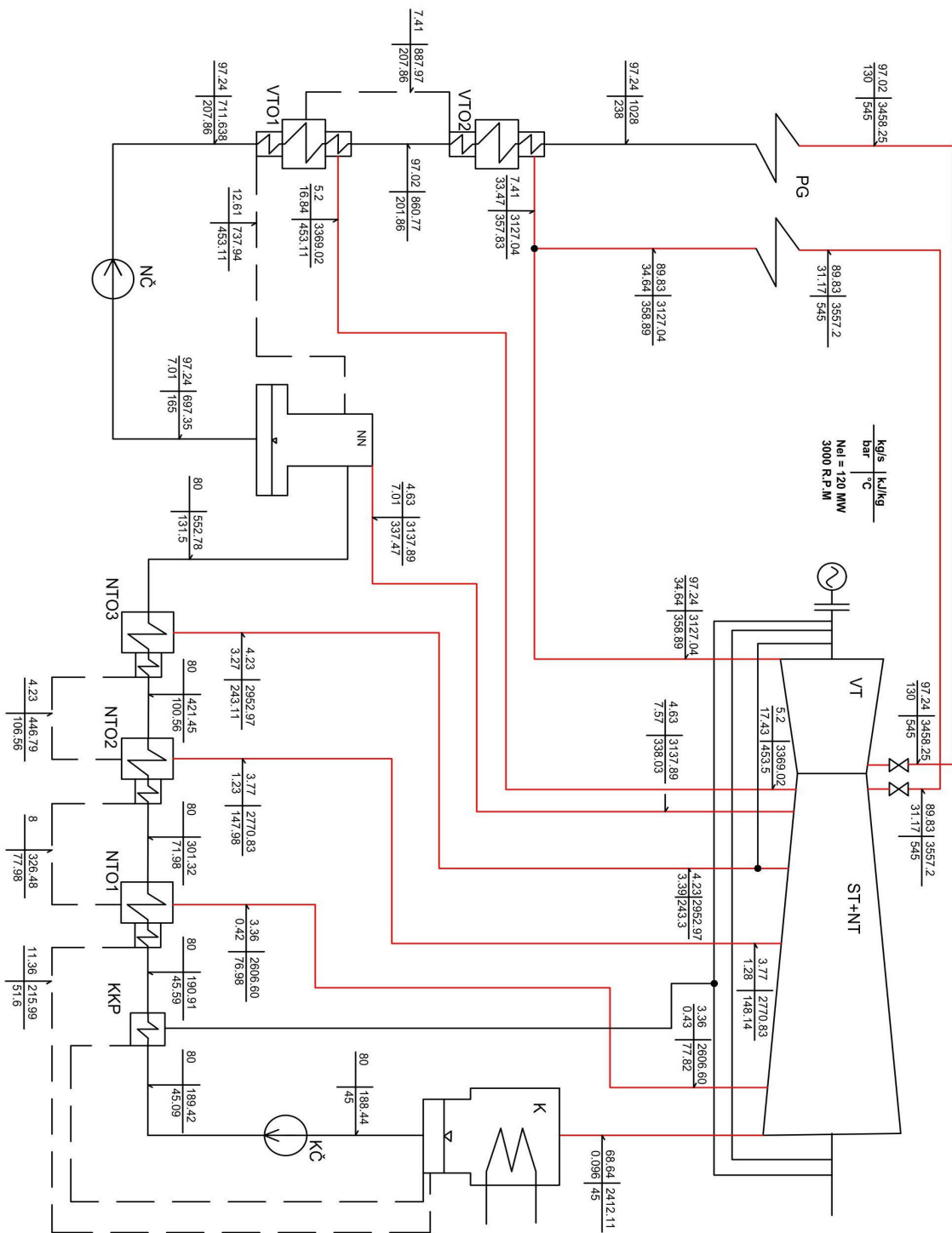
$$Q_{př} = 99,24 \cdot 2430,252 + 99,24 \cdot 0,92379 \cdot 430,16 = 280614 \text{ kW}$$

$$\eta_t = \frac{P_G}{Q_{př}} \cdot 100 = 43,643 \text{ \%} \quad \dots \text{tepelná účinnost cyklu}$$

$$HR = \frac{3600}{\eta_t} = 8248,769 \text{ [kJ/kWh]} \quad \dots \text{spotřeba tepla}$$

3.1 Tepelné schéma

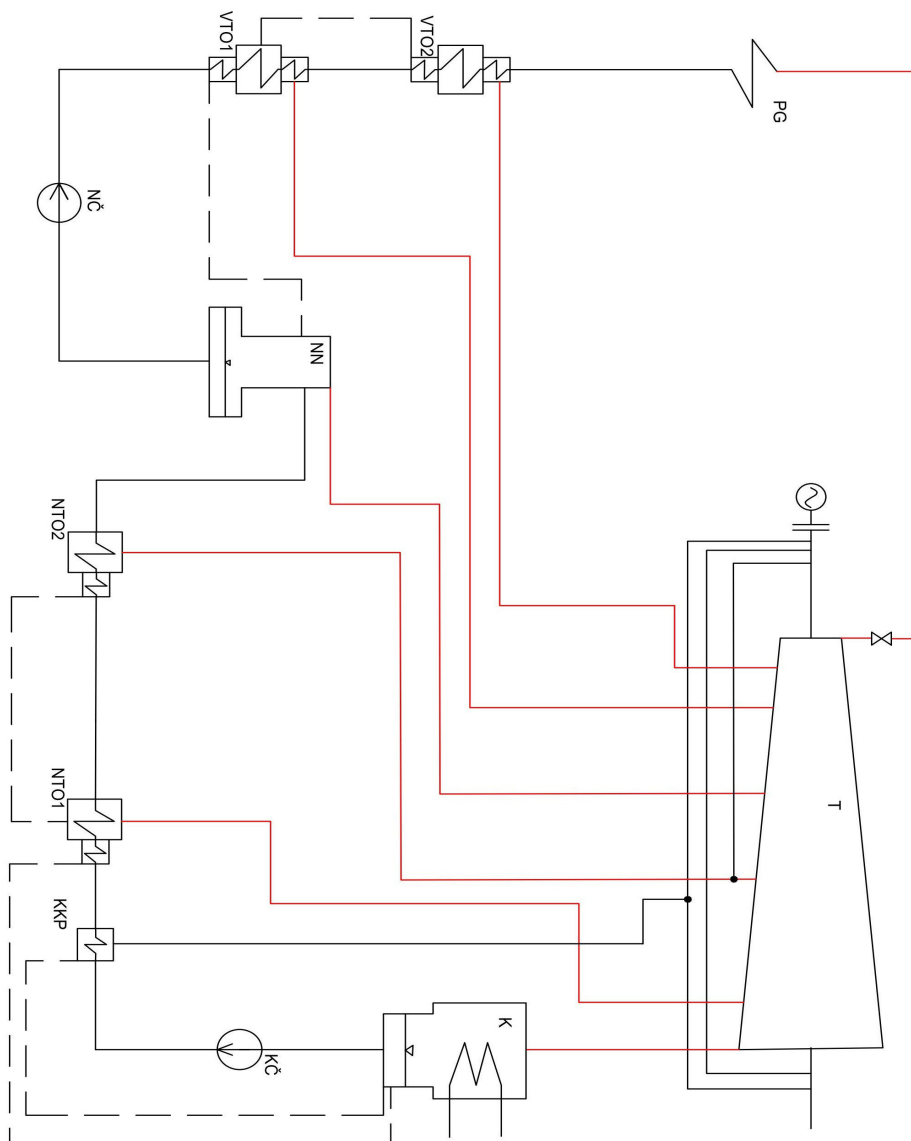
Na obrázku č. 3-1 je znázorněno kompletní tepelné schéma cyklu s vyznačenými hodnotami v jednotlivých bodech. Tato schémata se dále používají například k dimenzování potrubních tras a navrhování jednotlivých ohříváků.



Obr. 3-1: Tepelné schéma cyklu s parní turbínou s přehříváním a s regenerací

4. Výpočet skutečného cyklu bez přehřívání páry s regenerací

V této kapitole bude proveden výpočet druhé varianty skutečného cyklu, který je znázorněn na obrázku č. 4-1. Jedná se o cyklus s parní turbínou o stejných vstupních parametrech jako v předchozí kapitole, avšak bez přehřívání páry po částečné expanzi. Oproti předchozí variantě zde byly zvoleny pouze dva nízkotlaké ohříváky a to z toho důvodu, že v praxi se u turbín s přehříváním volí regenerace zpravidla bohatší než u turbín bez přehřívání. Jelikož postup výpočtu je obdobný jako v předchozím případě, budou dále uvedeny pouze výsledné hodnoty.



Obr. 4-1: Návrh tepelného schématu pro variantu s regenerací a bez přehřívání

4.1 Výsledné hodnoty výpočtu

$$a_t = 1031,261 \text{ kJ/kg}$$

...měrná technická práce

$$m_p = 118,728 \text{ kg/s} = 427,421 \text{ t/h}$$

...průtokové množství

$$P_T = 118,728 \cdot 1031,261 = 122,44 \text{ MW}$$

...vnitřní výkon turbíny

$$q_{př_K} = 3458,248 - 1027,996 = 2430,252 \text{ kJ/kg}$$

...měrné přivedené teplo

$$Q_{př} = 118,728 \cdot 2430,252 = 288538,960 \text{ kW}$$

...celkové přivedené teplo

$$\eta_t = \frac{P_G}{Q_{př}} \cdot 100 = 41,589 \%$$

...tepelná účinnost cyklu

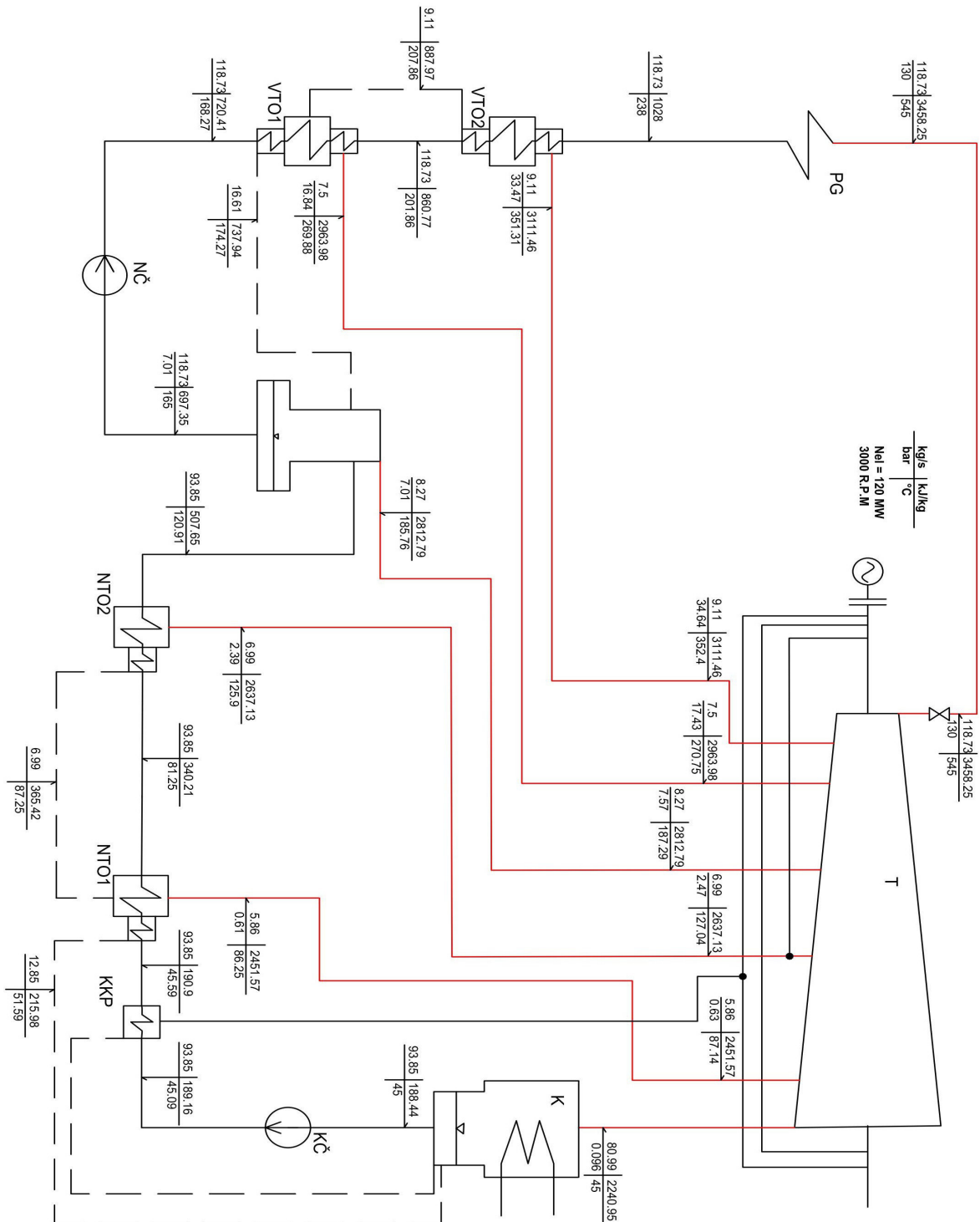
$$HR = \frac{3600}{\eta_t} = 8656,135 \text{ [kJ/kWh]}$$

...spotřeba tepla

V tab. 4-1 jsou znázorněna vypočtená množství v jednotlivých úsecích oběhu. Je možné vidět, že vstupní množství je oproti předešlému případu s přehříváním téměř o 20 % větší. Na obrázku č. 4-1 je znázorněno kompletní tepelné schéma s hodnotami v jednotlivých úsecích cyklu.

Úsek oběhu	m[kg/s]
Vstup do turbíny	118,73
Odběr pro VTO2	9,11
Odběr pro VTO1	7,5
Odběr pro odplynovák	8,27
Odběr pro NTO2	6,99
Odběr pro NTO1	5,86
Vstup do kondenzátoru	81
Kondenzát do kondenzátoru	12,85
Vstup do KČ	93,85

Tab. 4-1: Průtoková množství jednotlivými úseky oběhu



Obr. 4-1: Tepelné schéma cyklu s parní turbínou bez přehřívání

4.2 Porovnání účinností

	Cyklus s přehříváním	Cyklus bez přehřívání
η_t [%]	43,64	41,59
HR [kJ/kWh]	8248,77	8656,14
$\Delta\eta_t$	2,05%	
ΔHR [kJ/kWh]	407,37	

Tab. 4-2: Porovnání účinností

Tabulka 4-2 ukazuje rozdíl mezi účinnostmi cyklů s přehříváním a bez přehřívání. Ač se rozdíl nemusí zdát nijak výrazný, i takto zdánlivě malé hodnoty hrají například při nabídkových výpočtech velkou roli. Názornější ukazatel než tepelná účinnost je v praxi více používána měrná spotřeba tepla, takzvaný heate rate. Tato veličina udává množství tepla potřebného na vyrobení 1kWh na svorkách generátoru a samozřejmě je snaha, aby její hodnota byla co možno nejmenší. Pro představu, zvýšení měrné spotřeby tepla o 1 kJ/kWh se v nákladech může pohybovat od 500\$ do 6000\$ v závislosti na oblasti použití daného turbosoustrojí. V tomto případě by se jednalo o rozdíly v nákladech na vyrobení 1kWh v řádu milionů až desítek milionů korun českých.

5. Použití komerčního softwaru Thermoflow/SteamPro

V této kapitole bude proveden tepelný výpočet cyklu s regenerací a s přehříváním a cyklu s regenerací bez přehřívání pomocí softwaru SteamPro americké firmy Thermoflow. Software SteamPro automatizuje návrh Rankinova cyklu tepelných elektráren a je tak účinným nástrojem pro určení optimální konfigurace celého cyklu. Uživatel při návrhu tepelného cyklu pouze zadá známé vstupní parametry a software poté provede celkový tepelný výpočet oběhu. Výstupem výpočtu je poté tepelné schéma a celá řada parametrů, které slouží k dalšímu návrhu turbosoustrojí. Hlavní rozdíl mezi výpočtem z předešlých kapitol je, že při výpočtu pomocí softwaru SteamPro jsou zahrnuty i odhady ucpávkových ztrát a termodynamické účinnosti turbíny a čerpadel jsou odhadnuty podle metodiky společnosti Thermoflow. Tato metodika je založená na původní metodice odhadu účinností parních turbín SCC (Spencer – Cotton – Cannon – “A method for prediction the performance of steam turbine generator 16,500 kW and larger“) z roku 1974.[6]

5.1 Cyklus s přehříváním a regenerací v softwaru SteamPro a porovnání účinností pro různé parametry páry a chladící vody

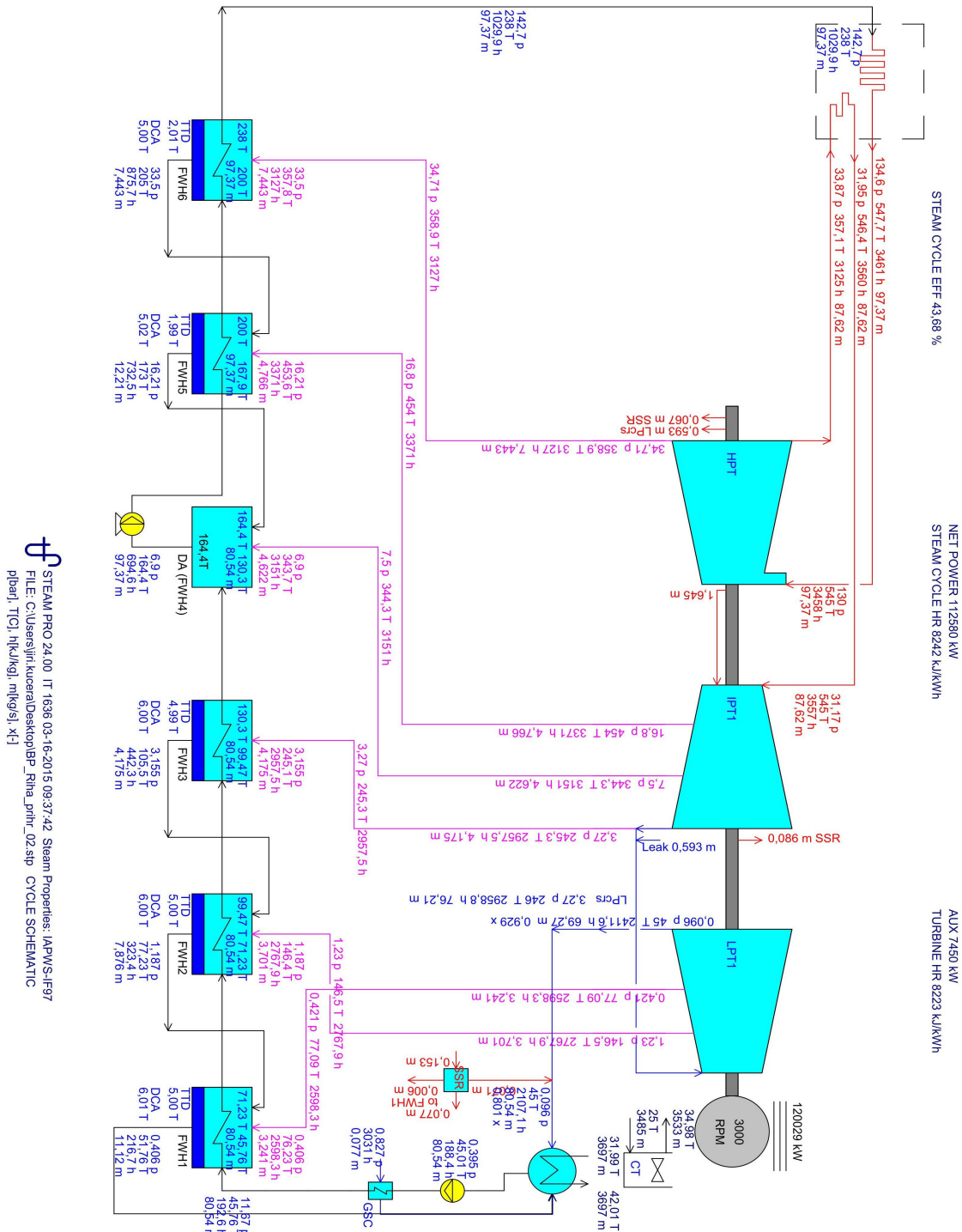
Pomocí softwaru SteamPro byl proveden výpočet stejného cyklu jako v kap.2. Jako vstupní parametry pro výpočet byly použity hodnoty ze zadání bakalářské práce. Dále byly zadány stejné hodnoty TTD (terminal temperature difference) a DCA (drain cooler approach) u regeneračních ohříváků napájecí vody jako v kap.2. Jak již bylo zmíněno v kap.5, účinnosti turbíny a čerpadel jsou odhadnuty podle metodiky společnosti Thermoflow. Dále byly provedeny výpočty pro různé stavy admisní páry, různé teploty přehřáté páry a různé teploty chladící vody. Výsledné účinnosti a jejich změny jsou uvedeny v tab. 5-1. Cyklus při počátečních zadaných podmínkách dle zadání bakalářské práce je brán jako referenční a jsou k němu vztahovány všechny změny účinnosti. Tepelné schéma referenčního oběhu je na obrázku č. 5-1.

verze		HR[kJ/kWh]	η_t [%]	$\Delta\eta_t$ [%]	Δ HR [kJ/kWh]
	REFERENČNÍ	8223	43,78		
2	+20°C na Ta (565°C)	8177	44,03	0,25	-46
3	-20°C na Ta (525°C)	8270	43,53	-0,25	47
4	+20°C na Tp (565°C)	8177	44,03	0,25	-46
5	-20°C na Tp (525°C)	8271	43,53	-0,25	48
6	+10% na pa (143 bar)	8155	44,14	0,37	-68
7	-10% na pa (117 bar)	8306	43,34	-0,44	83
8	+5°C na Tchl.v.(37°C)	8356	43,08	-0,7	133
9	-5°C na Tchl.v.(27°C)	8097	44,46	0,68	-126

Tab. 5-1: Porovnání účinností pro různé parametry páry a chladící vody

Verze 2 a 3... Změna teploty admisní páry o ± 20 °C
 Verze 4 a 5 ... Změna teploty přehřáté páry o ± 20 °C
 Verze 6 a 7 ... Změna tlaku admisní páry o ± 10 %
 Verze 8 a 9... Změna teploty chladící vody o ± 5 °C

Z uvedené analýzy změn účinnosti vyplývá, že největší dopad na tepelnou účinnost má teplota chladící vody. Chladící voda se však odebírá z přírodních zdrojů (řeky, jezera) nebo se používá cirkulačního chlazení (chladící věže) a její teplota je tedy značně závislá na klimatických podmínkách oblasti, kde se elektrárna nachází (viz kap. 1.3).



Obr. 5-1: Tepelné schéma spočtené pomocí softwaru SteamPro [5]

5.2 Cyklus bez přehřívání a s regenerací v softwaru SteamPro a porovnání účinností pro různé parametry páry a chladící vody

V této části práce bylo použito softwaru SteamPro pro výpočet stejného cyklu bez přehřívání a s regenerací jako v kap. 4. Stejně jako v kapitole předešlé je i zde provedena analýza změn účinností při změnách parametrech páry a teploty chladící vody. Cyklus při počátečních zadaných podmínkách dle zadání bakalářské práce je opět brán jako referenční a jsou k němu vztahovány všechny změny účinností a měrných spotřeb tepla. Výsledné účinnosti a jejich změny jsou uvedeny v tab.5-2 a tepelné schéma referenčního oběhu je uvedeno na obrázku č. 5-2.

verze		HR[kJ/kWh]	η_i [%]	$\Delta\eta_i$ [%]	Δ HR [kJ/kWh]
	REFERENČNÍ	8579	41,96		
2	+20°C na Ta (565°C)	8499	42,36	0,39	-80
3	-20°C na Ta (525°C)	8665	41,55	-0,42	86
4	+10% na pa (143 bar)	8537	42,17	0,21	-42
5	-10% na pa (117 bar)	8633	41,7	-0,26	54
6	+5°C na Tchl.v.(37°C)	8711	41,33	-0,64	132
7	-5°C na Tchl.v.(27°C)	8454	42,58	0,62	-125

Tab. 5-2: Porovnání účinností pro různé parametry páry a chladící vody

Verze 2 a 3... Změna teploty admisní páry o ± 20 °C
Verze 4 a 5 ... Změna tlaku admisní páry o ± 10 %
Verze 6 a 7 ... Změna teploty chladící vody o ± 5 °C

Jako nejvhodnější způsob zvýšení účinnosti se opět jeví snižování teploty chladící vody, kterou však, jak již bylo řečeno v předešlé kapitole a v kap. 1.3, nemůžeme příliš ovlivnit. Další nejvýhodnější způsob je podle srovnání zvýšení teploty napájecí vody.

5.3 Srovnání účinností cyklů s přehříváním a bez přehřívání získaných pomocí softwaru SteamPro

	Cyklus s přehříváním	Cyklus bez přehřívání
η_t [%]	43,78	41,96
HR [kJ/kWh]	8223	8579
$\Delta\eta_t$ [%]	1,82	
Δ HR [kJ/kWh]	356	

Tab. 5-3: Srovnání účinností

Tabulka č. 5-3 ukazuje zisk na tepelné účinnosti při použití přehřívání, který je 1,82 % což je v technické praxi již velmi výrazná hodnota. Jak již bylo zmíněno v kap.4.1, takto zdánlivě malý rozdíl může při dlouhodobém provozu elektrárny hrát velký finanční rozdíl v nákladech na výrobu 1 kWh.

5.4 Srovnání účinností cyklů získaných předešlými použitými metodami

Způsob výpočtu		S přehříváním	Bez přehřívání
Thermoflow/SteamPro	η_t [%]	43,78	41,96
	HR [kJ/kWh]	8223	8579
Ideální R-C cyklus	η_t [%]	43,53	41,83
	HR [kJ/kWh]	8270	8606
	$\Delta\eta_t$ [%]	0,25	0,13
	Δ HR [kJ/kWh]	47	26
Podrobný výpočet	η_t [%]	43,64	41,59
	HR [kJ/kWh]	8249	8656
	$\Delta\eta_t$ [%]	0,14	0,37
	Δ HR [kJ/kWh]	26	77

Tab. 5-4: Srovnání účinností získaných všemi třemi metodami

Tabulka č. 5-4 ukazuje rozdíl v tepelných účinnostech, které byly získány třemi různými způsoby výpočtu. Jako referenční hodnoty jsou zde účinnosti vypočtené v programu SteamPro. Hodnoty $\Delta\eta_t$ a Δ HR tedy znamenají odchylky od účinností získaných pomocí praxí ověřeného programu. Z uvedených hodnot vyplývá, že tyto odchylky nejsou příliš velké a pro počáteční odhad účinnosti tedy lze použít i velmi jednoduchý a rychlý výpočet.

Závěr

Získané výsledky ukazují jasný zisk na tepelné účinnosti při použití přehřívání páry po částečné expanzi, který je téměř 2 %. Na tomto zisku má hlavní podíl zvýšené množství přidaného tepla a určitý nárůst je také způsoben zařazením jednoho nízkotlakého ohříváku napájecí vody navíc, oproti cyklu bez přehřívání. Je také třeba dodat, že do výsledných účinností není započtena práce kondenzátního a napájecího čerpadla. Tepelná účinnost je tedy vyjádřena pouze jako poměr užitečného elektrického výkonu a tepla přivedeného do cyklu v parogenerátoru. Tento přístup není z hlediska teorie cyklů zcela správný, ale je poplatný běžné technické praxi, kdy se příkon kondenzátního a napájecího čerpadla přiřazuje do vlastní spotřeby a při výpočtu tepelné účinnosti se nezapočítává. Tyto hodnoty se započítávají až do tzv. “net“ hodnot, kam se ale připočítává i příkon dalších zařízení cyklu (např. ventilátory kotle, oběhová čerpadla chladicí vody atd.). Vyčíslení těchto hodnot a vlastních spotřeb už však není předmětem této práce. Dalším výsledkem této práce je srovnání tepelných účinností vypočítaných vlastními výpočty a účinností získaných pomocí programu SteamPro. Tyto odchylky ukazují, že pro počáteční odhad účinnosti je možno použít i velmi jednoduchého a rychlého ručního výpočtu.

Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] BEČVÁŘ, J. a kol. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968
- [2] ŠČEGLAJEV, A. *Parní turbíny*. 1.svazek. Praha: SNTL, 1983
- [3] KLIK, J. *Jednotělesová kondenzační parní turbína 50 MW*. Plzeň: ZČU – KKE,2009
- [4] EPIKARIDIS, P. *Návrh kondenzační parní turbíny 120 MW pro solární cyklus*. Plzeň: ZČU – KKE,2012
- [5] ŠKOPEK, J. *Parní turbína – tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská Univerzita v Plzni – KKE, 2003. ISBN 80-7043-256-X
- [6] THERMOFLOW, SteamPro
https://www.thermoflow.com/convsteamcycle_STP.html
- [7] Excel Engineering, *ELEKTRONICKÉ TABULKY VODY A VODNÍ PÁRY*
xsteam.sourceforge.net