

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Regenerace v tepelném cyklu parních turbín

Autor: Martin Janeček

Vedoucí práce: Ing. Pavel Žitek

Akademický rok 2016/2017

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ**

Katedra energetických strojů a zařízení

Akad. rok: 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Martin Janeček

Rodné číslo: 940401/1826

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: Stavba energetických strojů a zařízení

Téma bakalářské práce: Regenerace v tepelném cyklu parních turbín

Cíl bakalářské práce:

Cílem bakalářské práce je zpracovat problematiku regenerace cyklu parní elektrárny z hlediska návrhu tepelného cyklu. Součástí práce bude také zhodnocení vlivu srážeců přehřátí na účinnost cyklu.

- Popsat způsob odplynění kondenzátu v napájecí nádrži
- Popsat význam regenerace v R-C cyklu a postup jejího návrhu
- Výpočet vybraného parního cyklu pro zadané parametry
- Vyhodnotit vliv srážeců přehřátí integrovaných do regeneračního výměníku na účinnost cyklu
- Vypracovat tepelné schéma počítaného cyklu.

Rozsah bakalářské práce:

- a) textová část: 30 stran
- b) grafická část: schéma cyklu

Doporučená literatura:

- [1] HORLOCK, J.H.: *Combined power plants*, Krieger publishing company, 2002
- [2] ŠKOPEK, Jan, MILČÁK, Petr: *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2010, 244 str. ISBN 978-80-7043-862-6
- [3] PAVELEK, Milan a kol.: *Termomechanika*. Brno: CERM, 2003, ISBN 80-214-2409-5
- [4] WU, Chin: *Thermodynamic cycle*. Marcel Dekker, Inc., 2004, ISBN 0-8247-4298-2
- [5] BEČVÁŘ, Josef: *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL 1968
- [6] ŠČEGLAJEV, A. V.: *Parní turbíny*. Praha: SNTL 1983
- [7] CENGEL, Y., BOLES, M.: *Thermodynamics: An Engineering Approach*. New York: McGraw-Hill Education, 2015, ISBN 978-0073398174

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Žitek

Konzultant bakalářské práce: Ing. Jindřich Louthan

Datum zadání bakalářské práce:

Termín odevzdání bakalářské práce:

L.S.

děkan

vedoucí katedry

V Plzni dne

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou 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 práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval Ing. Jindřichu Louthanovi za vstřícnost při konzultacích a radách při tvorbě bakalářské práce. Dále bych také rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Pavlu Žitkovi a firmě Doosan Škoda Power.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Janeček	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulu) Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Regenerace v tepelném cyklu parních turbín		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	54	TEXTOVÁ ČÁST	40	GRAFICKÁ ČÁST	
---------------	----	---------------------	----	----------------------	--

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Cílem bakalářské práce je zpracovat problematiku regenerace cyklu parní elektrárny z hlediska návrhu tepelného cyklu. Součástí práce bude také zhodnocení vlivu srážeců přehřátí a jejich dopad do účinnosti tepelného cyklu.</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;">Parní turbína, regenerace, Rankine-Clausiusův cyklus, srážec přehřátí, vysokotlaký ohřívák, výměníky tepla</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Janeček	Name Martin	
FIELD OF STUDY	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	Regeneration in the thermal cycle of steam turbines		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	54	TEXT PART	40	GRAPHICAL PART	
----------------	----	------------------	----	-----------------------	--

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The goal of this bachelor thesis is to describe regeneration in the thermal cycle of steam turbines. The part of this thesis will be also evaluation of influence of the desuperheaters and their impact to the efficiency of thermal cycle.
KEY WORDS	Steam turbine, regeneration, Rankine-Clausius cycle, desuperheater, high pressure heater, heat exchangers

Obsah

Úvod.....	13
1 Rankine-Clausiiův cyklus.....	14
2 Metody zvyšování tepelné účinnosti R-C cyklu.....	14
2.1 Zvyšování teploty páry.....	14
2.2 Zvyšování tlaku páry.....	15
2.3 Přihřívání páry.....	15
2.4 Snížení teploty kondenzace.....	16
2.5 Regenerační ohřev napájecí vody.....	16
2.5.1 Způsob odvádění kondenzátu z regeneračních výměníků:.....	18
2.5.2 Regenerační ohříváky.....	20
Napájecí nádrž.....	23
2.5.3 Srážec přehřátí a podchlazovač kondenzátu.....	23
2.5.4 Postup návrhu regeneračního ohřevu.....	25
3 Postup výpočtu tepelného cyklu.....	26
3.1 Zadané hodnoty:.....	26
3.2 Zvolené parametry:.....	26
3.3 Vlastní výpočet.....	27
3.3.1 Parametry na vstupu do turbíny:.....	27
3.3.2 Výpočet tepelné bilance kondenzátoru.....	27
3.3.3 Postup výpočtu teploty chladicí vody tv2 na výstupu z kondenzátoru.....	28
3.3.4 Teplota tk , při níž dochází ke kondenzaci páry (teplota sytosti ts).....	28
3.3.5 Určení tlaku v kondenzátoru pk	28
3.3.6 Entalpie na výstupu z turbíny.....	28
3.3.7 Určení a volba teploty napájecí vody tNV	29
3.3.8 Určení počtu ohříváků.....	30
3.3.9 Rozdělení celkového ohřátí na jednotlivé ohříváky.....	30
3.3.10 Tepelný návrh regeneračních ohříváků.....	31
3.3.11 Entalpie v jednotlivých odběrech.....	33
3.3.12 Teplota páry/kondenzátu v regeneračním ohříváku.....	34
3.3.13 Určení tlaku v napájecí nádrži.....	35
3.3.14 Vliv NČ a KČ na entalpii hlavního kondenzátu a napájecí vody.....	35
3.3.15 Určení entalpie na vstupu a výstupu z regeneračních ohříváků.....	37

3.3.16	Určení nevyužitého entalpického spádu.....	37
3.3.17	Sestavení bilančních rovnic.....	38
3.3.18	Určení hmotnostního průtoku páry na vstupu do turbíny	43
3.3.19	Skutečné průtoky páry v jednotlivých odběrech.....	43
3.3.20	Tabulka vypočtených hodnot parního oběhu	44
3.3.21	Výpočet svorkového výkonu generátoru.....	44
3.3.22	Teoretický tepelný tok v kotli Q_k :.....	45
3.3.23	Skutečný tepelný tok v kotli Q_k :	45
3.3.24	Spotřeba paliva (uhlí):.....	46
3.3.25	Účinnosti cyklu:	46
3.4	Schéma cyklu s regeneračním ohřevem	47
3.4.1	Význam zkratk:	47
4	Výpočet cyklu se srážeci	48
4.1	Koncový rozdíl teplot pro VTO2:	50
4.2	Koncový rozdíl teplot pro VTO1:	50
5	Závěr:.....	53
6	Seznam použitých zdrojů.....	54

Použité zkratky

Symbol	Veličina	Jednotka
$T_T = T_{eki}$	Střední teplota přívodu tepla	$^{\circ}\text{C}$
$T_K = T_s$	Teplota kondenzace	$^{\circ}\text{C}$
η_{carnot}	Účinnost Carnotova cyklu	–
p_a	Vstupní tlak páry	MPa
t_a	Vstupní teplota páry	$^{\circ}\text{C}$
t_{v1}	Teplota věžového chlazení na vstupu do kondenzátoru	$^{\circ}\text{C}$
P_{netto}	Výkon na výstupním transformátoru elektrárny	MW
η_{td}	Termodynamická účinnost	–
η_m	Mechanická účinnost	–
η_g	Účinnost generátoru	–
η_k	Účinnost kotle	–
$\eta_{K\check{c}}$	Účinnost kondenzátního čerpadla	–
$\eta_{N\check{c}}$	Účinnost napájecího čerpadla	–
Q_n	Měrné teplo	–
Δt_k	Ohřátí chladicí vody v kondenzátoru	$^{\circ}\text{C}$
δ_{tk}	Koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru	$^{\circ}\text{C}$
Δt_o	Předpokládané průměrné ohřátí na jednom regeneračním stupni	$^{\circ}\text{C}$
$TTD\ NTO$	Koncový rozdíl teplot pro NTO	$^{\circ}\text{C}$
$TTD\ VTO$	Koncový rozdíl teplot pro VTO	$^{\circ}\text{C}$
h_a	Entalpie páry na vstupu do turbíny	kJ/kg
s_a	Entropie páry na vstupu do turbíny	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
t_{v2}	Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru	$^{\circ}\text{C}$
t_k	Teplota, při níž dochází ke kondenzaci páry	$^{\circ}\text{C}$
p_k	Tlak v kondenzátoru	kPa
h_k	Entalpie kondenzátu na výstupu z kondenzátoru	kJ/kg
$h_{e. ad}$	Entalpie páry na výstupu z turbíny za předpokladu izoentropické expanze	kJ/kg
h_e	Skutečná entalpie páry na výstupu z turbíny	kJ/kg
t_s	Teplota sytosti páry	$^{\circ}\text{C}$
t_{NV}	Teplota napájecí vody	$^{\circ}\text{C}$
p_{NV}	Tlak ve výtlaku napájecích čerpadel	MPa
Δt_{reg}	Celkové ohřátí kondenzátu v celé regeneraci	$^{\circ}\text{C}$
z	Počet regeneračních ohříváků	–
m	konstantní poměr absolutních teplot před a za jednotlivými regeneračními stupni	–
t_{vin}	Vstupní teplota hlavního kondenzátu/napájecí vody	$^{\circ}\text{C}$
t_{vout}	Výstupní teplota hlavního kondenzátu/napájecí vody	$^{\circ}\text{C}$
Δt_{ohr}	Celkové ohřátí na jednotlivých ohřívácích	$^{\circ}\text{C}$
t_{sout}	Teplota sytosti odebírané páry	$^{\circ}\text{C}$
p_{ohr}	Tlak sytosti odebírané páry	bar
p_{odbr}	Tlak páry v odběru	bar

$h_{odb.skut.z}$	Entalpie odebírané páry	kJ/kg
$h_{odb.ad.z}$	Entalpie v odběru za předpokladu izoentropické expanze	kJ/kg
h_{pout}	Entalpie sytého kondenzátu po kondenzaci ve výměníku	kJ/kg
t_{pin}	Teplota páry na vstupu do regeneračního ohříváku	$^{\circ}C$
p_{NN}	Tlak v napájecí nádrži	MPa
t_{pin}	Teplota páry na vstupu do regeneračního ohříváku	$^{\circ}C$
h_{vout}	Výstupní entalpie z čerpadla	kJ/kg
h_{ad}	Entalpie při tlaku napájecí vody a entropii syté vody na vstupu	kJ/kg
s	Entropie syté vody na vstupu do čerpadla	$kJ/kg \cdot K$
$h_{vout.z}$	Entalpie na výstupu z regeneračních ohříváků	kJ/kg
μ_z	Nevyužitý entalpický spád	–
α_z	Poměrný průtok páry	–
\dot{m}_a	Potřebný průtok hlavního kondenzátu/napájecí vody	kg/s
$\dot{m}_{p.z}$	Skutečný průtok páry v odběru	kg/s
P_{sv}	Svorkový výkon	MW
$P_{\text{čerpadel}}$	Výkon čerpadel	kW
$\dot{m}_{K\check{c}}$	Průtok v kondenzátním čerpadle	kg/s
$\dot{m}_{N\check{c}}$	Průtok v napájecím čerpadle	kg/s
$P_{K\check{c}}$	Výkon kondenzátního čerpadla	kW
$P_{N\check{c}}$	Výkon napájecího čerpadla	kW
Q_k	Teoretický tepelný tok v kotli	kW_t
Q_{ks}	Skutečný tepelný tok v kotli	kW_t
h_{NV}	Entalpie napájecí vody před vstupem do kotle	kJ/kg
$\eta_{hrubá}$	Celková účinnost cyklu s uvažováním vlastní spotřeby	–
$\eta_{čistá}$	Celková účinnost cyklu bez vlastní spotřeby	–
$\dot{m}_{ps.z}$	Průtok páry v ohříváku se srážecem	kg/s
h_{p2}	Entalpie páry na výstupu ze srážече	kJ/kg
t_{kond}	Teplota kondenzace v ohříváku	$^{\circ}C$
h'_{v2}	Entalpie napájecí vody na vstupu do srážече	kJ/kg
h_{v1}	Entalpie napájecí vody na vstupu do ohříváku	kJ/kg
h_{kond}	Entalpie páry na výstupu z kondenzátoru	kJ/kg
h_{v2}	Entalpie napájecí vody na výstupu ze srážече	kJ/kg
h_{p1}	Entalpie páry na vstupu do srážече	kJ/kg
t_{v2}	Teplota napájecí vody na výstupu ze srážече	$^{\circ}C$
TTD_z	Koncový rozdíl teplot na výstupu z ohříváku se srážecem	$^{\circ}C$

Seznam obrázků

Obrázek 1- T-s diagram R-C cyklu	14
Obrázek 2- Vliv zvýšení teploty páry	14
Obrázek 3- Vliv zvýšení tlaku páry.....	15
Obrázek 4- Přihřívání páry	15
Obrázek 5- Snížení tlaku kondenzace	16
Obrázek 6- Carnotizace R-C cyklu	17
Obrázek 7- Regenerace s jednoduchým schématem	17
Obrázek 8- Odvod kondenzátu kaskádováním.....	18
Obrázek 9- Odvod kondenzátu přečerpáváním.....	19
Obrázek 10- Schéma vlásenkového ohříváku	20
Obrázek 11- Řez vodní komorou	21
Obrázek 12- Plášť ohříváku	22
Obrázek 13- Trubkový svazek	22
Obrázek 14- Schéma ohříváku se srážecem přehřátí a podchlazovačem.....	23
Obrázek 15- Řez vysokotlakého ohříváku se srážecem	24
Obrázek 16- Průběh teplot v kondenzátoru.....	27
Obrázek 17- Změna entalpie v NČ a KČ	35
Obrázek 17- Schéma VTO2	39
Obrázek 18- Schéma VTO1	39
Obrázek 19- Schéma NN.....	40
Obrázek 20- Schéma NTO3	41
Obrázek 21- Schéma NTO2	41
Obrázek 22- Schéma NTO1	42
Obrázek 23- Schéma cyklu s regenerací	47
Obrázek 24- Průběh teplot v ohříváku se srážecem přehřátí.....	48

Seznam tabulek

Tabulka 1- Výsledky regenerace.....	44
Tabulka 2- Výsledky regenerace se srážeci	52
Tabulka 3- Porovnání výsledků.....	53

Úvod

V současné době svět řeší v oblasti energetiky dva hlavní globální problémy – jak stabilně pokrýt potřebu elektrické energie a zároveň snížit negativní vliv emisí skleníkových plynů na změny klimatu na Zemi. Z tohoto důvodu dnes roste tlak na získávání energie z obnovitelných zdrojů. V přírodních podmínkách České republiky je však možné brát obnovitelné zdroje pouze jako doplněk ke konvenčním zdrojům. To je způsobeno hlavně obtížnou predikovatelností výroby elektrické energie z těchto zdrojů a tím spojené riziko přetěžování kapacity přenosových a distribučních sítí. V České republice je tak využíváním obnovitelných zdrojů pokryto zhruba 13% z celkové potřeby.

Zbytek připadá na uhelné a jaderné elektrárny. Uhelné elektrárny se u nás podílejí na výrobě elektrické energie přibližně z poloviny. Většina těchto elektráren spaluje hnědé uhlí. Předpokladem pro jejich další rozvoj je schopnost držet krok s technickým pokrokem a to hlavně v oblasti zvyšování energetické účinnosti. Stále je zde však problém s uvolňováním skleníkových plynů vznikajících při spalování uhlí.

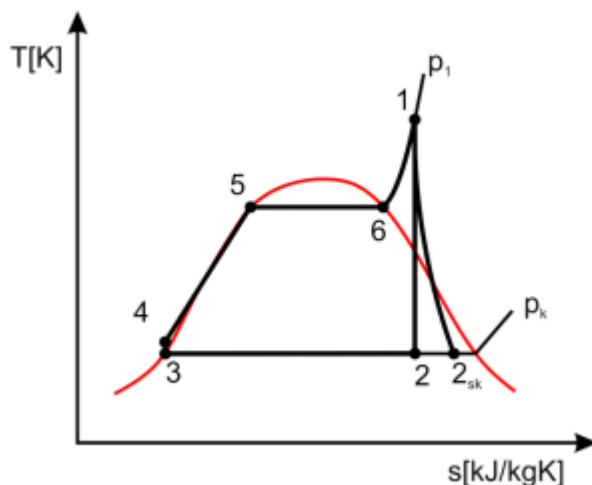
Pro budoucí výrobu elektrické energie se tak nejlépe jeví jaderná energetika. Ta neprodukuje prakticky žádné skleníkové plyny a navíc současně patří všude ve světě mezi nejlevnější energetické zdroje. Cena elektřiny vyrobené v jaderných elektrárnách je srovnatelná nebo nižší, než cena elektřiny z uhelných a plynových elektráren. To je způsobeno vlivem relativně nízkých nákladů na palivo. Navíc jsou do této ceny zahrnuty také externí náklady (nakládání s odpady, vyřazování z provozu, atd.). Výhodou jaderné energetiky je také dostatek surovin pro výrobu paliva. Celosvětové zásoby ekonomicky dostupných jaderných paliv mohou bez recyklace paliva vystačit na 85 let. Pokud by se podařilo nasadit do provozu tzv. rychlé reaktory, mohlo by recyklované palivo vystačit na dalších 2,5 tisíce let. Hlubou budoucnosti je pak další generace fúzních reaktorů.

V jaderných a uhelných elektrárnách se k přeměně tepelné energie na elektrickou využívá parních turbosoustrojí. Ty transformují tepelnou energii postupně na tlakovou energii páry. Pára o vysokém tlaku je vedena do turbíny, kde je tlaková energie páry přeměněna na energii kinetickou. Tato kinetická energie je dále transformována turbogenerátorem na energii elektrickou. Parní turbíny lze navíc také použít například při spalování biomasy, nebo u paroplynových cyklů. Počítá se s nimi jako prostředkem pro výrobu elektrické energie také u budoucích fúzních reaktorů.

Z toho všeho plyne, že parní turbíny mají v energetice obrovský význam a lze očekávat, že v budoucnu tomu bude také tak. Jsou tak stále kladeny nároky na jejich vysokou technickou úroveň a také na zvyšování jejich účinnosti. Zvýšení jejich účinnosti byť jen o desetinu procenta v konečném důsledku znamená značnou úsporu paliva, což je příznivé nejen z hlediska ekonomického, ale také ekologického.

1 Rankine-Clausiovův cyklus

Tepelný cyklus parních turbín používaný v tepelných a jaderných elektrárnách lze zjednodušeně popsat pomocí Rankine-Clausiova cyklu.



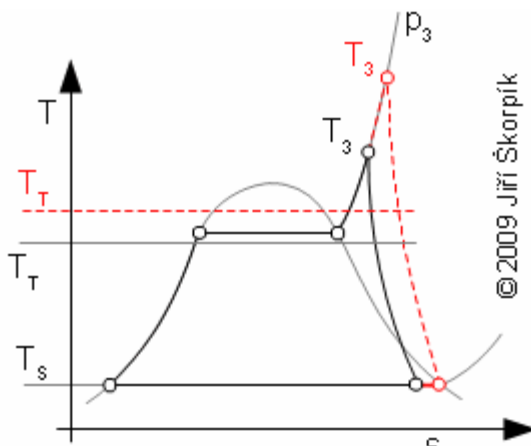
Obrázek 1- T-s diagram R-C cyklu

Na *Obrázek 1* je znázorněn R-C cyklus beze ztrát a se ztrátami. Křivka 3-4 znázorňuje izoentropické zvýšení tlaku napájecí vody napájecím čerpadlem. Mezi body 4-5 probíhá ohřev napájecí vody v kotli na teplotu varu. Mezi body 5-6 dochází ke skupenské přeměně vody na páru a poté dochází k přehřívání páry popsané křivkou 6-1. Mezi body 1-2 probíhá izoentropická expanze páry v turbíně. Křivka 1-2_{sk} popisuje expanzi v turbíně při uvažování termodynamických ztrát. Křivka 2-3 respektive 2_{sk}-3 popisuje kondenzaci páry v kondenzátoru za stálé teploty. [4]

2 Metody zvyšování tepelné účinnosti R-C cyklu

2.1 Zvyšování teploty páry

Principem této metody je zvýšení střední teploty přívodu tepla T_T do parního cyklu. Toho je dosaženo co nejvyšším možným ohřátím páry na výstupu z kotle.

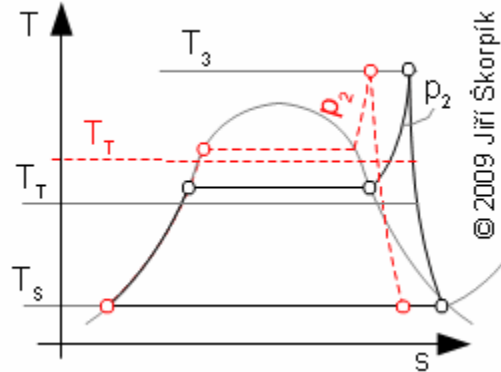


Obrázek 2- Vliv zvýšení teploty páry

Teplotu páry však nelze zvyšovat příliš, jelikož je omezena použitými materiály v přehříváku páry v kotli a na prvních stupních lopatkování v turbíně.

2.2 Zvyšování tlaku páry

Pokud je zvýšen tlak páry na vstupu do turbíny p_2 při stále teplotě T_3 , pak se zvýší i střední teplota přívodu tepla do oběhu T_T .

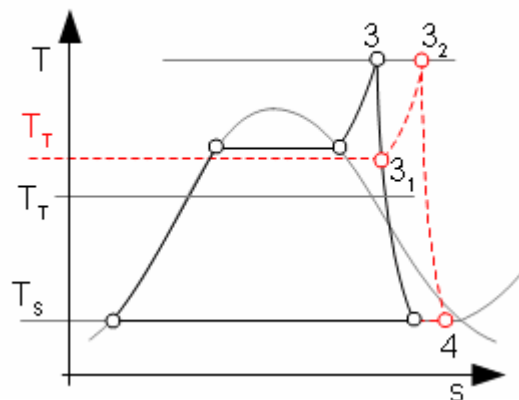


Obrázek 3- Vliv zvýšení tlaku páry

Zvýšení tlaku ale způsobí, že se zmenší měrný objem páry na vstupu do turbíny, a tak je nutné použít kratší lopatky. Zároveň roste vlhkost páry na výstupu z turbíny (tj. na konci expanze), což komplikuje konstrukci turbíny a má negativní dopad do účinnosti posledních stupňů.

2.3 Přihřívání páry

Princip této metody spočívá v tom, že pára je po částečné expanzi v turbíně vedena zpět do parního kotle, respektive do jeho části zvané přihřívák. V přihříváku je pára ohřáta na téměř stejnou teplotu, jakou měla před vstupem do turbíny. Omezením pro teplotu přihřátí je, že expanze na konci nízkotlakého dílu turbíny nesmí zasahovat do oblasti přehřáté páry.



Obrázek 4- Přihřívání páry

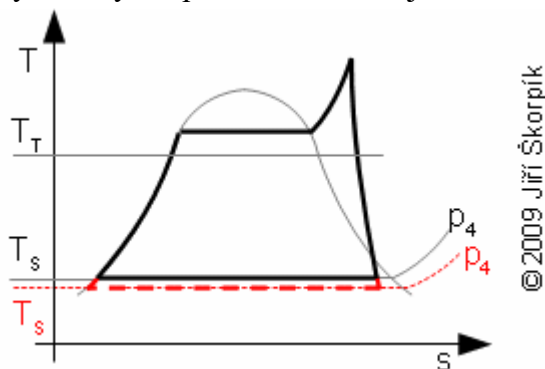
. Komplikovanější je z důvodu větších průměrů potrubí přihříváku i konstrukce a regulace kotle a návrh rozvodů páry. Výstupní pára z vysokotlakého dílu se přivádí zpět do kotle respektive přihříváku, kde je znovu ohřáta a poté je vedena do dalšího tělesa turbíny. V případě jaderných

elektráren s reaktory VVER je přehřívání realizováno parou odebranou před vysokotlakým dílem turbíny. Pomocí této páry je pak zvýšena teplota páry před vstupem do nízkotlakých dílů turbíny. [4]

2.4 Snížení teploty kondenzace

Na zvýšení účinnosti cyklu má také pozitivní vliv snížení teploty kondenzace. Pára v kondenzátoru bývá nejčastěji chlazená vodou. V našich klimatických podmínkách se teplota chladicí vody pohybuje od cca 10°C pro elektrárny chlazené vodou z řeky až do cca 25°C pro mnohem častěji používané chlazení chladicí věží. Záleží na ročním období resp. na aktuálním počasí.

Teplota chladicí vody ale významným způsobem ovlivňuje kondenzační tlak v kondenzátoru.



Obrázek 5- Snížení tlaku kondenzace

Maximální možné snížení teploty kondenzace může být dosaženo zvětšením teplosměnné plochy kondenzátoru, zvýšením průtoku chladicí vody, nebo zvětšením koeficientu přestupu tepla u teplosměnných ploch. [4]

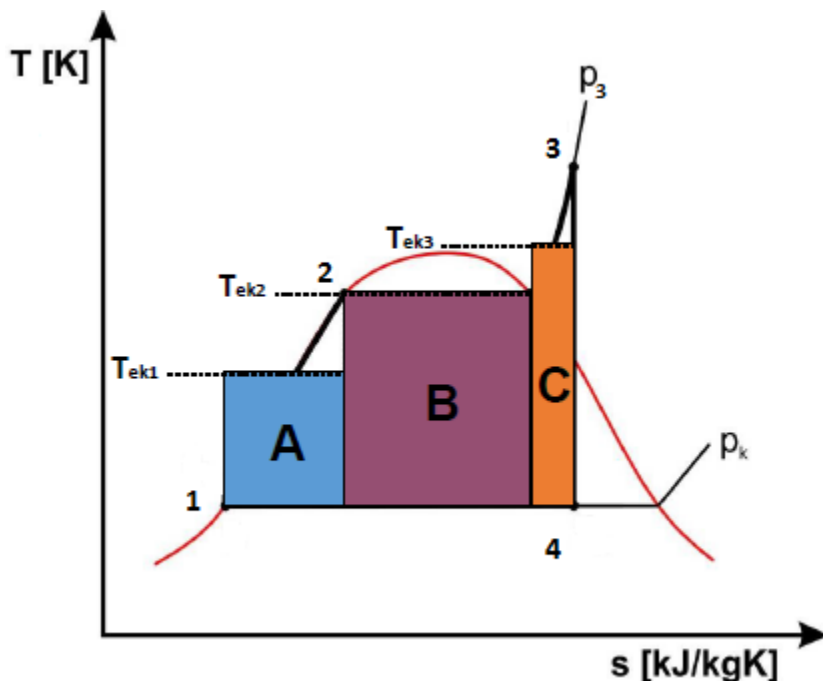
2.5 Regenerační ohřev napájecí vody

Regenerace neboli regenerační ohřev napájecí vody je jeden způsobů zvyšování tepelné účinnosti cyklu. Regenerační ohřev hlavního kondenzátu a napájecí vody je uskutečněn částí páry odebírané během expanze z turbíny. Pára je vedena z odběru turbíny do regeneračních výměníků, kde kondenzuje a předá teplo hlavnímu kondenzátu, nebo napájecí vodě.

Cílem je tepelný cyklus “carnotizovat“ a především eliminovat v R-C cyklu část A. V části cyklu A je dosahováno nejnižší účinnosti, jelikož střední teplota T_{ek1} je nejnižší, viz *Obrázek 6*. [2]

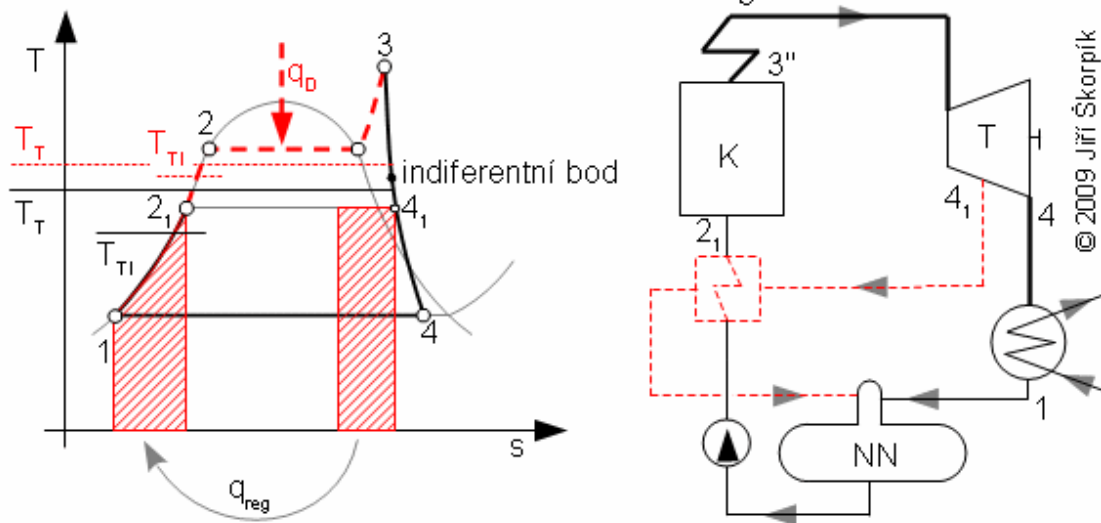
Účinnost Carnotova cyklu:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_k}{T_{ek1}}$$



Obrázek 6- Carnotizace R-C cyklu

Dosažení vyšší tepelné účinnosti cyklu je dosaženo odvedením tepla části tepla z úseku 3-4 (Obrázek 7) toto teplo je pak předáno hlavnímu kondenzátu nebo napájecí vodě.



Obrázek 7- Regenerace s jednoduchým schématem

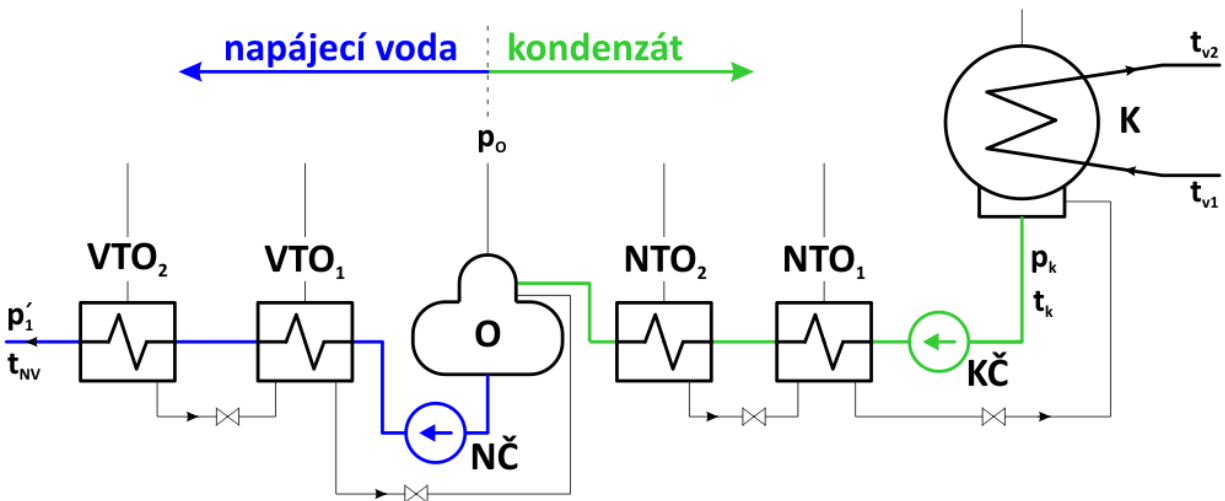
Stav páry odebrané z turbíny pro regenerační ohřev odpovídá bodu 4₁. Stav hlavního kondenzátu nebo napájecí vody na výstupu z regeneračního ohříváku odpovídá bodu 2₁. [4]

Regenerační ohřev napájecí vody výrazně zvyšuje tepelnou účinnost cyklu a používá se u všech větších bloků. Bez použití regenerace by tepelná účinnost mohla být nižší i o více než 10%.

Regenerace má však také pozitivní vliv na termodynamickou účinnost a konstrukci posledních stupňů turbíny a kondenzátoru. Jelikož je pára z turbíny postupně odebírána, může díky regeneraci prvními vysokotlakými stupni turbíny protékat větší množství páry. To dovoluje navrhnout tyto stupně s delšími lopatkami a toho plyne jejich vyšší termodynamická účinnost. Na druhou stranu to znamená, že je z důvodu většího průtoku páry na vstupu do turbíny zapotřebí použít kotel o vyšší kapacitě. Dalším pozitivním přínosem je, že je pára odebírána během expanze v turbíně, takže v posledních stupních proudí menší množství páry. To má kladný vliv na mezní výkon a konstrukci posledních stupňů turbíny. Není totiž nutné navrhovat tak dlouhé lopatky a tím se sníží mechanické namáhání rotoru turbíny. Menší průtok páry na výstupu z turbíny má také vliv na menší potřebnou velikost teplosměnné plochy kondenzátoru.

Nejběžněji je regenerace tvořena povrchovými výměníky tepla a napájecí nádrží. Napájecí nádrž je směšovací výměník, ve kterém dochází k přímému styku páry s napájecí vodou. Součástí napájecí nádrže bývá zpravidla také odplynovák. Povrchovými výměníky jsou nízkotlaké ohříváky (NTO) a vysokotlaké ohříváky (VTO).

V těchto výměnících proudí hlavní kondenzát nebo napájecí voda teplosměnnými trubkami. Pára kondenzuje na povrchu těchto trubek a odevzdává kondenzační neboli skupenské teplo.



Obrázek 8- Odvod kondenzátu kaskádováním

2.5.1 Způsob odvádění kondenzátu z regeneračních výměníků:

Regeneraci lze podle způsobu odvádění kondenzátu dělit na dva způsoby:

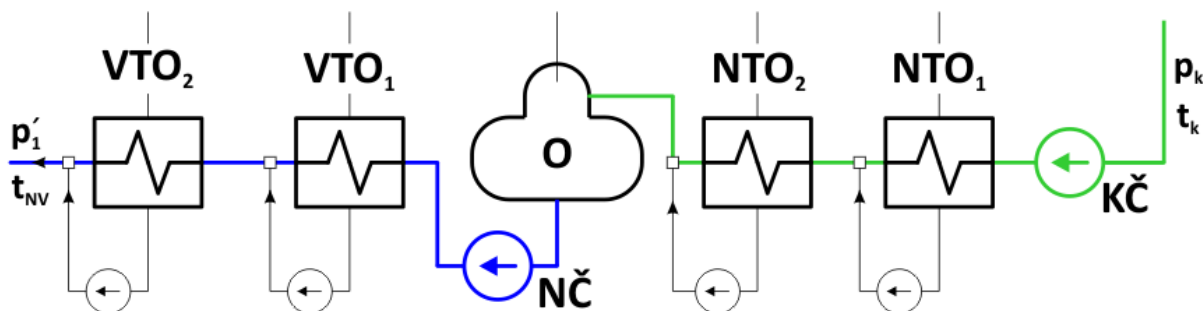
- Kaskádování:

Při kaskádování je zkondenzovaná pára (kondenzát) odváděn pomocí tlakového spádu, viz *Obrázek 8*. V případě vysokotlakých ohříváků (VTO) postupně z vyššího stupně VTO do nižšího až do napájecí nádrže a v případě nízkotlakých ohříváků (NTO) z vyššího stupně NTO do nižšího, až do kondenzátoru. Všemi vysokotlakými ohříváky (VTO) tak protéká stejné množství napájecí vody a všemi nízkotlakými ohříváky (NTO) protéká stejný průtok hlavního kondenzátu. Většinou je prakticky nemožné provést kaskádu přes všechny regenerační ohříváky, a proto se u nízkotlaké regenerace často kombinuje kaskádování s přečerpáváním. Výhoda kaskádování

spočívá v tom, že kaskádovaný kondenzát po vstupu do nižšího stupně regenerace ušetří páru z odpovídajícího odběru, jelikož se z kondenzátu po zavedení do nižšího regeneračního ohříváku uvolní pára, která poté kondenzuje na teplosměnné ploše a předá tak teplo ohřívané vodě.

- **Přečerpávání:**

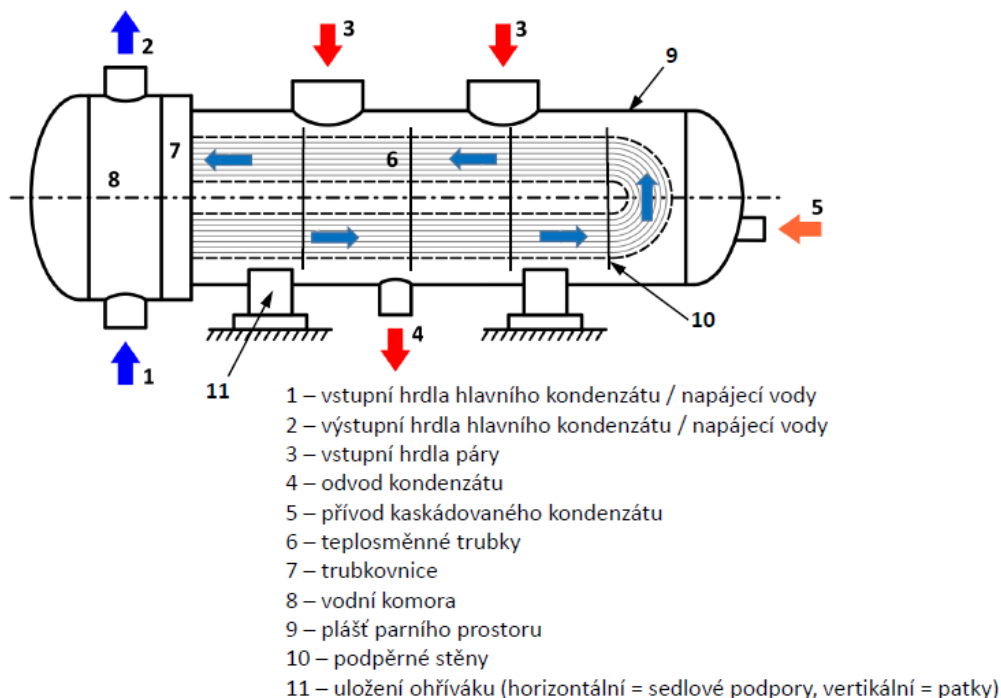
Při použití tohoto způsobu je kondenzát přečerpáván čerpadly ve směru toku hlavního proudu hlavního kondenzátu (napájecí vody) za ohříváky, viz *Obrázek 9*. Každým ohřívákem tak protéká jiný průtok hlavního kondenzátu (napájecí vody). Průtok se zvětšuje směrem ke kotli. Tento způsob odvodu kondenzátu je sice z pohledu tepelného cyklu přínosnější než je kaskádování, ale na druhou stranu znamená vyšší počáteční investiční náklady, díky nutnosti instalování čerpadel. Čerpadla dopravující kondenzát do hlavní trasy musejí být navíc zálohována (minimálně v konfiguraci 2x100%). Je také důležité brát v potaz dopad do vlastní spotřeby bloku, neboť čerpadla potřebují elektrickou energii pro svůj provoz.



Obrázek 9- Odvod kondenzátu přečerpáváním

V praxi se v drtivé většině případů nerealizuje čisté kaskádování, nebo čisté přečerpávání kondenzátu. Mnohem častěji je možné vidět kombinace obou způsobů odvádění topného kondenzátu.

2.5.2 Regenerační ohříváky



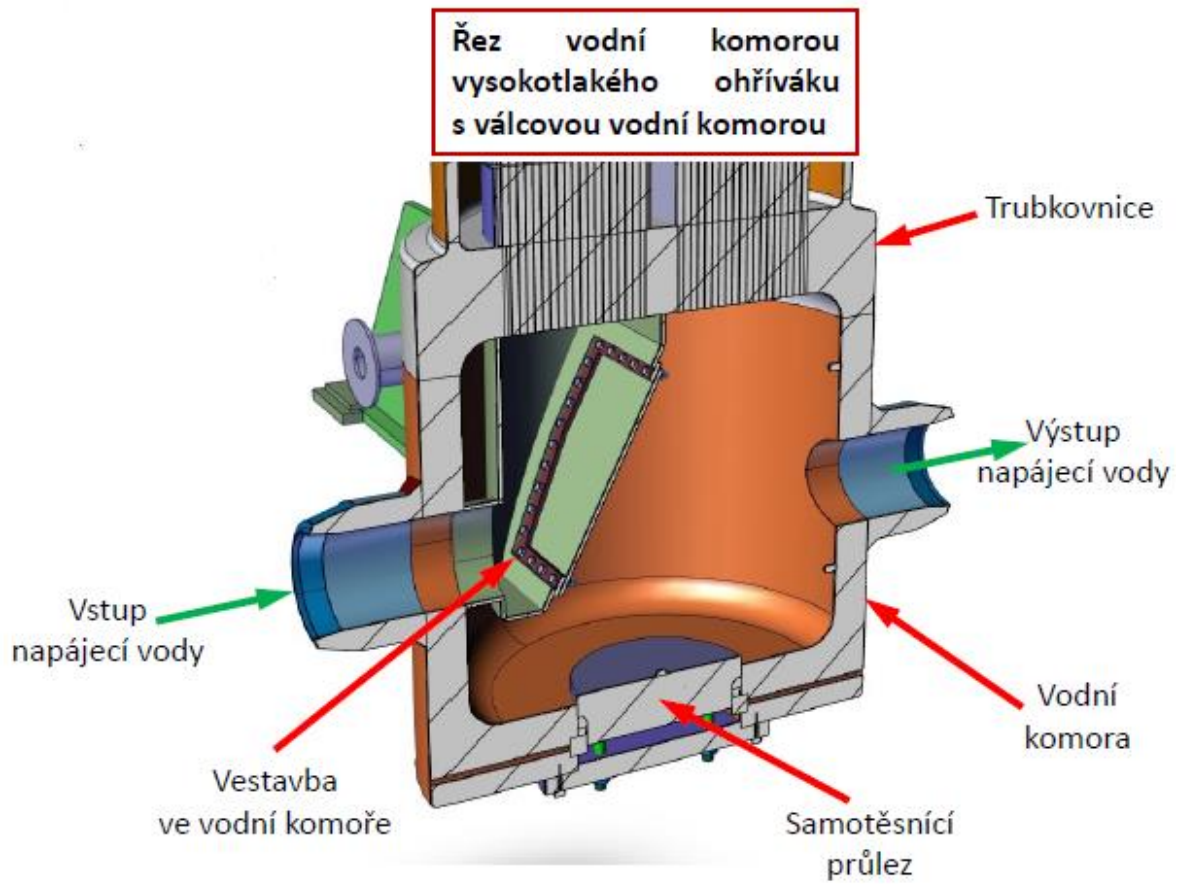
Obrázek 10- Schéma vlásenkového ohříváku

Ohříváky, ve kterých se kondenzát nebo napájecí voda ohřívá kondenzující párou odebranou z turbíny, se dělí na směšovací a povrchové. Jako směšovací výměník se používá pouze napájecí nádrž s odplynovákem.

Teplosměnná plocha povrchového ohříváku je tvořena tvarovanými trubkami. Ohřívání vody o vyšší tlak než je tlak topné páry, zpravidla protéká uvnitř těchto trubek. Ve většině elektráren je hlavní kondenzát dopravován do parního generátoru dvěma za sebou zařazenými stupni. Nejprve je dopravován kondenzátními čerpadly z kondenzátoru přes nízkotlaké ohříváky do napájecí nádrže. Odtud je už jako napájecí voda dopravován napájecími čerpadly přes vysokotlaké ohříváky do kotle.

Pro regeneraci se nejčastěji používají vlásenkové ohříváky (s U-trubkami). Jejich výhoda spočívá především v samokompensaci vlivu teplotních dilatací. Ohyb vlásenek se totiž může volně posouvat vlivem dilatací v plášti ohříváku. Schéma takového ohříváku lze vidět na *Obrázek 10*. V podstatě lze říci, že ohřívák je tvořen ze čtyř základních částí, a to vodní komorou, trubkovnicí, trubkovým svazkem a pláštěm ohříváku.

Úkolem vodní komory je zajištění distribuce hlavního kondenzátu nebo napájecí vody do teplosměnných trubek. Může být vyrobena ze zkroužených plechů, nebo z ocelového výkrovku. Trubkovnice slouží k oddělení parního prostoru od prostoru vodního (vodní komory). Je to ocelová deska, ve které jsou vyvrtány otvory, které slouží pro uchycení teplosměnných trubek. V případě nízkotlakých ohříváků bývá trubkovnice vyrobena z ocelového plechu.



Obrázek 11- Řez vodní komorou

Trubkovnice pro vysokotlaké ohříváky se vyrábí z ocelového výkovku. Vodní komora a trubkovnice jsou k sobě ve většině případů přivařeny. Trubkový svazek je tvořen teplosměnnými trubkami, podpěrnými stěnami a výstužnou konstrukcí. Teplosměnné trubky tvoří teplosměnnou plochu, na které dochází ke sdílení tepla. Jejich průměr bývá u regeneračních ohříváků nejčastěji 15 – 20 mm. Uchycení trubek k trubkovnici se provádí dvěma způsoby, buď pouze zaválcováním, nebo zaválcováním a následným přivařením. U těchto spojů je velmi důležité zajistit těsnost mezi vodní a parní stranou ohříváku. Na vodní straně je tlak vyšší, než na parní. V případě netěsného spoje tak docházelo k průniku hlavního kondenzátu nebo napájecí vody do parního prostoru. U vysokých tlaků na vodní straně se tak pro zajištění těsnosti spoje přistupuje k zavaření trubek do trubkovnice.



Obrázek 13- Trubkový svazek

Plášť ohříváku slouží k uzavření parního prostoru. Bývá vyroben ze zkroužených plechů, které jsou k sobě svařeny. Plášť ohříváku bývá nejčastěji namáhán vnitřním přetlakem. V případě nízkotlakých ohříváků, ohříváných parou z nízkých odběrů parní turbíny může být plášť za provozu namáhán vnějším přetlakem atmosféry.



Obrázek 12- Plášť ohříváku

Napájecí nádrž

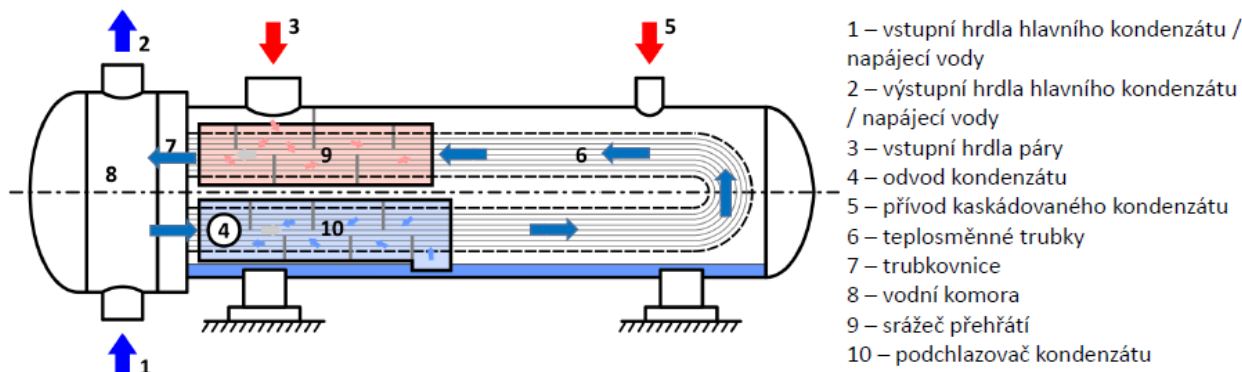
Napájecí nádrž je velkoobjemová tlaková nádoba, která je vybavena systémem odplynění. Její hlavní funkce je, že slouží jako akumulční nádrž napájecí vody pro kotel. Průtok napájecí vody totiž musí být vždy zaručen, v případě, že by teplosměnné trubky v kotli nebyly vnitřně chlazené napájecí vodou, totiž hrozí poškození kotle teplotním namáháním. Dále slouží k odplynění přiváděného kondenzátu z nízkotlaké regenerace. Hlavní důvod odplynění je snaha odstranit především rozpuštěný kyslík, neboť při styku s ocelí působí korozivně. Poslední a neméně důležitou funkcí napájecí nádrže je ohřev hlavního kondenzátu (napájecí vody). Napájecí nádrž je směšovací výměník a tvoří tak jeden ze stupňů regenerace.

Hlavní princip používaný při odplynění je Henryho zákon – koncentrace rozpuštěného plynu ve vodě je přímo úměrná parciálnímu tlaku plynu nad její hladinou. Aby tak voda byla zbavena kyslíku, je ji třeba podle velikosti tlaku ohřát na určitou teplotu, ideálně přivést k varu. Toho lze dosáhnout například rozstříkáváním hlavního kondenzátu na malé kapičky pomocí sprchy, která je automaticky regulována podle průtoku hlavního kondenzátu. Tento rozstřík zajišťuje dostatečný prohřev hlavního kondenzátu na teplotu blízkou teplotě sytosti v napájecí nádrži. Roztříštění na malé kapičky navíc znamená zvětšení plochy, přes kterou se mohou uvolňovat plyny rozpuštěné v kondenzátu.

K plnému dohřevu hlavního kondenzátu na teplotu sytosti dochází ve druhém stupni ohřevu, a sice v samotné napájecí nádrži, kde je akumulovaný objem kondenzátu neustále prohříván (probubláván) topnou parou. Topná pára je v napájecí nádrži distribuována systémem barbotáže, což je systém rozváděcích děrovaných trubek.

2.5.3 Srážec přehřátí a podchlazovač kondenzátu

V některých případech mohou být regenerační ohříváky doplněny o srážec přehřátí, nebo o podchlazovače kondenzátu. Jedná se o doplnění hlavní kondenzační plochy dodatkovými teplosměnnými plochami (Obrázek 14). Tyto teplosměnné plochy mohou být nedílnou součástí ohříváku, kdy jsou zaintegrované přímo v jednom plášti ohříváku (integrální srážec), nebo mohou být umístěny mimo plášť samotného ohříváku jako samostatné výměníky.

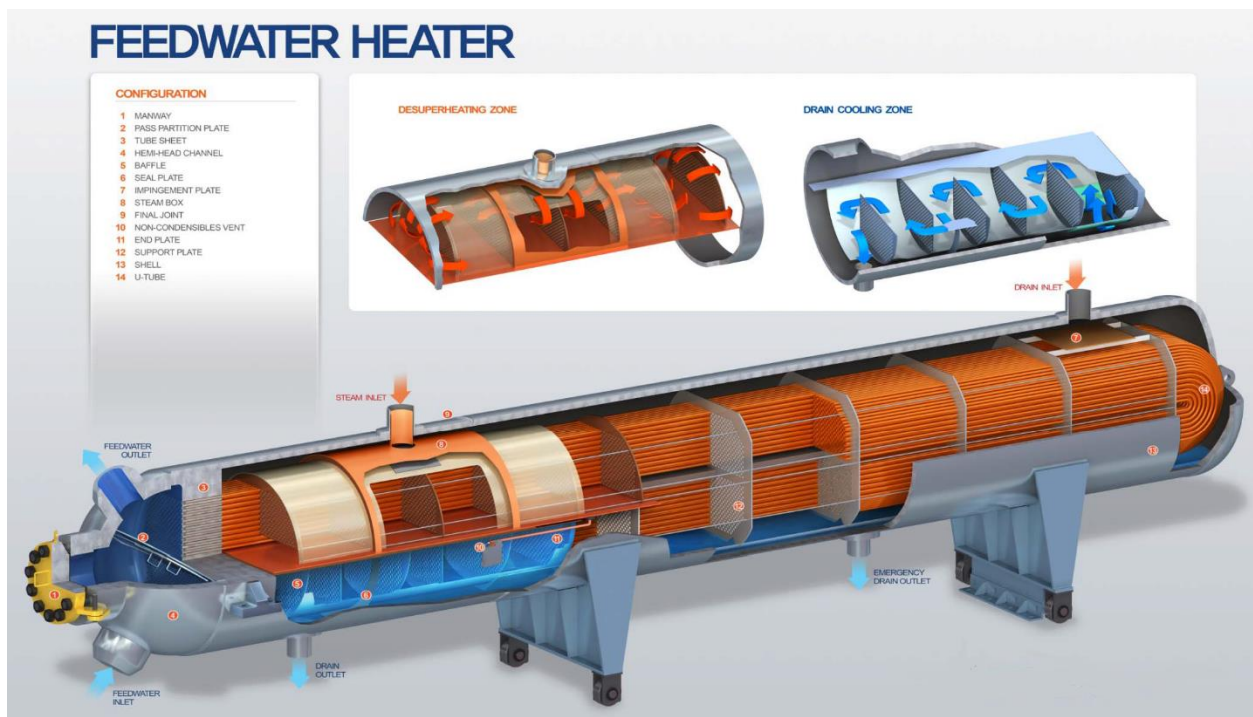


Obrázek 14- Schéma ohříváku se srážecem přehřátí a podchlazovačem

Zařazení srážec přehřátí umožňuje využití tepla z přehřáté odběrové páry k dohřevu napájecí vody. Srážec má smysl použít u výměníků, kde má odběrová pára vysokou teplotu a je značně

přehřátá. Proto jsou používány především u vysokotlakých ohříváků. Díky použití srážecí přehřátí je dokonce možné dosáhnout záporného koncového rozdílu teplot (TTD). To znamená, že teplota výstupní napájecí vody může být vyšší, než je teplota sytosti v plášti ohříváku.

Použití integrálního srážecí přehřátí (srážecí integrovaný do pláště ohříváku) je možné, pouze pokud je teplota páry na vstupu do ohříváku alespoň cca 90°C nad teplotou sytosti. Zároveň musí být dodrženo, aby pára vystupující ze srážecí byla v nominálním provozu přehřátá alespoň o cca 30°C. To musí být splněno, aby bylo vyloučeno kondenzování páry už ve srážecí. Kondenzace páry ve srážecí totiž může vést k eroznímu ohrožení vestavby srážecí a teplosměnných trubek. Pokud by pára kondenzovala již ve srážecí, znamenalo by to také, že je srážecí předdimenzován. Přílišná velikost srážecí přehřátí je také nežádoucí z hlediska tlakových ztrát. Tlakové ztráty při proudění páry ve srážecí je vhodné minimalizovat, jelikož vedou ke snížení tlaku sytosti v hlavní kondenzační části ohříváku. [2]



Obrázek 15- Řez vysokotlakého ohříváku se srážecím

2.5.4 Postup návrhu regeneračního ohřevu

Při návrhu regeneračního ohřevu je vhodné postupovat tímto způsobem:

- Zvolení koncové teploty napájecí vody t_{NV} , tj. teplota napájecí vody před kotlem
- Zvolení počtu regeneračních ohříváků a rozvrhnutí ohřátí na jednotlivé ohříváky
- Ze zvoleného ohřátí vypočítat teploty a entalpie hlavního kondenzátu (napájecí vody) na vstupu a výstupu z regeneračních ohříváků (postupovat ve směru od kondenzátoru ke kotli)
- Přičtením koncového rozdílu teplot k výstupní teplotě hlavního kondenzátu (napájecí vody) určit teplotu sytosti odebírané páry a její tlak. Z průběhu expanze v turbíně zjistit entalpii odebírané páry. Určit entalpii sytého kondenzátu po kondenzaci ve výměníku
- Sestavit bilanční rovnice pro jednotlivé ohříváky
- Vypočítat poměrné průtoky páry α_z (postup směrem od kotle ke kondenzátoru)
- Určit nevyužitý entalpický spád pro jednotlivé ohříváky μ_z
- Z požadovaného výkonu bloku určit potřebný průtok páry \dot{m}_a
- Vypočítat skutečné průtoky páry v jednotlivých odběrech $\dot{m}_{pz} = \dot{m}_a \cdot \alpha_z$
- Dle lopatkového plánu upravit tlaky odběrů, přidat dodatkové plochy k ohřívákům (srážecí ohřátí, podchlazovač kondenzátu) a přepočítat tepelné schéma

3 Postup výpočtu tepelného cyklu

3.1 Zadané hodnoty:

Admisní (vstupní) tlak páry:	$p_a = 20$	[MPa]
Admisní (vstupní) teplota páry:	$t_a = 560$	[°C]
Teplota věžového chlazení na vstupu do kondenzátoru:	$t_{v1} = 15$	[°C]
Výkon na výstupním transformátoru elektrárny:	$P_{\text{netto}} = 100$	[MW]
Termodynamická účinnost	$\eta_{\text{td}} = 0,88$	[-]
Mechanická účinnost	$\eta_m = 0,99$	[-]
Účinnost generátoru	$\eta_g = 0,99$	[-]
Měrné teplo	$Q_n = 9,5$	[MJ/kg]
Účinnost kotle	$\eta_k = 0,86$	[-]
Účinnost kondenzátního čerpadla:	$\eta_{kč} = 0,75$	[-]
Účinnost napájecího čerpadla:	$\eta_{nč} = 0,80$	[-]

3.2 Zvolené parametry:

Pro předběžný výpočet tepelného schématu je třeba zvolit řadu parametrů a hodnot. Tyto parametry byly voleny dle literatury [1]

Ohřátí chladicí vody v kondenzátoru:	$\Delta t_k = 10$	[°C]
Koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru	$\delta_{tk} = 3$	[°C]
Předpokládané průměrné ohřátí na jednom regeneračním stupni:	$\Delta t_o = 40$	[°C]
Koncový rozdíl teplot pro NTO	$\text{TTD NTO} = 3$	[°C]
Koncový rozdíl teplot pro VTO	$\text{TTD VTO} = 2$	[°C]

Vstupními (admisními) parametry páry jsou teplota páry $t_a = 560$ [°C] a její admisní tlak $p_a = 20$ [MPa]. Pára vstupující do turbíny, mívá parametry snížené o tlakové ztráty v regulačních ventilech. V daném příkladu nebudou uvažovány ztráty škrcením ve ventilech. Velikost tlakových ztrát v odběrových potrubích se obvykle předpokládá cca 3% z hodnoty tlaku v odběru turbíny.

Ze zadaných hodnot je možné určit entalpii páry na vstupu do turbíny h_a , entalpie na výstupu z turbíny h_e , dále entropii páry na vstupu do turbíny s_a . V prvním kroku je uvažováno, že v turbíně probíhá izoentropický děj a tedy entropie páry na výstupu z turbíny s_e bude stejná jako na vstupu do turbíny, čili $s_a = s_e$. Tyto parametry (vlastnosti) páry lze určit několika způsoby. Například je lze vyčíst z parních tabulek pro teplotu a tlak, nebo pomocí vhodných softwarů, jako je například *Xsteam IFC-97*.

3.3 Vlastní výpočet

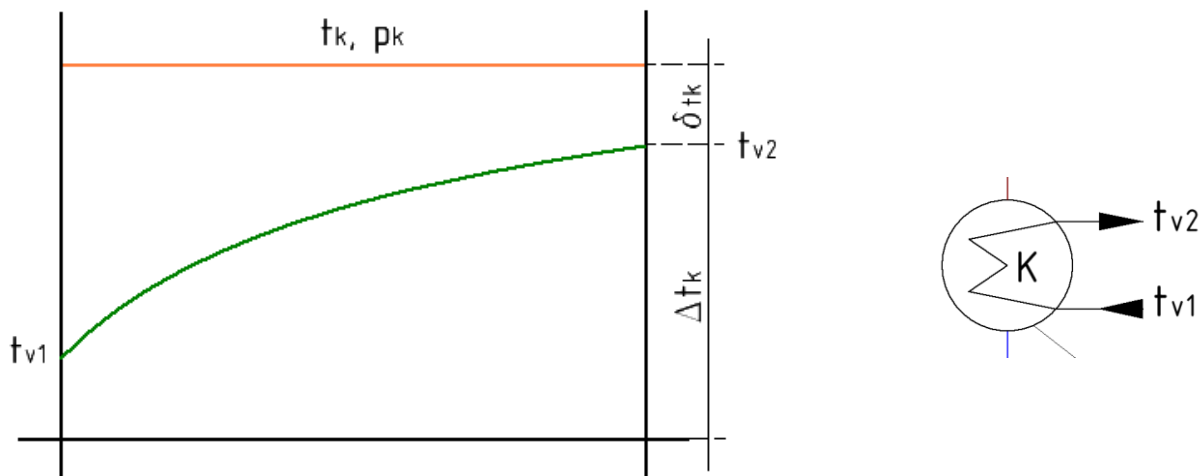
3.3.1 Parametry na vstupu do turbíny:

Tlak páry na vstupu p_a :	$p_a = 20$	[MPa]
Teplota páry na vstupu t_a :	$t_a = 560$	[°C]
Entalpie páry na vstupu h_a :	$h_a = f(t_a, p_a) = 3425,57$	[kJ/kg]
Entropie páry na vstupu $s_a = s_e$:	$s_a = f(t_a, p_a) = 6,37$	[kJ/kg · K]

3.3.2 Výpočet tepelné bilance kondenzátoru

Kondenzátor je výměník tepla, do kterého vstupuje pára po expanzi v turbíně. Pára v kondenzátoru kondenzuje a předává za konstantní teploty a tlaku kondenzační (skupenské) teplo chladicí vodě. Pára v kondenzátoru vždy zcela zkondenzuje a ve formě kondenzátu dále pokračuje přes kondenzátní čerpadla do systému regenerace.

Teplota chladicí vody je ze zadání $t_{v1} = 15$ [°C] a její ohřátí v kondenzátoru bylo zadáno $\Delta t_k = 10$ [°C] (běžná volba pro věžové chlazení). Koncový teplotní rozdíl mezi výstupní teplotou chladicí vody z kondenzátoru a teplotou sytosti v kondenzátoru volíme obvykle $\delta t_k = 3$ [°C].



Obrázek 16- Průběh teplot v kondenzátoru

3.3.3 Postup výpočtu teploty chladicí vody t_{v2} na výstupu z kondenzátoru

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v \quad (1)$$

Po dosazení do rovnice (1):

$$t_{v2} = 15 + 10 = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3.3.4 Teplota t_k , při níž dochází ke kondenzaci páry (teplota sytosti t_s)

$$t_k = t_{v2} + \delta_{tk} \quad (2)$$

Po dosazení do rovnice (2):

$$t_k = t_s = 25 + 3 = 28 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3.3.5 Určení tlaku v kondenzátoru p_k

Tlak v kondenzátoru p_k je tlakem na mezi sytosti při teplotě $t_k = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ a lze jej určit obdobně jako u admisních parametrů, tedy pomocí nástroje *Xsteam IFC-97*. Zde je pro nás klíčovou hodnotou pro určení tlaku v kondenzátoru p_k teplota sytosti $t_k = t_s$.

Tlak v kondenzátoru p_k : $p_{k(t_k)} = 3,78 \text{ [kPa]}$
Entalpie kondenzátu h_k na výstupu z kondenzátoru: $h_{k(t_k)} = 117,38 \text{ [kJ/kg]}$

3.3.6 Entalpie na výstupu z turbíny

Entalpie na výstupu z turbíny $h_{e.ad}$ za předpokladu izoentropické expanze je určena entropií na vstupu do turbíny s_a a tlakem na výstupu z turbíny p_k

$$h_{e.ad} = f(p_k, s_a) \quad (3)$$

$$h_{e.ad} = 1913,82 \text{ [kJ/kg]}$$

Skutečnou entalpii páry na výstupu z turbíny h_e určíme z entalpie páry na vstupu do turbíny h_a , a z adiabatické entalpie na výstupu z turbíny $h_{e.ad}$ a z termodynamické účinnosti turbíny η_{td} :

$$h_e = h_a - (h_a - h_{e.ad}) * \eta_{td} \quad (4)$$

Dosazením do rovnice (4):

$$h_e = 3425,57 - (3425,57 - 1913,82) * 0,88 = 2095,23 \text{ [kJ/kg]}$$

3.3.7 Určení a volba teploty napájecí vody t_{NV}

Teplota napájecí vody t_{NV} za posledním ohřívákem je závislá na teplotě sytosti t_s odpovídající admisnímu tlaku p_a páry do turbíny.

Pro reálné zařízení je možno na základě statistických dat tuto teplotu volit v rozmezí

$$t_{NV} = t_s \cdot (0,6 \div 0,75) \quad (5)$$

(V tomto případě zvoleno 0,75)

Při vysoké teplotě t_{NV} může vznikat problém s dochlazením spalin v kotli a s nárůstem komínové ztráty.

Určení teploty sytosti t_s v závislosti na p_a

Admisnímu tlaku páry $p_a = 20$ [MPa] dle *Xsteam IFC-97* odpovídá teplota sytosti
 $t_s(p_a) = 365,74$ [°C]

Dosažením do rovnice (5) je určena teplota napájecí vody t_{NV} :

$$t_{NV} = 365,75 \cdot 0,75 = 274,31 \text{ [°C]}$$

V dalším kroku je třeba určit tlak ve výtlačku napájecích čerpadel z důvodu pozdějšího určení příkonu napájecích čerpadel, ten předpokládáme o 30% vyšší, než je admisní tlak na vstupu do turbíny z důvodu tlakových ztrát ve vysokotlaké regeneraci i v samotném kotli.

$$p_{NV} = 1,3 * p_a \quad (6)$$

Dosažením do rovnice (6):

$$p_{NV} = 1,3 * 20 = 26 \text{ [MPa]}$$

3.3.8 Určení počtu ohříváků

Nejprve je nutno vypočítat celkové ohřátí kondenzátu v celé regeneraci Δt_{reg}

$$\Delta t_{reg} = t_{NV} - t_k \quad (7)$$

Po dosazení do rovnice (7):

$$\Delta t_{reg} = 273,31 - 28 = 246,31 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Pro určení počtu ohříváků je využito znalosti předpokládaného průměrného ohřátí na jednom regeneračním stupni Δt_o :

$$z = \frac{\Delta t_{reg}}{\Delta t_o} \quad (8)$$

Po dosazení do rovnice (8):

$$z = \frac{246,31}{40} = 6,16$$

Reálný počet ohříváků zvolen $z = 6$

3.3.9 Rozdělení celkového ohřátí na jednotlivé ohříváky

Volba velikosti ohřátí v ohřívácích je závislá na způsobu odvodu kondenzátu topné páry z jednotlivých regeneračních ohříváků.

V našem případě je topný kondenzát kaskádován s využitím tlakového spádu mezi jednotlivými VTO až do NN a mezi jednotlivými NTO až postupně do kondenzátoru. Všemi VTO protéká stejný průtok napájecí vody a též všemi NTO protéká stejný průtok hlavního kondenzátu. Pro dosažení maximálního zvýšení tepelné účinnosti cyklu vlivem zařazení regenerace by měl být volen konstantní poměr absolutních teplot před a za jednotlivými regeneračními stupni.

$$m = z \sqrt{\frac{\Delta t_{reg}}{t_k}} \quad (9)$$

Dosazením do rovnice (9):

$$m = \sqrt[6]{\frac{246,31 + 273,15}{28 + 273,15}} = 1,095 \text{ [-]}$$

3.3.10 Tepelný návrh regeneračních ohříváků

V regeneračních ohřívácích se hlavní kondenzát/napájecí voda ohřeje ze vstupní teploty t_{vin} na teplotu výstupní t_{vout}

$$t_{vout} = t_{vin} * m \quad (10)$$

Dosažením do rovnice (10) je možné určit výstupní teploty pro jednotlivé regenerační ohříváky. Dále je pro lepší představu určeno celkové ohřátí kondenzátu/napájecí vody na jednotlivých regeneračních ohřívácích Δt_{ohr}

V případě prvního ohříváku 1 je vstupní teplota kondenzační teplotou v kondenzátoru $t_{vin} = t_k$

Ohřívák 1:

$$\begin{aligned} t_{vout1} &= (28 + 273,15) * 1,095 = 329,76 [K] \\ t_{vout1} &= 56,61 [^{\circ}C] \\ \Delta t_{ohr1} &= 56,61 - 28 = 28,61 [^{\circ}C] \end{aligned}$$

Ohřívák 2:

$$\begin{aligned} t_{vout2} &= (56,61 + 273,15) * 1,095 = 361,09 [K] \\ t_{vout2} &= 87,94 [^{\circ}C] \\ \Delta t_{ohr2} &= 87,94 - 56,61 = 31,33 [^{\circ}C] \end{aligned}$$

Ohřívák 3:

$$\begin{aligned} t_{vout3} &= (87,94 + 273,15) * 1,095 = 395,39 [K] \\ t_{vout3} &= 122,24 [^{\circ}C] \\ \Delta t_{ohr3} &= 122,24 - 87,94 = 34,30 [^{\circ}C] \end{aligned}$$

Ohřívák 4:

$$\begin{aligned} t_{vout4} &= (122,24 + 273,15) * 1,095 = 432,95 [K] \\ t_{vout4} &= 159,8 [^{\circ}C] \\ \Delta t_{ohr4} &= 159,8 - 122,24 = 37,56 [^{\circ}C] \end{aligned}$$

Ohřívák 5:

$$\begin{aligned} t_{vout5} &= (159,8 + 273,15) * 1,095 = 474,08 [K] \\ t_{vout5} &= 200,93 [^{\circ}C] \\ \Delta t_{ohr5} &= 200,93 - 159,8 = 41,13 [^{\circ}C] \end{aligned}$$

Ohřívák 6:

$$\begin{aligned}t_{vout6} &= (200,93 + 273,15) \cdot 1,095 = 519,12 [K] \\t_{vout6} &= 245,97 [^{\circ}C] \\ \Delta t_{ohr6} &= 245,97 - 200,93 = 45,04 [^{\circ}C]\end{aligned}$$

Nyní je třeba rozhodnout, který ze stupňů regenerace bude napájecí nádrží s odplynovákem. V praxi se nejčastěji využívají napájecí nádrže s výstupní teplotou napájecí vody mezi 120 až 180°C. Za napájecí nádrž bude zvolen čtvrtý stupeň regenerace. Pro označení napájecí nádrže bude použita zkratka NN4. Z toho plyne, že ohříváky číslo 1, 2 a 3 jsou nízkotlakými ohříváky NTO1, NTO2 a NTO3. Ohříváky číslo 5 a 6 jsou vysokotlakými ohříváky VTO1 a VTO2.

Přičtením koncového rozdílu teplot k výstupní teplotě hlavního kondenzátu (napájecí vody) můžeme určit teplotu sytosti odebírané páry a pro tuto teplotu můžeme také určit tlak sytosti. K tomuto tlaku je navíc nutno připočítat tlakovou ztrátu v odběru páry, která se v projekční praxi nejčastěji volí mezi 2 až 4% z tlaku odběru (v našem případě je zvoleno 3%).

$$t_{sout} = t_{vout} + TTD \quad (11)$$

$$p_{ohr} = f(t_{sout}) \quad (12)$$

$$p_{odbr} = 1,03 \cdot p_{ohr} \quad (13)$$

Dosazením do rovnic (11), (12) a (13) je určen tlak páry v odběru:

NTO1:

$$\begin{aligned}t_{sout1} &= 56,73 + 3 = 59,73 [^{\circ}C] \\ p_{ohr1} &= 0,1970 [bar] \\ p_{odbr1} &= 1,03 \cdot 0,1970 = 0,2029 [bar]\end{aligned}$$

NTO2:

$$\begin{aligned}t_{sout2} &= 88,11 + 3 = 91,11 [^{\circ}C] \\ p_{ohr2} &= 0,7320 [bar] \\ p_{odbr2} &= 1,03 \cdot 0,7320 = 0,7540 [bar]\end{aligned}$$

NTO3:

$$\begin{aligned}t_{sout3} &= 122,48 + 3 = 125,48 [^{\circ}C] \\ p_{ohr3} &= 2,3564 [bar] \\ p_{odbr3} &= 1,03 \cdot 2,3564 = 2,4271 [bar]\end{aligned}$$

NN4:

$$\begin{aligned}t_{sout4} &= 56,73 + 3 = 59,73 [^{\circ}C] \\ p_{ohr4} &= 0,1970 [bar] \\ p_{odbr4} &= 1,03 \cdot 0,1970 = 0,2029 [bar]\end{aligned}$$

VTO1:

$$\begin{aligned}t_{sout5} &= 56,73 + 3 = 59,73 \text{ [}^\circ\text{C]} \\p_{ohr5} &= 0,1970 \text{ [bar]} \\p_{odbr5} &= 1,03 \cdot 0,1970 = 0,2029 \text{ [bar]}\end{aligned}$$

VTO2:

$$\begin{aligned}t_{sout6} &= 56,73 + 3 = 59,73 \text{ [}^\circ\text{C]} \\p_{ohr6} &= 0,1970 \text{ [bar]} \\p_{odbr6} &= 1,03 \cdot 0,1970 = 0,2029 \text{ [bar]}\end{aligned}$$

3.3.11 Entalpie v jednotlivých odběrech

Z průběhu expanze páry v turbíně zjistíme entalpii odebírané páry:

$$h_{odb. skut.z} = h_a - (h_a - h_{odb.ad.z}) \cdot \eta_{td} \quad (14)$$

Též bude určena entalpie v odběru $h_{odb.ad.z}$ za předpokladu izoentropické expanze páry v turbíně. Tato entalpie je určena tlakem v daném odběru a entropií s_a

$$h_{odb.ad.z} = f(p_{odbr}, s_a) \quad (14.1)$$

Dosazením do rovnic (14.1) a (14) jsou získány entalpie v odběru pro jednotlivé regenerační ohříváky:

NTO1:

$$\begin{aligned}h_{odb.ad.1} &= 2099,94 \text{ [kJ/kg]} \\h_{odb. skut.1} &= 3425,57 - (3425,57 - 2099,94) \cdot 0,88 = 2259,01 \text{ [kJ/kg]}\end{aligned}$$

NTO2:

$$\begin{aligned}h_{odb.ad.2} &= 2268,55 \text{ [kJ/kg]} \\h_{odb. skut.2} &= 3425,57 - (3425,57 - 2268,55) \cdot 0,88 = 2407,39 \text{ [kJ/kg]}\end{aligned}$$

NTO3:

$$\begin{aligned}h_{odb.ad.3} &= 2440,27 \text{ [kJ/kg]} \\h_{odb. skut.3} &= 3425,57 - (3425,57 - 2440,27) \cdot 0,88 = 2558,51 \text{ [kJ/kg]}\end{aligned}$$

NN4:

$$h_{odb.ad.4} = 2600,79 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{odb. skut.4} = 3425,57 - (3425,57 - 2600,79) \cdot 0,88 = 2699,76 [kJ/kg]$$

VTO1:

$$h_{odb.ad.5} = 2805,25 [kJ/kg]$$

$$h_{odb. skut.5} = 3425,57 - (3425,57 - 2805,25) \cdot 0,88 = 2879,69 [kJ/kg]$$

VTO2:

$$h_{odb.ad.6} = 2989,17 [kJ/kg]$$

$$h_{odb. skut.6} = 3425,57 - (3425,57 - 2989,17) \cdot 0,88 = 3041,54 [kJ/kg]$$

Z tlaku v ohříváku určíme entalpii sytého kondenzátu po kondenzaci ve výměníku:

$$h_{pout} = h_{sat}(p_{ohr}) \quad (15)$$

Dosazením do rovnice (15):

$$h_{pout1} = f(p_{ohr1}) = 250,04 [kJ/kg]$$

$$h_{pout2} = f(p_{ohr2}) = 381,65 [kJ/kg]$$

$$h_{pout3} = f(p_{ohr3}) = 527,09 [kJ/kg]$$

$$h_{pout4} = f(p_{ohr4}) = 676,04 [kJ/kg]$$

$$h_{pout5} = f(p_{ohr5}) = 890,15 [kJ/kg]$$

$$h_{pout6} = f(p_{ohr6}) = 1104,95 [kJ/kg]$$

3.3.12 Teplota páry/kondenzátu v regeneračním ohříváku

Pára z odběru kondenzuje v regeneračním ohříváku, kde odevzdá skupenské teplo.

Teplota páry na vstupu do regeneračního ohříváku je určena tlakem páry v ohříváku p_{ohr} a entalpií páry v daném odběru $h_{odb. skut.}$

$$t_{pin} = f(p_{ohr}, h_{odb. skut.}) \quad (16)$$

Dosazením do rovnice (16) je určena teplota páry pro jednotlivé regenerační ohříváky:

NTO1:

$$t_{pin1} = 59,73 [^{\circ}C]$$

NTO2:

$$t_{pin2} = 91,11 [^{\circ}C]$$

NTO3:

$$t_{pin3} = 125,48 [^{\circ}C]$$

NN4:

$$t_{pin4} = 160,11 [^{\circ}C]$$

VTO1:

$$t_{pin5} = 238,14 [^{\circ}C]$$

VTO2:

$$t_{pin6} = 332,19 [^{\circ}C]$$

3.3.13 Určení tlaku v napájecí nádrži

Pro další výpočty je nutné znát hodnotu tlaku v NN p_{NN} , ten je určen jako tlak sytosti pro teplotu napájecí vody na výstupu z NN t_{vout}

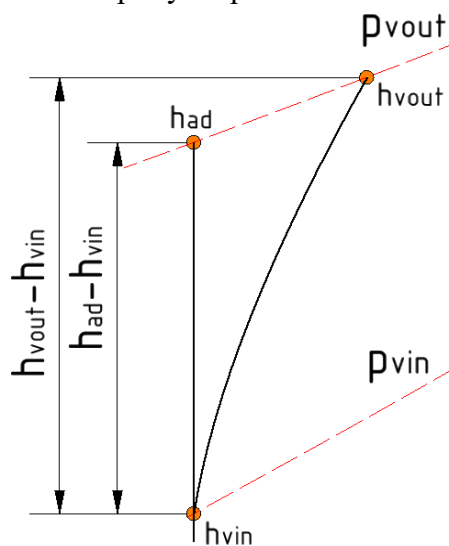
$$p_{NN} = f(t_{vout}) \quad (17)$$

Z rovnice (17) je určen tlak v napájecí nádrži:

$$p_{NN} = 6,1982 [bar]$$

3.3.14 Vliv NČ a KČ na entalpii hlavního kondenzátu a napájecí vody

V oběhu jsou použita napájecí a kondenzátní čerpadla a jejich vliv je nutno započítat do oběhu. Nárůst teploty čerpaného média v čerpadle plyne z výstupní entalpie h_{vout} .



$$h_{vout} = h_{vin} + \frac{h_{ad} - h_{vin}}{\eta_{\check{c}}} \quad (18)$$

$$h_{ad} = f(p_{out}, s) \quad (18.1)$$

$$s = s_{sat}(t_{vin}) \quad (18.2)$$

$$t_{vin} = f(p_{vin}, h_{out}) \quad (18.3)$$

Obrázek 17- Změna entalpie v NČ a KČ

Dosažením do rovnic (18.3), (18.2), (18.1) a (18) je zjištěn vliv čerpadel na entalpii hlavního kondenzátu/napájecí vody.

Kondenzátní čerpadlo:

Vstupní entalpie $h_{vinKč}$ je entalpií na výstupu z kondenzátoru h_k . Entropii s lze zjistit jako entropii syté vody na vstupu do čerpadla, která je tedy závislá na teplotě sytosti v kondenzátoru t_k . Tlak na výtlaku kondenzátních čerpadel bude pro jednoduchost uvažován za shodný s tlakem v napájecí nádrži (tj. bez vlivu tlakových ztrát na trase hlavního kondenzátu).

$$h_{vinKč} = h_k = 117,38 \text{ [kJ/kg]}$$

$$t_{vinKč} = t_k = 28 \text{ [°C]}$$

$$s = s_{sat}(t_{vinKč})$$

$$p_{NN} = 6,1982 \text{ [bar]}$$

$$h_{ad} = f(p_{NN}, s)$$

$$h_{voutKč} = 117,38 + \frac{h_{ad} - 117,38}{0,75} = 118,20 \text{ [kJ/kg]}$$

Nyní je možné určit teplotu na výstupu z čerpadla $t_{voutKč}$ jako funkci tlaku ve výtlaku kondenzátních čerpadel $p_{Kč} = p_{NN}$ a entalpie kondenzátu na výstupu z čerpadla $h_{voutKč}$

$$t_{voutKč} = f(p_{NN}, h_{voutKč}) \quad (19)$$

Z rovnice (19) plyne:

$$t_{voutKč} = 28,08 \text{ [°C]}$$

Napájecí čerpadlo:

Entalpie na vstupu do napájecího čerpadla $h_{vinNč}$ je stejná jako entalpie na výstupu z NN a je určena jako entalpie syté vody pro tlak v napájecí nádrži p_{NN} :

$$t_{vinNč} = t_{vout4} = 160,11 \text{ [°C]}$$

$$h_{vinNč} = f(t_{vin}) = 676,04 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s = s_{sat}(t_{vinNč})$$

$$h_{ad} = f(p_{NV}, s)$$

$$h_{voutNč} = 676,04 + \frac{h_{ad} - 676,04}{0,80} = 710,77 \text{ [kJ/kg]}$$

Nyní je možné určit teplotu na výstupu z napájecího čerpadla $t_{voutNč}$ jako funkci tlaku ve výtlaku z napájecích čerpadel p_{NV} a entalpie na výstupu z napájecího čerpadla $h_{voutNč}$

$$t_{voutNč} = f(p_{NV}, h_{vout}) \quad (20)$$

Z rovnice (20) plyne:

$$t_{voutNč} = 164,69 \text{ [°C]}$$

Použití KČ a NČ má vliv na nárůst teploty hlavního kondenzátu/napájecí vody a proto je nyní nutné oběh přepočítat. V našem případě při použití tabulky v softwaru Excel se oběh přepočítá automaticky.

3.3.15 Určení entalpie na vstupu a výstupu z regeneračních ohříváků

V případě NTO je výstupní entalpie vody h_{vout} určena tlakem v NN p_{NN} a teplotou na výstupu z NTO t_{vout}

$$h_{vout.z} = f(p_{NN}, t_{vout}) \quad (21)$$

Dosazením do rovnice (21) pro jednotlivé nízkotlaké regenerační ohříváky:

NTO1:

$$h_{vout1} = 238,00 \text{ [kJ/kg]}$$

NTO2:

$$h_{vout2} = 369,46 \text{ [kJ/kg]}$$

NTO3:

$$h_{vout3} = 514,60 \text{ [kJ/kg]}$$

Výstupní entalpie v NN h_{vout} je určena teplotou na výstupu z NN t_{vout}

$$h_{vout.z} = f(t_{vout}) \quad (22)$$

Dosazením do rovnice (22):

NN4:

$$h_{vout4} = 676,04 \text{ [kJ/kg]}$$

Výstupní entalpie u VTO určena tlakem ve výtlaku napájecích čerpadel p_{NV} a teplotou na výstupu z VTO t_{vout}

$$h_{vout.z} = f(p_{NV}, t_{vout}) \quad (23)$$

Dosazením do rovnice (23) pro jednotlivé vysokotlaké ohříváky:

VTO1:

$$h_{vout5} = 890,99 \text{ [kJ/kg]}$$

VTO2:

$$h_{vout6} = 1096,52 \text{ [kJ/kg]}$$

3.3.16 Určení nevyužitého entalpického spádu

Nevyužitý entalpický spád μ_z je určen pomocí entalpie odebírané páry $h_{odb.z}$, entalpie na vstupu do turbíny h_a a skutečné entalpie na výstupu z turbíny h_e

$$\mu_z = \frac{h_{odb.z} - h_e}{h_a - h_e} \quad (24)$$

Dosazením do rovnice (24) pro jednotlivé regenerační ohříváky:

NTO1:

$$\mu_1 = \frac{2259,01 - 2095,23}{3425,57 - 2095,23} = 0,123[-]$$

NTO2:

$$\mu_2 = \frac{2407,39 - 2095,23}{3425,57 - 2095,23} = 0,235 [-]$$

NTO3:

$$\mu_3 = \frac{2558,51 - 2095,23}{3425,57 - 2095,23} = 0,348 [-]$$

NN4:

$$\mu_4 = \frac{2699,76 - 2095,23}{3425,57 - 2095,23} = 0,454 [-]$$

VTO1:

$$\mu_5 = \frac{2879,69 - 2095,23}{3425,57 - 2095,23} = 0,590 [-]$$

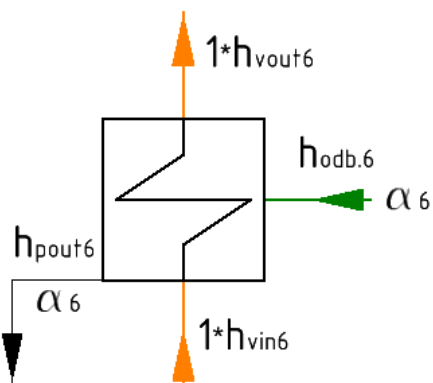
VTO2:

$$\mu_6 = \frac{3041,54 - 2095,23}{3425,57 - 2095,23} = 0,711 [-]$$

3.3.17 Sestavení bilančních rovnic

Pro každý výměník je třeba sestavit bilanční rovnici. Jsou uvažovány poměrné průtoky páry α . Na vstupu do turbíny je $\alpha = 1$ (= 100% průtoku páry).

VTO2: VYSOKOTLAKÝ OHŘÍVÁK ŠESTÉHO STUPNĚ REGENERACE



Obrázek 18- Schéma VTO2

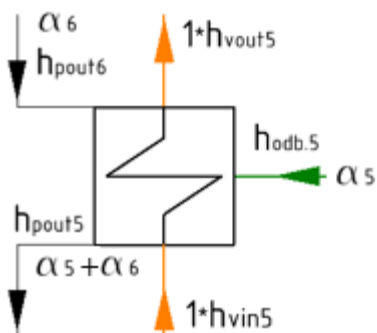
$$1 \cdot h_{vin6} + h_{odb6} \cdot \alpha_6 = 1 \cdot h_{vout6} + \alpha_6 \cdot h_{pout6}$$

$$\alpha_6 = \frac{1 \cdot (h_{vout6} - h_{vin6})}{h_{odb6} - h_{pout6}} \quad (25)$$

Dosazením do rovnice (25):

$$\alpha_6 = \frac{1 \cdot (1096,52 - 890,99)}{3041,54 - 1104,95} = 0,106 [-]$$

VTO1: VYSOKOTLAKÝ OHŘÍVÁK PÁTÉHO STUPNĚ REGENERACE



Obrázek 19- Schéma VTO1

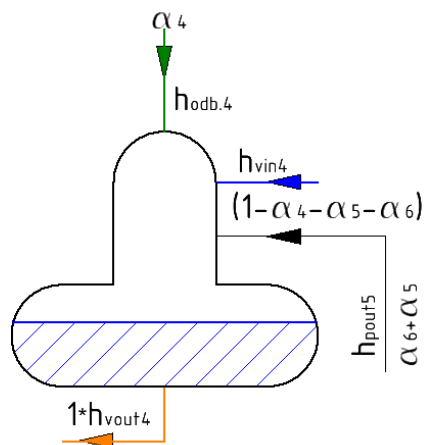
$$1 \cdot h_{vin5} + \alpha_6 \cdot h_{pout6} + \alpha_5 \cdot h_{odb5} = 1 \cdot h_{vout5} + (\alpha_5 + \alpha_6) \cdot h_{pout5}$$

$$\alpha_5 = \frac{1 \cdot (h_{vout5} - h_{vin5}) - \alpha_6 \cdot (h_{pout6} - h_{pout5})}{h_{odb5} - h_{pout5}} \quad (26)$$

Dosazením do rovnice (26):

$$\alpha_5 = \frac{1 \cdot (890,99 - 710,77) - 0,11 \cdot (1104,95 - 890,15)}{2879,69 - 890,15} = 0,079 [-]$$

NN: NAPÁJECÍ NÁDRŽ ČTVRTÉHO STUPNĚ REGENERACE (čtvrtý stupeň regenerace)



Obrázek 20- Schéma NN

$$h_{vin4} \cdot (1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) + h_{pout5} \cdot (\alpha_6 + \alpha_5) + \alpha_4 \cdot h_{odb.4} = 1 \cdot h_{vout4}$$

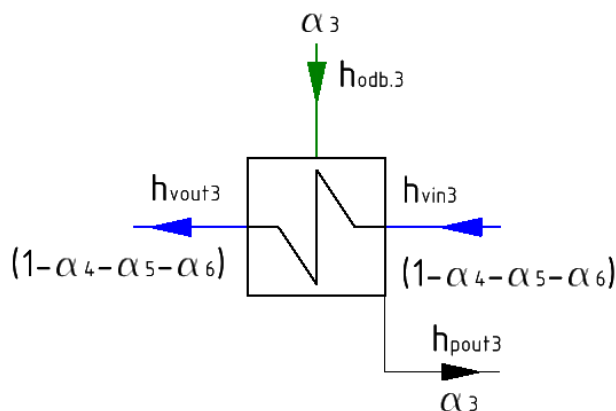
$$\alpha_4 = \frac{1 \cdot h_{vout4} - h_{vin4} \cdot (1 - \alpha_5 - \alpha_6) - h_{pout5} \cdot (\alpha_6 + \alpha_5)}{h_{odb.4} - h_{vin4}} \quad (27)$$

Dosazením do rovnice (27):

$$\alpha_4 = \frac{1 \cdot 676,04 - 514,60 \cdot (1 - 0,08 - 0,11) - 890,99 \cdot (0,11 + 0,08)}{2699,76 - 514,60}$$

$$\alpha_4 = 0,042 [-]$$

NTO3: NÍZKTLAKÝ OHŘÍVÁK TŘETÍHO STUPNĚ REGENERACE



Obrázek 21- Schéma NTO3

$$\alpha_3 \cdot h_{odb.3} + h_{vin3} \cdot (1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) = \alpha_3 \cdot h_{pout3} + h_{vout3} \cdot (1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6)$$

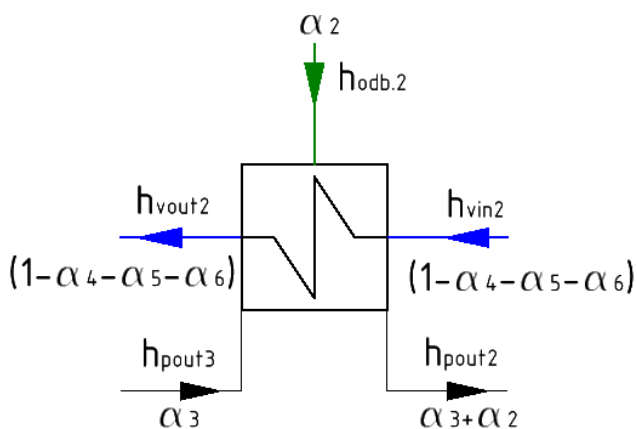
$$\alpha_3 = \frac{(1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) \cdot (h_{vout3} - h_{vin3})}{h_{odb.3} - h_{pout3}} \quad (28)$$

Dosazením do rovnice (28):

$$\alpha_3 = \frac{(1 - 0,04 - 0,08 - 0,11) \cdot (514,60 - 369,46)}{2558,51 - 527,09}$$

$$\alpha_3 = 0,055 [-]$$

NTO2: NÍZKTLAKÝ OHŘÍVÁK DRUHÉHO STUPNĚ REGENERACE



Obrázek 22- Schéma NTO2

$$\begin{aligned} \alpha_3 \cdot h_{pout3} + \alpha_2 \cdot h_{odb.2} + h_{vin2} \cdot (1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) \\ = h_{pout2} \cdot (\alpha_3 + \alpha_2) + h_{vout2} \cdot (1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) \end{aligned}$$

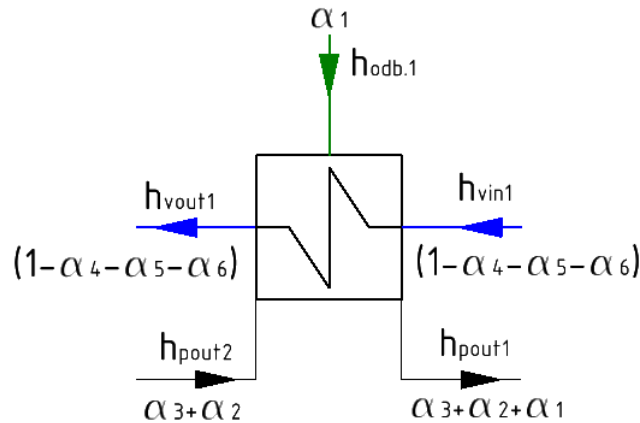
$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) \cdot (h_{vout2} - h_{vin2}) + \alpha_3(h_{pout2} - h_{pout3})}{h_{odb.2} - h_{pout2}} \quad (29)$$

Dosazením do rovnice (29):

$$\alpha_2 = \frac{(1 - 0,04 - 0,08 - 0,11) \cdot (369,46 - 238,00) + 0,06 \cdot (527,09 - 381,65)}{2407,39 - 381,65}$$

$$\alpha_2 = 0,046 [-]$$

NTO1: NÍZKTLAKÝ OHŘÍVÁK PRVNÍHO STUPNĚ REGENERACE



Obrázek 23- Schéma NTO1

Vstup:

$$\alpha_1 \cdot h_{odb.1} + h_{pout2} \cdot (\alpha_3 + \alpha_2) + h_{vin1} \cdot (1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6)$$

Výstup:

$$h_{pout1}(\alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1) + h_{vout1} \cdot (1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6)$$

$$\alpha_1 = \frac{(1 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) \cdot (h_{vout1} - h_{vin1}) - h_{pout2} \cdot (\alpha_3 + \alpha_2) - h_{pout1}(\alpha_3 + \alpha_2)}{h_{odb.1} - h_{pout1}} \quad (30)$$

Dosazením do rovnice (30):

$$\alpha_1 = \frac{(1 - 0,04 - 0,08 - 0,11) \cdot (238,00 - 118,20) - 381,65 \cdot (0,06 + 0,05) - 250,04(0,06 + 0,05)}{2259,01 - 250,04}$$

$$\alpha_1 = 0,039 [-]$$

3.3.18 Určení hmotnostního průtoku páry na vstupu do turbíny

Hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny je určen z požadovaného výkonu bloku:

$$\dot{m}_a = \frac{P_{netto}}{\eta_m \cdot \eta_g \cdot (h_a - h_e) \cdot (1 - \sum \alpha_z \cdot \mu_z)} \quad (31)$$

Pozn.: Pokud zanedbáme odluh kotle, je hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny totožný s průtokem napájecí vody.

Dosazením do rovnice (31):

$$\dot{m}_a = \frac{100\,000}{0,99 \cdot 0,99 \cdot (3425,57 - 2095,23) \cdot (1 - 0,1762)}$$

$$\dot{m}_a = 93,10 [kg/s]$$

3.3.19 Skutečné průtoky páry v jednotlivých odběrech

Průtoky páry v jednotlivých odběrech \dot{m}_{pz} se určí jednoduchou rovnicí (31) jako součin průtoku \dot{m}_a a poměrných průtoků páry pro jednotlivé ohříváky α_z

$$\dot{m}_{pz} = \dot{m}_a \cdot \alpha_z \quad (32)$$

Dosazením do rovnice (32):

$$\dot{m}_{p1} = 93,10 \cdot 0,04 = 3,72 [kg/s]$$

$$\dot{m}_{p2} = 93,10 \cdot 0,05 = 4,66 [kg/s]$$

$$\dot{m}_{p3} = 93,10 \cdot 0,06 = 5,59 [kg/s]$$

$$\dot{m}_{p4} = 93,10 \cdot 0,04 = 3,72 [kg/s]$$

$$\dot{m}_{p5} = 93,10 \cdot 0,08 = 7,45 [kg/s]$$

$$\dot{m}_{p6} = 93,10 \cdot 0,11 = 10,24 [kg/s]$$

3.3.20 Tabulka vypočtených hodnot parního oběhu

Tabulka 1- Výsledky regenerace

	Teploty vody vstup / výstup [°C]	Teplota páry / kondenzátu [°C]	Tlak v odběru [bar]	Entalpie v odběru [kJ/kg]	Entalpie vody vstup / výstup [kJ/kg]	Entalpie páry / kondenzátu [kJ/kg]				Průtok páry v odběrech [kg/s]
	t _{vin}	t _{pin}	p _{ohr.}	h _{odb. ad.}	h _{vin}	h _{odb.}	α	μ	α*μ	m _p
	t _{vout}	t _{kout}	p _{odbr.}	h _{odb. skut.}	h _{vout}	h _{pout}				
KČ	28,00		-	-	117,38					
	28,08		-	-	118,20					
NTO1	28,08	59,73	0,20	2 099,94	118,20	2 259,01	0,039	0,123	0,005	3,67
	56,73	59,73	0,20	2 259,01	238,00	250,04				
NTO2	56,73	91,11	0,73	2 268,55	238,00	2 407,39	0,046	0,235	0,011	4,30
	88,11	91,11	0,75	2 407,39	369,46	381,65				
NTO3	88,11	125,48	2,36	2 440,27	369,46	2 558,51	0,055	0,348	0,019	5,14
	122,48	125,48	2,43	2 558,51	514,59	527,09				
NN4	122,48	160,11	6,20	2 600,79	514,59	2 699,76	0,042	0,454	0,019	3,91
	160,11	160,11	6,38	2 699,76	676,04	676,04				
NČ	160,11		-	-	676,04					
	164,69		-	-	710,77					
VTO1	164,69	238,14	18,45	2 805,25	710,77	2 879,69	0,079	0,590	0,047	7,37
	206,34	208,34	19,00	2 879,69	890,99	890,15				
VTO2	206,34	332,19	42,48	2 989,17	890,99	3 041,54	0,106	0,711	0,075	9,88
	251,95	253,95	43,75	3 041,54	1 096,52	1 104,95				

3.3.21 Výpočet svorkového výkonu generátoru

Vztah pro výpočet:

$$P_{sv} = P_{netto} + \sum P_{čerpadel} \quad (33)$$

Výkon kondenzátního čerpadla

$$P_{KČ} = \dot{m}_{KČ} \cdot (h_{vout} - h_{in}) \quad (34)$$

$$\dot{m}_{KČ} = \dot{m}_a \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \quad (34.1)$$

Dosažením ro rovnic (34) a (34.1) je určen příkon kondenzačního čerpadla:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{K\check{c}} &= 93,10 \cdot (1 - 0,04 - 0,05 - 0,06) \\ \dot{m}_{K\check{c}} &= 79,99 \text{ [kg/s]}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{K\check{c}} &= 79,99 \cdot (118,20 - 117,38) \\ P_{K\check{c}} &= 65,24 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Napájecí čerpadlo

$$P_{N\check{c}} = \dot{m}_{N\check{c}} \cdot (h_{vout} - h_{vin}) \quad (35)$$

$$\dot{m}_{N\check{c}} = \dot{m}_a = 93,10 \text{ [kg/s]}$$

Dosažením do rovnice (35):

$$\begin{aligned}P_{N\check{c}} &= 93,10 \cdot (710,77 - 676,04) \\ P_{N\check{c}} &= 3233,38 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Dosažením do rovnice (33) je určen svorkový výkon:

$$\begin{aligned}P_{sv} &= 100 + (65,24 \cdot 10^{-3} + 3233,38 \cdot 10^{-3}) \\ P_{sv} &= 103,30 \text{ [MW]}\end{aligned}$$

3.3.22 Teoretický tepelný tok v kotli Q_k :

$$Q_k = \dot{m}_a \cdot (h_a - h_{NV}) \quad (36)$$

Entalpie napájecí vody před vstupem do kotle h_{NV} je entalpií napájecí vody na výstupu z VTO6 h_{vout6}

$$h_{NV} = h_{vout6}$$

Dosažením do rovnice (36):

$$Q_k = 93,10 \cdot (3425,57 - 1\,096,52) = 216\,825 \text{ [kW}_t\text{]}$$

3.3.23 Skutečný tepelný tok v kotli Q_k :

$$Q_{ks} = \frac{Q_k}{\eta_k} \quad (37)$$

Dosažením do rovnice (37):

$$Q_{ks} = \frac{216\,825}{0,86} = 252\,122 \text{ [kW}_t\text{]}$$

3.3.24 Spotřeba paliva (uhlí):

$$\dot{m}_{\text{uhlí}} = \frac{Q_{ks}}{Q_N} = \frac{252\,122}{9,5 \cdot 10^3} = 26,54 \text{ [kg/s]} = 2\,293 \text{ [t/den]}$$

3.3.25 Účinnosti cyklu:

Celková účinnost cyklu s uvažováním vlastní spotřeby čerpadel:

$$\eta_{\text{hrubá}} = \frac{P_{\text{NETT}} - \sum P_{\text{čerpadel}}}{Q_{ks}} \quad (38)$$

Dosazením do rovnice (38):

$$\eta_{\text{hrubá}} = \frac{100 \cdot 10^3 - 65,24 - 3\,147,3584}{252\,122} = 0,3835 = 38,35 \text{ [%]}$$

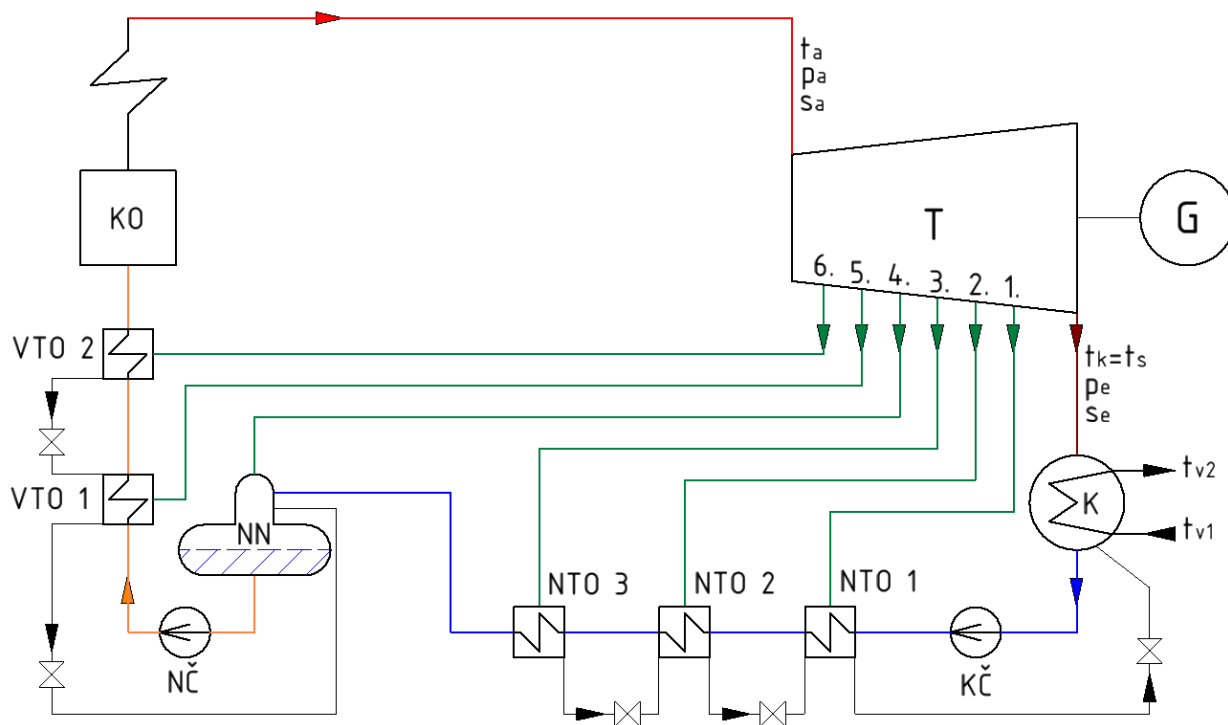
Celková účinnost cyklu bez vlastní spotřeby:

$$\eta_{\text{čistá}} = \frac{P_{\text{NETT}}}{Q_{ks}} \quad (39)$$

Dosazením do rovnice (39):

$$\eta_{\text{čistá}} = \frac{100 \cdot 10^3}{252\,122} = 0,3966 = 39,66 \text{ [%]}$$

3.4 Schéma cyklu s regeneračním ohřevem



Obrázek 24- Schéma cyklu s regenerací

3.4.1 Význam zkratk:

KO

T

G

K

KČ

NTO, NTO2, NTO3

NN

NČ

VTO1, VTO2

Kotel

Turbína

Generátor

Kondenzátor

Kondenzátní čerpadlo

Nízkotlaké ohříváky

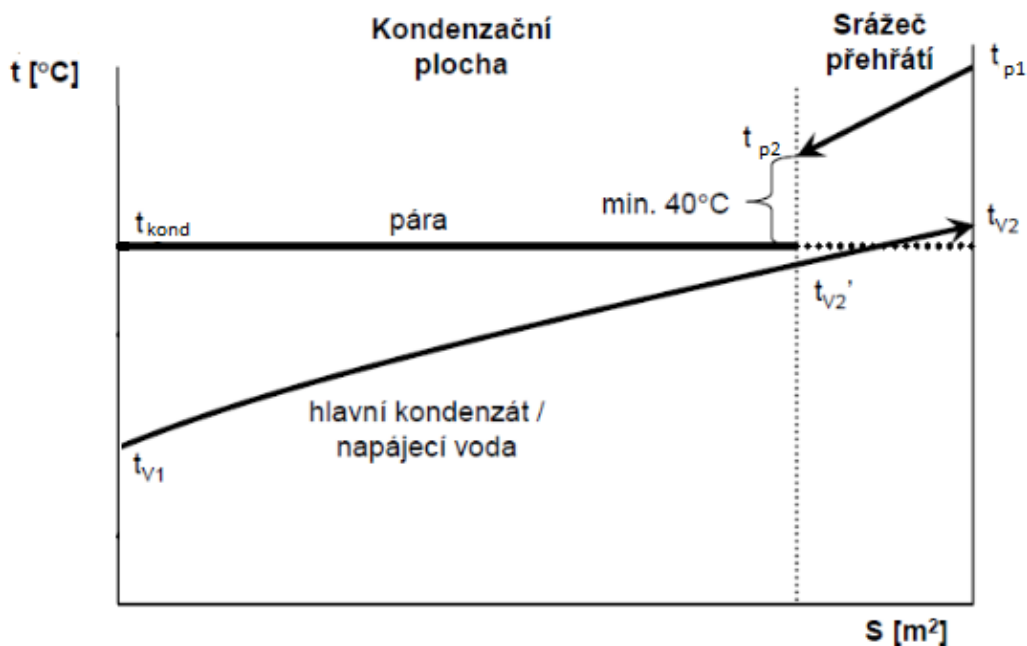
Napájecí nádrž

Napájecí čerpadlo

Vysokotlaké ohříváky

4 Výpočet cyklu se srážecí

Nyní, když jsou známé vstupní a výstupní teploty napájecí vody/hlavního kondenzátu z regeneračních ohříváků, je možné zamyslet se nad zařazením srážeců přehřátí k jednotlivým



Obrázek 25- Průběh teplot v ohříváku se srážecem přehřátí

ohřívákům. V úvahu připadají pouze vysokotlaké ohříváky VTO1 a VTO2, neboť významné přehřátí páry vykazují pouze odběry 5 a 6. V praxi je nutné výpočtově kontrolovat, zda uvnitř srážeců přehřátí nedochází již ke kondenzaci a též se vyšetřuje velikost tlakové ztráty při proudění přehřáté páry skrz srážec přehřátí. Tlaková ztráta ve srážeci vede ke snížení teploty sytosti v hlavní kondenzační ploše ohříváku. V rámci této práce jsou přijata dvě podstatná zjednodušení:

- 1) Nebudou uvažovány tlakové ztráty ve srážeci přehřátí
- 2) Bude předpokládáno, že pára na výstupu ze srážec přehřátí bude právě sytá (v praxi se vždy uvažuje zbytkové přehřátí viz Obrázek 25)

Oba výše zmíněné předpoklady znamenají, že zjištěné přínosy integrálních srážeců přehřátí jsou maximální možné, tj. ideální.

Zařazení srážec přehřátí lze počítat různými způsoby. V tomto případě bude uvažováno, že tlak páry v odběru p_{ohr} bude brán jako fixní. Další změna nastane ve výpočtu teploty napájecí vody na výstupu z ohříváku t_{vout} . Ta nyní bude určena jako teplota sytosti pro tlak páry v odběru p_{ohr} do které bude odečten koncový rozdíl teplot TTD .

$$t_{vout} = t_{sat}(p_{ohr}) - TTD_z \quad (40)$$

Koncový rozdíl teplot TTD lze určit pomocí bilančních rovnic (41), (42)

$$\dot{m}_{ps.z} \cdot (h_{p2} - h_{kond}) = \dot{m}_a \cdot (h'_{v2} - h_{v1}) \quad (41)$$

$$\dot{m}_{ps.z} \cdot (h_{p1} - h_{p2}) = \dot{m}_a \cdot (h_{v2} - h'_{v2}) \quad (42)$$

Z rovnice (41) je vyjádřen průtok páry jako

$$\dot{m}_{ps.z} = \dot{m}_a \cdot \frac{(h'_{v2} - h_{v1})}{(h_{p2} - h_{kond})} \quad (41.1)$$

V této rovnici však není známa entalpie h'_{v2} , tu lze určit z tlaku za napájecími čerpadly p_{NV} a teploty kondenzace t_{kond}

$$h'_{v2} = f(p_{NV}, t_{kond} - TTD_{VTO}) \quad (41.1.1)$$

$$t_{kond} = t_{sat}(p_{ohr}) \quad (41.1.2)$$

Dále je také nutné určit entalpii h_{p2} jako entalpii syté páry při tlaku p_{ohr} a entalpii h_{kond} jako entalpii syté kapaliny při tlaku p_{ohr}

$$h_{p2} = h_{satp}(p_{ohr}) \quad (41.1.3)$$

$$h_{kond} = h_{satk}(p_{ohr}) \quad (41.1.4)$$

Nyní, když je známí průtok páry \dot{m}_p lze jej dosadit do rovnice (42) a vyjádřit tak entalpii h_{v2}

$$h_{v2} = h'_{v2} + \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_a} \cdot (h_{p1} - h_{p2}) \quad (42.1)$$

Teplota t_{v2} je pak určena entalpií h_{v2} a tlakem za napájecími čerpadly p_{NV}

$$t_{v2} = f(p_{NV}, h_{v2}) \quad (43)$$

Koncový rozdíl teplot TTD je pak rozdíl teploty sytosti při tlaku p_{ohr} a t_{v2}

$$TTD_z = t_{kond} - t_{v2} \quad (44)$$

4.1 Koncový rozdíl teplot pro VTO2:

Nejprve bude určena t_{kond} dosazením do rovnice (41.1.2), poté bude určeny entalpie h'_{v2} rovnicí (41.1.1), h_{p2} z rovnice (41.1.3) a h_{kond} z rovnice (41.1.4).

$$t_{kond} = 253,95 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h'_{v2} = 1096,53 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{p2} = 2799,58 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{kond} = 1104,95 \text{ [kJ/kg]}$$

Entalpie h_{vin6} a hmotnostní průtok \dot{m}_a se budou v průběhu výpočtu měnit. V tomto případě tak budou dosazeny konečné hodnoty.

$$h_{v1} = h_{vin6} = 897,82 \text{ [kJ/kg]} \\ \dot{m}_a = 93,97 \text{ [kg/s]}$$

Nyní je možné určit průtok páry z rovnice (41.1).

$$\dot{m}_{ps.6} = 93,97 \cdot \frac{(1096,53 - 897,82)}{(2799,58 - 1104,95)} = 11,2 \text{ [kg/s]}$$

Dosazením do rovnice (42.1) je určena entalpie h_{v2} .

$$h_{p1} = h_{odb6} = 3041,54 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{v2} = 1096,53 + \frac{11,2}{93,97} \cdot (3041,54 - 2799,58) = 1124,9 \text{ [kJ/kg]}$$

Dosazením do rovnice (43) a (44):

$$t_{v2} = 258,03 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$TTD_6 = 253,95 - 258,03 = -4,08 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

4.2 Koncový rozdíl teplot pro VTO1:

Podobný bude i výpočet pro VTO1, ale s tím rozdílem, že při výpočtu průtoku páry v odběru je nutné uvažovat také průtok uvolněné páry z kaskády z VTO2.

$$\dot{m}_{ps.5} = \dot{m}_a \cdot \frac{(h'_{v2} - h_{v1})}{(h_{p2} - h_{kond})} - \dot{m}_{pkaskad} \quad (45)$$

$$\dot{m}_{pkaskad} = \dot{m}_{p6} \cdot \frac{(h_{pout6} - h_{pout5})}{(h_{p2} - h_{pout5})} \quad (45.1)$$

Dosazením do (45.1):

$$\dot{m}_{pkaskad} = 11,02 \cdot \frac{(1104,95 - 890,15)}{(2796,58 - 890,15)} = 1,24 \text{ [kJ/kg]}$$

Dosazením do rovnice (41.1.2), (41.1.1), (41.1.3) a (41.1.4).

$$t_{kond} = 208,34 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h'_{v2} = 890,99 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{p2} = 2796,58 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{kond} = 890,15 \text{ [kJ/kg]}$$

Entalpie h_{vin5} a hmotnostní průtok \dot{m}_a se budou v průběhu výpočtu měnit. V tomto případě tak budou dosazeny konečné hodnoty.

$$h_{v1} = h_{vin6} = 710,77 \text{ [kJ/kg]} \\ \dot{m}_a = 93,97 \text{ [kg/s]}$$

Nyní je možné určit průtok páry z rovnice (45).

$$\dot{m}_{ps.5} = 93,97 \cdot \frac{(890,99 - 710,77)}{(2796,58 - 890,15)} - 1,24 = 7,64 \text{ [kg/s]}$$

Dosazením do rovnice (42.1) je určena entalpie h_{v2} .

$$h_{p1} = h_{odb5} = 2879,69 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{v2} = 890,9 + \frac{7,64}{93,97} \cdot (2879,69 - 2796,58) = 897,75 \text{ [kJ/kg]}$$

Dosazením do rovnice (43) a (44):

$$t_{v2} = 207,89 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$TTD_5 = 208,34 - 207,89 = 0,45 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Dále výpočet pokračuje obdobně, jako v případě bez srážeců přehřátí. Výsledné hodnoty jsou zobrazeny v *Tabulka 2*

Tabulka 2- Výsledky regenerace se srážeci

	Teploty vody vstup / výstup [°C]	Teplota páry / kondenzátu [°C]	Tlak v odběru [bar]	Entalpie v odběru [kJ/kg]	Entalpie vody vstup / výstup [kJ/kg]	Entalpie páry / kondenzátu [kJ/kg]				Průtok páry v odběrech [kg/s]
	t_{vin}	t_{pin}	$p_{ohr.}$	$h_{odb. ad.}$	h_{vin}	$h_{odb.}$	α	μ	$\alpha \cdot \mu$	m_p
	t_{vout}	t_{kout}	$p_{odbr.}$	$h_{odb. skut.}$	h_{vout}	h_{pout}				
KČ	28,00		-	-	117,38					
	28,08		-	-	118,20					
NTO1	28,08	59,73	0,20	2 099,94	118,20	2 259,01	0,039	0,123	0,005	3,65
	56,73	59,73	0,20	2 259,01	238,00	250,04				
NTO2	56,73	91,11	0,73	2 268,55	238,00	2 407,39	0,046	0,235	0,011	4,28
	88,11	91,11	0,75	2 407,39	369,46	381,65				
NTO3	88,11	125,48	2,36	2 440,27	369,46	2 558,51	0,054	0,348	0,019	5,11
	122,48	125,48	2,43	2 558,51	514,59	527,09				
NN4	122,48	160,11	6,20	2 600,79	514,59	2 699,76	0,040	0,454	0,018	3,74
	160,11	160,11	6,38	2 699,76	676,04	676,04				
NČ	160,11		-	-	676,04					
	164,69		-	-	710,77					
VTO1	164,69	238,14	18,45	2 805,25	710,77	2 879,69	0,081	0,590	0,048	7,65
	207,89	208,34	19,00	2 879,69	897,82	890,15				
VTO2	207,89	332,19	42,48	2 989,17	897,82	3 041,54	0,117	0,711	0,083	11,02
	258,03	253,95	43,75	3 041,54	1 124,90	1 104,95				

5 Závěr:

Při porovnávání výsledků je nejdůležitější dopad na účinnost. Pro porovnání byl též vypočten tepelný cyklus bez regenerace, pouze s napájecí nádrží.

Tabulka 3- Porovnání výsledků

	čistá účinnost	hrubá účinnost	Ma	Muhlí
	[-]	[-]	[kg/s]	[t/den]
Regenerace bez srážeců přehřátí na VTO	0,384	0,397	93,10	2292,99
Regenerace se srážeci přehřátí na VTO	0,385	0,398	93,97	2286,38
Bez regenerace	0,306	0,315	79,78	2889,99

Zařazení srážeců přehřátí vedlo ke zvýšení čisté tepelné účinnosti cyklu o jednu desetinu procenta. Ačkoliv se to nezdá mnoho, znamená to denní úsporu cca 6,5 tun uhlí denně. Ročně by úspora činila cca 2400 tun uhlí. Otázkou zůstává, zda by se tedy zařazení srážeců vyplatilo z hlediska ekonomického.

Zařazení regenerace do tepelného cyklu přineslo nárůst účinnosti 7,9 procenta.

6 Seznam použitých zdrojů

- [1] BEČVÁŘ, J. (1968). *Tepelné turbíny*. Praha: Nakladatelství technické literatury.
- [2] LOUTHAN, J. (2016). *Parní turbíny a kondenzátory*. Plzeň: Přednáška ZČU.
- [3] ŠKOPEK, J. (2007). *Parní turbína- Tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni.
- [4] ŠKORPÍK, J. (1. Duben 2017). *Transformační technologie*. Načteno z Parní turbína v technologickém celku: <http://www.transformacni-technologie.cz/25.html>