

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

KATEDRA ELEKTROENERGETIKY A EKOLOGIE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Zvyšování účinnosti pracovního cyklu klasické tepelné elektrárny

Vedoucí práce: Ing. Vladislav Sít'ář

Vypracoval: Marek Stránský

2012

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta elektrotechnická
Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Marek STRÁNSKÝ**
Osobní číslo: **E09B0394P**
Studijní program: **B2612 Elektrotechnika a informatika**
Studijní obor: **Komerční elektrotechnika**
Název tématu: **Zvyšování účinnosti pracovního cyklu klasické tepelné elektrárny**
Zadávací katedra: **Katedra technologií a měření**

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

1. Popište jednotlivé části Rankin-Clausiova cyklu v klasické tepelné elektrárně.
2. Proveďte odvození účinnosti Rankine-Clausiova cyklu.
3. Uveďte využívané způsoby zvýšení účinnosti pracovního cyklu v klasické tepelné elektrárně.
4. Proveďte rozbor a zhodnocení stávajících a budoucích trendů pro zvýšení účinnosti cyklu.

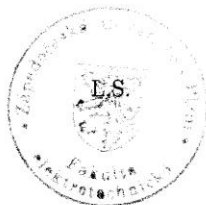
Rozsah grafických prací: **podle doporučení vedoucího**
Rozsah pracovní zprávy: **20 - 30 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

1. **Kemka, V. a kol.: Stavba a provoz strojů - stroje a zařízení. Informatorium, Praha, 2009**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Vladislav Síř**
Katedra elektroenergetiky a ekologie

Datum zadání bakalářské práce: **17. října 2011**
Termín odevzdání bakalářské práce: **3. června 2012**


Doc. Ing. Jirfi Hammerbauer, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Vlastimil Škočil, CSc.
vedoucí katedry

V Plzni dne 17. října 2011

Anotace

Tato bakalářská práce je zaměřena na seznámení s Rankin-Clausiovým cyklem a odvozením jeho účinnosti. Popisuje využívané způsoby zvýšení účinnosti Rankin-Clausiova cyklu v klasické tepelné elektrárně. Dále se práce zabývá stávajícími a budoucími trendy pro zvýšení účinnosti cyklu.

Klíčová slova

Rankin-Clausiovův cyklus, účinnost, tepelná elektrárna, regenerace tepla, přehřívání páry, zvyšování parametrů páry

Abstract

This bachelor thesis is focused on introducing Rankin-Clausius cycle and the derivation of its effectiveness. This bachelor thesis describes ways how to increase efficiency of Rankin-Clausius cycle used in conventional thermal power plant. Furthermore the thesis deals with existing and future trends to improve the efficiency of the cycle.

Key words

Rankin-Clausius cycle, efficiency, thermal power plant, heat recovery, reheating steam, increasing the steam parameters

Prohlášení

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

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

Dále prohlašuji, že veškerý software, použitý při řešení této bakalářské práce, je legální.

V Plzni dne 7.6.2012

Marek Stránský

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Vladislavovi Sít'árovi za cenné rady, věcné připomínky a vstřícný přístup.

Obsah

ÚVOD	8
SEZNAM SYMBOLŮ	9
1.1 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI RANKIN-CLAUSIOVA CYKLU V KLASICKÉ TEPELNÉ ELEKTRÁRNĚ.	10
1.2 RANKIN-CLAUSIOV CYKLUS	10
1.2 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI V T-S A I-S DIAGRAMU	11
2 ODVOZENÍ ÚČINNOSTI RANKIN-CLAUSIOVA CYKLU	12
2.1 ODVOZENÍ TERMODYNAMICKÉ A VNITŘNÍ TERMICKÉ ÚČINNOSTI	12
2.2 ODVOZENÍ CELKOVÉ ÚČINNOSTI ELEKTRÁRENSKÉHO BLOKU	14
3 VYUŽÍVANÉ ZPŮSOBY ZVÝŠENÍ ÚČINNOSTI PRACOVNÍHO CYKLU V KLASICKÉ TEPELNÉ ELEKTRÁRNĚ	17
3.1 ZLEPŠENÍ VAKUA V KONDENZÁTORU	17
3.2 ZVYŠOVÁNÍ PARAMETRŮ VSTUPNÍ PÁRY	19
3.3 REGENERACE TEPLA U PARNÍCH OBĚHŮ	22
3.4 PŘIHRÍVÁNÍ PÁRY	26
4 STÁVAJÍCÍ A BUDOUCÍ TRENDY VE ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI	28
4.1 ZVÝŠENÍ TEPLoty A TLAKU VODY	28
4.2 ZVĚTŠENÍ ÚČINNOSTI PŘI SPALOVÁNÍ BIOMASY – JAPONSKÝ TOPOL	29
4.3 PARNÍ TURBÍNA	30
4.4 KOTEL A SPALOVÁNÍ.....	31
ZÁVĚR	33
POUŽITÁ LITERATURA:	34

Úvod

Tato bakalářská práce je zaměřena na zvyšování účinnosti pracovního cyklu klasických tepelných elektráren. Děje v tepelných elektrárnách popisuje Rankin-Clausiov cyklus.

Práce je rozdělena do čtyř kapitol. V úvodu představením Rankin-Clausiov cyklus, zobrazím jej v T-s a i-s diagramech a popíšu jeho jednotlivé části. V druhé kapitole odvodím dílčí účinnosti Rankin-Clausiova cyklu a z nich poté vyjádřím celkovou účinnost elektrárny. Ve třetí kapitole rozeberu používané způsoby zvyšování účinnosti v klasických tepelných elektrárnách, kterými jsou zlepšení vakua v kondenzátoru, zvyšování parametrů vstupní páry, regenerace tepla a přehřívání páry. A v poslední čtvrté kapitole se pokusím vybrat některé ze stávajících a budoucích trendů zvyšování účinnosti.

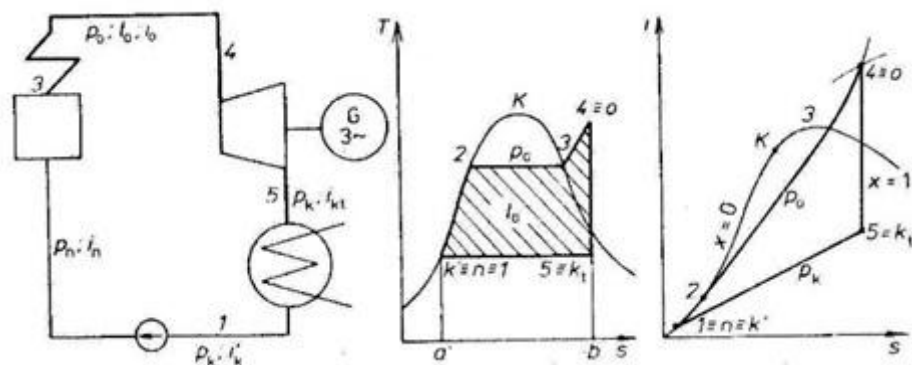
Seznam symbolů

a	–	měrná práce [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
c_v	-	měrné teplo vody [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
H	–	tepelný spád [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
i	–	entalpie [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
M	–	hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
p	–	tlak [MPa; kPa; Pa]
P	–	výkon [kW; MW]
q	–	teplo přivedené nebo odvedené na 1 kg [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
s	–	entropie [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
T, t	–	teplota [K; °C]
Z	–	ztráty [kW]
η	–	účinnost [-]
κ	–	Poissonova konstanta [-]
α	-	množství páry použité pro regenerační ohřev vody [kg]

1.1 Jednotlivé části Rankin-Clausiova cyklu v klasické tepelné elektrárně.

1.2 Rankin-Clausiovův cyklus

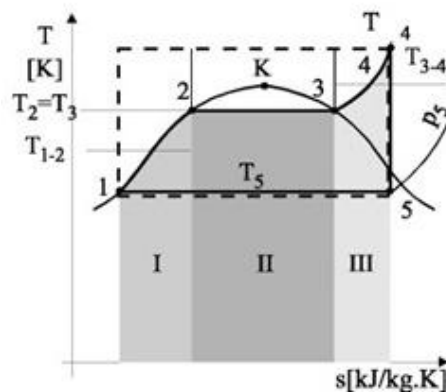
Rankin-Clausiovův cyklus popisuje přeměnu tepelné energie na mechanickou práci u parních turbinových zařízení. Takovému nejjednoduššímu zařízení je zobrazeno na obrázku 1.1. V T-s a i-s diagramech jsou popsány změny stavu páry při průtoku jednotlivými částmi tohoto tepelně energetického zařízení. [2]



Obr. 1.1.1 Rankin-Clausiovův oběh v T-s a i-s diagramu [2]

Jelikož je účinnost Rankin-Clausiova cyklu poměrně nízká (cca 30%), snažíme se různými technickými opatřeními tuto účinnost co nejvíce přiblížit termodynamicky nejjednoduššímu a nejdokonalejšímu Carnotovu cyklu. [1,5]

Na obrázku 1.2 je v T-s diagramu čárkovaně vyznačen Carnotův cyklus a plnou čarou vyznačen Rankin-Clausiovův cyklus. Oblast číslo I zastupuje ohřev vody, oblast čísla II vypařování a oblast čísla III přehřívání páry. Rankin-Clausiovův cyklus je stejně jako Carnotův cyklus uzavřený oběh, který využívá změn vlastností vody, při změnách skupenství během průběhu cyklu. [1,3]



Obr. 1.1.2 Porovnání Carnotova a Rankin-Clausiova cyklu [1]

tlaku, tedy ději izobarickém, až na teplotu varu. Voda podstupuje vypařování, dochází k tomu izobaricko-izotermickou přeměnou ze syté vody na sytou páru, a to na křivce **2-3**. Křivka **3-4** znázorňuje izobarické přehřívání páry na vyšší teplotu v přehříváku. V kroku **4-5** pára vstupuje do turbíny, kde adiabaticky expanduje a koná práci. Poté pára pokračuje do kondenzátoru, kde odevzdává svoje teplo do chladicí vody (to probíhá při konstantním tlaku p_k) a následně kondenzuje. To je popsáno křivkou **5-1**, tedy ději, které jsou izobaricko-izotermické. Při celém oběhu však musíme mít na paměti, že při adiabatickém a izotermickém ději reálný stav popisuje polytropický děj. Nyní v bodě 1 se cyklus může opět celý opakovat.[4,5,6,7]

2 Odvození účinnosti Rankin-Clausiova cyklu

V tepelných elektrárnách uvažujeme u každé její části určitou účinnost. V první podkapitole se budeme zabývat vyjádřením vnitřní termodynamické a vnitřní termické účinnosti. Termodynamická účinnost vyjadřuje kvalitu pouze jednoho článku parostrojního zařízení, a to turbíny. Na rozdíl od termické účinnosti, která závisí na celkovém uspořádání oběhu, na parametrech tohoto oběhu a kvalitě jednotlivých strojů, kterými je tento oběh realizován.[2]

2.1 Odvození termodynamické a vnitřní termické účinnosti

Abychom mohli odvodit termodynamickou a termickou účinnost, musíme nejdříve odvodit teplo cyklu dodané a odvedené. U rovnic budeme vycházet z obrázků v první kapitole. [2]

Teplo se do kotle přivádí při konstantním tlaku p_0 , takže množství tepla q_1 přivedeného vodě a páře je pro 1 kg pracovní látky

$$q_1 = i_0 - i_n. \quad (2.1)$$

Teplo q_1 je v T-s diagramu na obrázku 1.1 znázorněno plochou a-1-2-3-4-5-b-a. Teplo q_2 , které je odvedeno z 1 kg páry při konstantním tlaku v kondenzátoru p_k je

$$q_2 = i_{kt} - i'_k. \quad (2.2)$$

Práce získaná pracovním cyklem je

$$a_0 = q_1 - q_2 = i_0 - i_n - (i_{kt} - i'_k). \quad (2.3)$$

Po úpravě rovnice 2.3 dostaneme pro práci vztah

$$a_0 = (i_0 - i_{kt}) - (i_n - i'_k) = a_T - a_N, \quad (2.4)$$

kde a_T je práce získaná v turbíně a a_N je práce, kterou spotřebuje napájecí čerpadlo. Práce a_0 odpovídá v T-s diagramu na obrázku 1.1 vyšrafované ploše uvnitř křivky oběhu.[2,5]

Z obrázku 1.1 také vyplývá, že jednotlivé entalpie v rovnicích 2.1 až 2.4 jsou [2]

i_0 – entalpie páry za přehřívákem,

i_n – entalpie napájecí vody před kotlem,

i_{kt} – entalpie páry po adiabatické expanzi v turbíně,

i'_k – entalpie kondenzátu.

Jak již bylo řečeno v kapitole 1.1, v idealizovaném Rankin-Clausiově oběhu často ztotožňujeme v oblasti kapaliny izobaru s levou mezní křivkou. Tento předpoklad je rovnocenný tomu, že bychom zanedbali práci napájecího čerpadla, takže $a_N = i_n - i'_k = 0$

Tepelná účinnost Rankin-Clausiova oběhu je pak v tomto idealizovaném případě ($i_n = i'_k$) dána vztahem

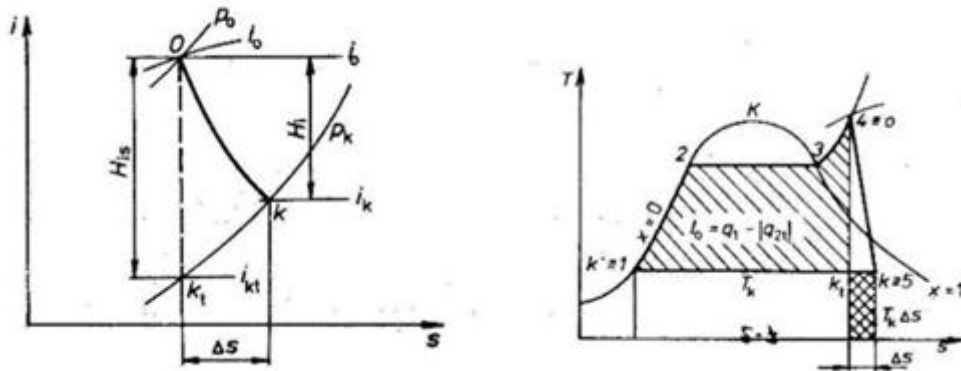
$$\eta_{t0} = \frac{a_0}{q_1} = \frac{i_0 - i_{kt}}{i_0 - i_n} = \frac{i_0 - i_{kt}}{i_0 - i'_k}. \quad (2.5)$$

Rozdíl entalpie před a za turbínou se nazývá tepelný spád a vypočte se

$$H_0 = H_{is} = (i_0 - i_{kt}) = a_0. \quad (2.6)$$

Dosud jsme předpokládali, že expanzi v turbíně odpovídá adiabatický děj, a tak byl i odpovídající tepelný spád adiabatický.

Ve skutečnosti v turbíně není expanze adiabatická, ale díky tření a dalším ztrátám se expanzní křivka odklání ve směru vzrůstu entropie, což můžeme vidět na obrázku 2.1. [2]



Obr. 2.1 Oběh se skutečnou expanzí v diagramu i-s a T-s [2]

Entalpie páry odcházející z turbíny i_k je větší než u ideální turbíny a skutečný tepelný spád je

$$H_i = a_i = i_0 - i_k. \quad (2.7)$$

Po úpravě předchozí rovnice dostaneme

$$H_i = (i_0 - i'_k) - (i_{kt} - i'_k) - (i_k - i_{kt}). \quad (2.8)$$

Pokud expanze končí v mokré páře, dostaneme z předchozí rovnice

$$a_i = H_i = q_1 - q_2 - T_k \Delta s = a_0 - T_K \Delta s. \quad (2.9)$$

Když porovnáme entalpii páry na výstupu z turbíny skutečné a ideální turbíny, dostaneme zvětšení entalpie o $\Delta i = i_k - i_{kt} = \Delta q_2$ a o tuto hodnotu je větší množství tepla odvedeného chladící vodou do okolí. Poměr využitého tepelného spádu H_i a ideálního tepelného spádu H_{is} je vnitřní termodynamická účinnost turbíny.

$$\eta_{tdi} = \frac{H_i}{H_{is}} = \frac{a_i}{a_{is}} = \frac{a_i}{a_0} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_{kt}} \quad (2.10)$$

Pokud expanze končí v mokré páře, můžeme termodynamickou účinnost vyjádřit také ve tvaru

$$\eta_{tdi} = 1 - \frac{T_K \Delta s}{H_{is}} \quad (2.11)$$

Podobně získáme i vnitřní tepelnou účinnost Rankin-Clausiova cyklu

$$\eta_{t1} = \frac{a_i}{q_1} = \frac{H_i}{i_0 - i'_k} = \frac{H_i}{H_{is}} \cdot \frac{H_{is}}{i_0 - i'_k} = \eta_{tdi} \cdot \eta_{t0} \quad (2.12)$$

2.2 Odvození celkové účinnosti elektrárenského bloku

Vnitřní termodynamická a vnitřní termická účinnost však nejsou jediné účinnosti, které ovlivňují celkovou účinnost elektráren. Účinnosti rozebírané v této kapitole, jsou dílčí účinnosti, které ovlivňují celkovou účinnost elektrárny. Jsou to mechanická účinnost, spojková termodynamická účinnost, spojková termická účinnost, účinnost generátoru, svorková termodynamická účinnost, svorková termická účinnost, účinnost výroby tepla, která se skládá z účinnosti kotle a účinnosti potrubí a v neposlední řadě musíme brát v potaz, že elektrárna má svoji vlastní spotřebu, která se v celkové účinnosti také promítne.

Vnitřní termodynamická účinnost může být vyjádřena jako poměr vnitřního a ideálního výkonu

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{a_0} \cdot \frac{M}{M} = \frac{P_i}{P_0}. \quad (2.13)$$

M je v tomto vzorci hmotnostní tok páry, který protéká turbínou. Ve výpočtu vnitřního výkonu turbíny respektujeme obvykle také ztráty únikem pracovní látky z turbíny, takže η_{tdi} již zahrnuje tzv. volumickou účinnost. Vnitřní termodynamická účinnost obvykle $\eta_{tdi} = 0,72$ až $0,90$ a moderní turbíny dosahují $0,85$ až $0,9$. [2]

Vnitřní termická účinnost může být vyjádřena podobně, a to vztahem

$$\eta_{ti} = \frac{a_i}{q_{1i}} \cdot \frac{M}{M} = \frac{P_i}{Q_{1i}} = \eta_{tdi} \cdot \eta_{t0} \quad (2.14)$$

Spojkový výkon, což je výkon, který lze odebrat z turbíny, je od vnitřního výkonu rozdílný o mechanické ztráty P_m , vypočte se

$$P_{sp} = P_i - P_m \quad (2.15)$$

Použitím poměru spojkového výkonu a vnitřního výkonu se vypočítá mechanická účinnost

$$\eta_m = \frac{P_{sp}}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (2.16)$$

Mechanická účinnost turbín bývá v rozmezí 0,97 až 0,996. Dále máme spojkovou termodynamickou účinnost, která je poměrem mezi spojkovým a ideálním výkonem

$$\eta_{tdsp} = \frac{P_{sp}}{P_0} = \eta_{tdi} \cdot \eta_m \quad (2.17)$$

a spojkovou termickou účinnost, která se rovná

$$\eta_{tsp} = \frac{P_{sp}}{q_{1i}M} = \frac{P_i}{Q_{1i}} \cdot \eta_m = \eta_{tdi} \cdot \eta_{t0} \cdot \eta_m \quad (2.18)$$

Ze skutečného a izolovaného termodynamického spádu lze vnitřní termodynamická účinnost počítat pouze v tom případě, když celou turbínou protéká stejné množství páry. Pokud jsou u turbíny provedeny regulované nebo neregulované odběry páry, musíme počítat vnitřní práci a_i a ideální práci a_0 po částech

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{a_0} = \frac{\sum_{j=1}^n M_j a_{ij}}{\sum_{j=1}^n M_j a_{0j}} \quad (2.19)$$

Termodynamická účinnost se velmi často v rovnici 2.19 určuje z počátečního a koncového bodu na expanzní linii. V této účinnosti jsou již započítány ztráty netěsností, a tak se ve vztazích 2.17, 2.18 a dalších již volumická účinnost nevyskytuje.

Pokud slouží parní turbína k pohonu generátoru, další účinností v okruhu je účinnost generátoru. Ta se vyjadřuje vztahem

$$\eta_g = \frac{P_{sv}}{P_{sp}} = 1 - \frac{Z_g}{P_{sp}} \quad (2.20)$$

Z_g vyjadřuje v rovnici (2.20) ztráty v elektrickém generátoru, které se spočítají jako rozdíl svorkového a spojkového výkonu. Svorkový výkon je takový výkon, který je možno odebrat na svorkách generátoru. To je vyjádřeno v rovnici (2.21)

$$Z_g = P_{sv} - P_{sp} \quad (2.21)$$

Chlazení generátoru má také svůj určitý vliv na jeho účinnost. Může být chlazen dvěma způsoby. Prvním způsobem je chlazení vodou a druhým je chlazení vodíkem. V prvním

případě je $\eta_g=0,97$ až $0,98$ a v druhém je $\eta_g=0,98$ až $0,99$. Svorková termodynamická účinnost je tedy

$$\eta_{tdsv} = \frac{P_{sv}}{P_0} = \eta_{tdi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad (2.22)$$

a svorková tepelná účinnost

$$\eta_{tdsv} = \frac{P_{sv}}{Q_{1i}} = \eta_{t0} \cdot \eta_m \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_g = \eta_{t0} \cdot \eta_{tds} \quad (2.23)$$

Všechny uvedené účinnosti již zahrnují ztráty. Jsou to ztráty v turbíně a elektrickém generátoru. Pokud chceme určit celkovou účinnost elektrárny, musíme vzít v potaz dále ztráty tepla v parogenerátorech, ve výměnících tepla, ve spojovacím potrubí atd. Celková účinnost je tedy poměr vyrobené elektrické energie a spotřebovaného tepla z paliva. U elektráren spalujících fosilní paliva tak můžeme vypočítat účinnost výroby tepla η_{VQ} pomocí účinnosti potrubí η_{pot} a účinnosti kotle η_K tím, že vyjádříme vztah mezi teplem, který přivedeme pracovní látce Q_{1i} a teplem přivedeným palivu Q_{pal} . [2,5]

$$\eta_{VQ} = \eta_K \cdot \eta_{1i} = \frac{Q_{1i}}{Q_{pal}} = \frac{Q_{kot}}{Q_{pal}} \cdot \frac{Q_{1i}}{Q_{kot}}, \quad (2.24)$$

kde jak můžeme vidět, je účinnost kotle

$$\eta_K = \frac{Q_{kot}}{Q_{pal}} \quad (2.25)$$

a účinnost potrubí

$$\eta_{pot} = \frac{Q_{1i}}{Q_{kot}} \quad (2.26)$$

Účinnost kotle bývá v rozmezí $0,74$ až $0,95$, což závisí na druhu paliva a na provedení kotle. Účinnost potrubí bývá obvykle $0,97$ až $0,98$.

Celková účinnost elektrárny je tedy

$$\eta_{tc} = \frac{P_{sv}}{Q_{pal}} = \eta_{tsv} \cdot \eta_{pot} \cdot \eta_K = \eta_{tsv} \cdot \eta_{VQ}, \quad (2.27)$$

avšak musíme si uvědomit, že elektrárny mají také vlastní spotřebu, kterou získáme, vyjádříme-li si příkon pro vlastní spotřebu P_{vs} pomocí účinnosti η_{vs}

$$P_{pr} = P_{sv} - P_{vs} \quad (2.28)$$

$$\eta_{vs} = \frac{P_{pr}}{P_{sv}} = 1 - \varepsilon_{vs} \quad (2.29)$$

S účinností vlastní spotřeby tak dostáváme kompletní účinnost kondenzační elektrárny [2,5].

$$\eta_{tc}^n = \eta_{t0} \cdot \eta_m \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_g \cdot \eta_K \cdot \eta_{pot} \cdot \eta_{vs} = \eta_{tsv} \cdot \eta_{pot} \cdot \eta_K \cdot \eta_{vs} \quad (2.30)$$

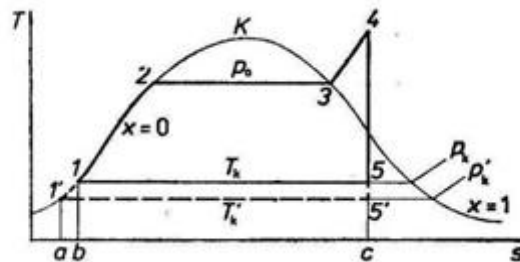
3 Využívané způsoby zvýšení účinnosti pracovního cyklu v klasické tepelné elektrárně

Zvýšení účinnosti můžeme provést několika způsoby. Buď zvětšením přivedeného tepla, zmenšením odvedeného tepla, nebo oběma způsoby najednou. To je zřejmé z termické účinnosti, která se vyjadřuje [2]:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (3.1)$$

3.1 Zlepšení vakua v kondenzátoru

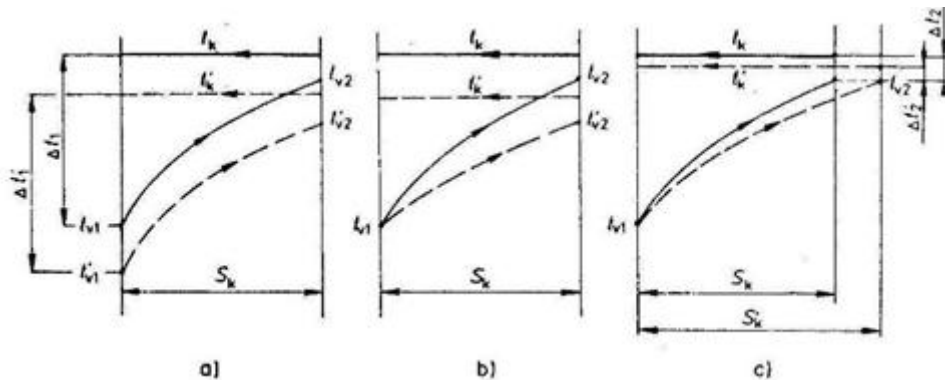
Při snížení tlaku v oběhu dosáhneme toho, že se zmenší odvedené teplo. Díky tomu, se plocha pod čarou $T_k = \text{konst.}$, která se rovná odvedenému teplu zmenší o plochu $1'-1-5-5'-1'$ a zvětší o plochu $a-1'-1-b-a$, která je mnohem menší. Toto popisuje obr. 3.1. [2]



Obr. 3.1 Vliv protitlaku (tlaku v kondenzátoru) na tepelnou účinnost [2]

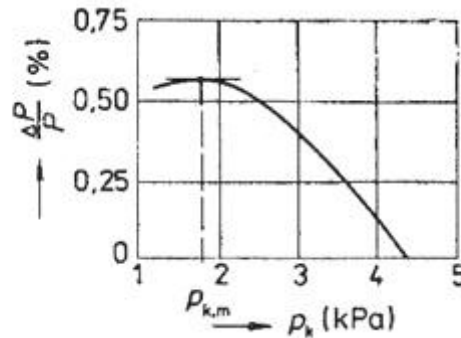
Vakuum u kondenzační turbíny se může zlepšit třemi způsoby. Na obrázku 3.2 vidíme průběh teploty vody a páry na teplosměnné ploše kondenzátoru.

- snížení teploty chladicí vody,
- zvětšení průtoku chladicí vody,
- zvětšením teplosměnné plochy kondenzátoru.[2]



Obr. 3.2 Zlepšení vakua v kondenzátoru [2]

Nejvýhodnější z těchto tří případů je použití chladnější vody, protože oba dva další způsoby jsou nákladnější. Buď vyžadují zvýšení nákladů na pořízení větší teplosměnné plochy kondenzátoru, anebo musíme využít více elektrické energie na pohon čerpadel na chladící vodu. Průtok chladící vody se dá zvýšit zrychlením čerpadel a tím se zvýší právě spotřeba elektrické energie.[2]



Obr. 3.3 Typická závislost změny výkonu turbíny na změně tlaku na výstupu [2]

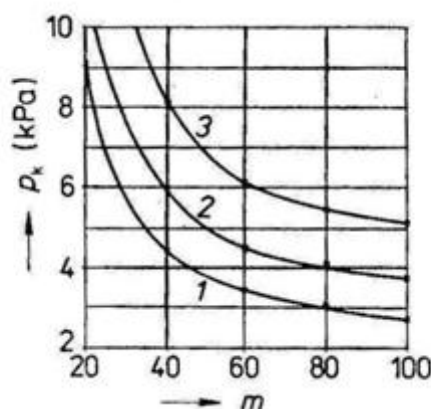
Při změně tlaku v kondenzátoru se mění ztráta výstupní rychlostí a termodynamická účinnost posledního stupně, a proto se mění výkon celé turbíny. Na obrázku 3.3 je znázorněno, jaká je závislost výkonu turbíny na tlaku v kondenzátoru p_k . Závislost výkonu na vakuu není lineární. Výkon totiž nejdříve vzrůstá na maximální hodnotu a poté i přes následné zvyšování tlaku se zmenšuje. Je to dáno tím, že od určitého protitlaku se za lopatkami posledního stupně část páry dodatečně expanduje a dochází k odklonu proudu na výstupu z lopatkové mříže. Následná změna spádu, připadající na dodatečnou expanzi za oběžnou lopatkovou řadou posledního stupně pak nemůže být využita ke konání práce v turbíně. Avšak snižováním tlaku se v kondenzátoru snižuje teplota kondenzátu, tudíž je potřeba většího množství páry v prvním regeneračním ohříváku, která se odebírá z turbíny, což má za následek, že se průtok páry posledními stupni i výkon turbíny zmenší.[2]

Přírůstek výkonu je při nižším měrném zatížení výstupu turbíny a stejné změně Δp_k větší a tlak kondenzátoru $p_{k,m}$, který odpovídá maximálnímu výkonu je menší. [2]

Teplota kondenzující páry vychází z tepelné bilance a je

$$t_k = t_{v1} + \frac{i_k - i'_k}{c_v m} + \Delta t_2 = t_{v2} + \Delta t_2 \quad (3.2)$$

Množství chladicí vody $m = \frac{M_v}{M_k}$ [2], které přivedeme do kondenzátu na 1kg vstupující páry a Δt_2 je tzv. koncový teplotní spád. Na obr. 3.4 je znázorněna závislost tlaku p_k na teplotě vody a poměrném množství vody. Teplota chladicí vody t_{v1} , závisící na klimatických podmínkách, se však mění v docela širokých mezích. Tlaku v kondenzátoru blízkému $p_{k,m}$ se však dosahuje jen při nízkém t_{v1} , malém koncovém teplotním spádu Δt_2 a při velkém množství chladicí vody m . Dosažení takto vysokého vakua však není žádoucí a skutečný tlak v kondenzátoru se volí vyšší.[2]



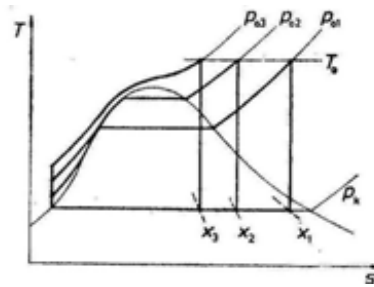
Obr. 3.4 Závislost tlaku na poměrném množství chladicí vody m a teplotě t_v pro $\Delta t_2 = 3^\circ\text{C}$
 1 - $t_{v1} = 15^\circ\text{C}$; 2 - $t_{v1} = 20^\circ\text{C}$; 3 - $t_{v1} = 25^\circ\text{C}$ [2]

Když snížíme tlak v kondenzátoru, měrný objem páry na výstupu z turbíny roste velmi rychle. Tato pára musí protéct posledními stupni turbíny a zlepšení vakua tedy vyžaduje zvětšení délky lopatek u posledních stupňů turbíny. [2]

Na předchozích informacích je vidět, že existují hranice pro zlepšení vakua v kondenzátoru, dané přírodními a technicko-ekonomickými podmínkami. Platí, že čím je spalováno kvalitnější palivo, tím je potřeba nižší tlak v kondenzátoru. Tlak se v kondenzátoru pohybuje od 5 kPa až ke 2,5 kPa. Avšak čím je nižší tlak, tím se zvyšují náklady na chladicí věže, a proto při cirkulačním chlazení není toto snižování tlaku tak zřetelné.[2]

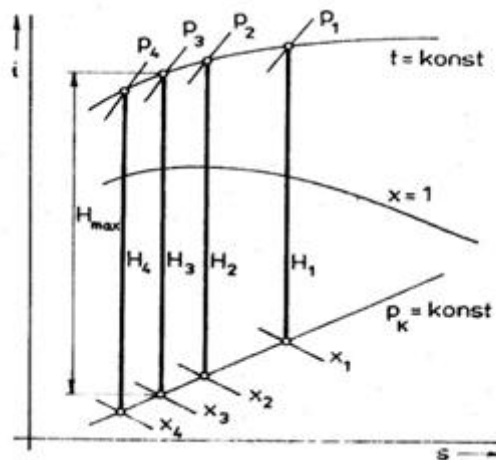
3.2 Zvyšování parametrů vstupní páry

Dalším způsobem, jak zvýšit účinnost parního oběhu, je zvýšení tlaku nebo teploty vstupní páry, nebo zvyšování obou najednou. Zvyšování tlaku můžeme vidět v T-s diagramu na obrázku 3.5. Na tomto obrázku je zachovaná konstantní teplota přehřáté páry. Vliv tlaku na termickou účinnost není jednoznačný, jelikož změna tlaku způsobuje změnu odvedeného



Obr. 3.5 Vliv zvýšení tlaku vstupní páry na parní oběh [2]

tepla, a tak se mění tepelný spád. Při změně tlaku adiabatický tepelný spád zpočátku roste, poté dosahuje maxima a později klesá. To můžeme vidět na obr. č. 3.6.[2]



Obr. 3.6 Vliv vstupního tlaku páry na tepelný spád [5]

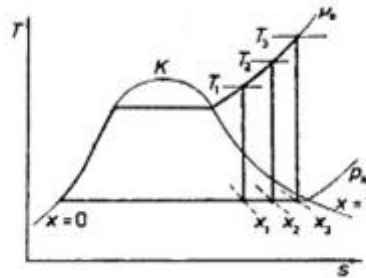
Termická účinnost je vyjádřena vztahem $\eta_{t0} = \frac{H}{q_1}$, kde H je adiabatický tepelný spád. Jak vyplývá z obr. 3.6, adiabatický spád H se při konstantní teplotě vstupní páry a zvyšujícím se tlaku nejdříve zvyšuje a po dosažení H_{\max} snižuje. Tepelná účinnost se také mění v závislosti na spádu H , můžeme tak určit velikost optimálního tlaku. Avšak postup je zjednodušen, protože ignoruje některé ztráty, jako například ztráty netěsností turbíny, nebo nepřihlíží k vlivu koncové vlhkosti páry na účinnost turbíny.[2,5]

Tlak můžeme zvyšovat pouze do určité hodnoty, protože musíme brát v potaz pevnostní možnosti materiálu při vysokých teplotách a také to, že některé ztráty vzrůstají s narůstajícím tlakem, které mají vliv na celkovou účinnost.[2,5]

Tlak vstupní páry má také vliv na konstrukci turbíny a kotle, a na to, že pára o vysokém tlaku má malý měrný objem, takže u malých turbín s krátkými lopatkami jsou velice velké okrajové ztráty a zvětšováním tlaku vstupní páry zvyšujeme také vlhkost páry na konci expanze, což zapříčiňuje, že vzrůstá nebezpečí vzniku eroze na lopatkách a taktéž má nepříznivý vliv na termodynamickou účinnost turbíny. Takže toto zvyšování tlaku musí být

spojeno se zvyšováním teploty páry, nebo musí být zajištěno jinak, aby výsledná vlhkost páry nebyla na konci expanze větší než 12 až 14%. [2,5]

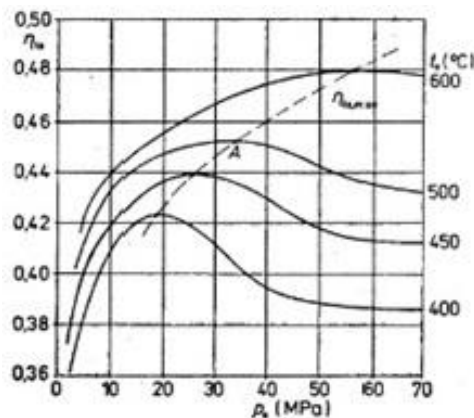
U velkých elektrárenských bloků má také typ použitého kotle vliv na tlak vstupní páry. Pokud je použit kotel s přirozenou cirkulací páry, nemůže být tlak vyšší než 17 až 18 MPa kvůli zajištění cirkulace v kotli. Pro průtočné kotle se používá tlak nadkritický, což je 24 MPa a více. Tento tlak však vyžaduje současné přehřívání páry, viz kapitola 3.4. [2]



Obr. 3.7 Vliv zvýšení vstupní teploty na parní oběh [2]

Na obrázku 3.7, je znázorněno zvýšení teploty vstupní páry a její vliv na parní oběh. Zvýšení teploty vstupní páry zvyšuje kromě termické účinnosti i termodynamickou účinnost turbíny, protože zmenšuje vlhkost páry na konci expanze. [2]

Pokud se zvyšuje vstupní teplota t_0 , vzrůstá pak i termodynamická účinnost turbíny, a pokud se zvyšuje vstupní tlak p_0 tato účinnost naopak klesá. Proto nejvyšší účinnost $\eta_{ti} = \eta_{i0} \cdot \eta_{tdi}$ bude dosažena při nižším tlaku, což vyplývá i z obrázku 3.8. [2]

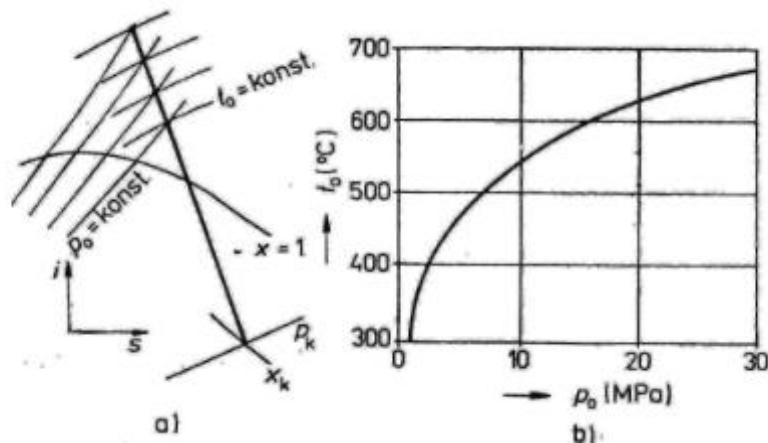


Obr. 3.8 Průběh η_{i0} v závislosti na vstupním tlaku a teplotě [2]

Horní hranice teploty vstupní páry není přesně dána, je ale výrazně ovlivňována materiálovými možnostmi. Účinnost oběhu s rostoucí vstupní teplotou vzrůstá, takže závislost $\eta_{i0} = f(t_0)$ nemá extrém. Teplota páry může dosáhnout asi 535°C, pokud se použijí feriticko-perlitické ocele. Pro dosažení vyšších teplot je třeba použít vysoce legované austenitické materiály na kotle, parovody i na vstupní část turbíny. Tyto materiály mají však několik nevýhod. První nevýhodou je vysoká cena. Austenitické materiály jsou asi 5krát dražší než

feriticko-perlitické oceli a asi 20krát dražší než uhlíkové oceli. Druhou nevýhodou je, že mají malý součinitel tepelné vodivosti a velký součinitel roztažnosti, a to asi 1,5krát větší než feriticko-perlitické oceli. Tím pádem vznikají velká teplotní pnutí při nerovnoměrném ohřívání a následném ochlazování materiálu, ke kterým dochází při každém najíždění, změně výkonu a odstavování. Další nevýhodou je, že jsou tyto materiály obtížně zpracovatelné a svařitelné. Proto se v poslední době projevuje stagnace ve zvyšování vstupní teploty páry. [2]

Jak jsme mohli vidět v předchozím odstavci, tak nelze volit vstupní tlak a vstupní teplotu nezávisle. Dvojici vstupních stavů p_0 a t_0 , při nichž končí expanze za stejné vlhkosti páry, říkáme vázané parametry vstupní páry. Vstupní teplota závisí na přípustné vlhkosti x_k , tlaku v kondenzátoru a vnitřní termodynamické účinnosti turbíny (viz obrázek 3.9). Je však potřeba volit jiné vázané vstupní stavy páry u elektráren s přehříváním, protože zde závisí koncová vlhkost páry na úrovni přehřívacího tlaku.[2]



Obr. 3.9 Závislost vstupních stavů; a) znázornění v i-s diagramu

b) závislost mezi p_0 a t_0 pro $x_k=0,87$ a $p_k=4\text{kPa}$ [2]

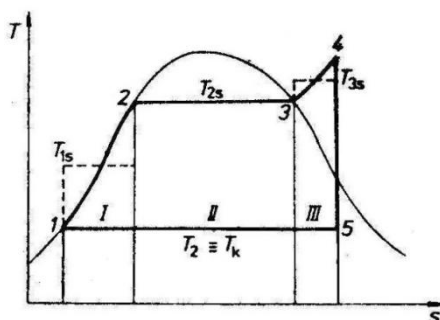
3.3 Regenerace tepla u parních oběhů

Pokud rozdělíme Rankin-Clausiiův cyklus na tři dílčí oběhy a nahradíme teploty, při kterých se teplo do oběhu přivádí třemi různými středními teplotami, tak jak tomu je na obrázku 3.10, dostaneme tři dílčí Carnotovy cykly s teplotou $T_2=T_k$, při které se teplo odvádí. Termické účinnosti těchto dílčích Carnotových cyklů jsou[2,5]

$$\eta_{t1} = \frac{T_{1s} - T_2}{T_{1s}}, \quad \eta_{t2} = \frac{T_{2s} - T_2}{T_{2s}}, \quad \eta_{t3} = \frac{T_{3s} - T_2}{T_{3s}}. \quad (3.3-5)$$

Na obr. 3.10 vidíme, že platí $\eta_{t1} < \eta_{t2} < \eta_{t3}$. Pokud potlačíme dílčí oběh I a zvýšíme vliv oběhu číslo III, nebo tento dílčí oběh zopakujeme, zvýšíme účinnost celého oběhu. Potlačení

oběhu I můžeme docílit regenerací tepla, zvýšení oběhu III opakovaným ohřevem při přehřívání páry. [2]



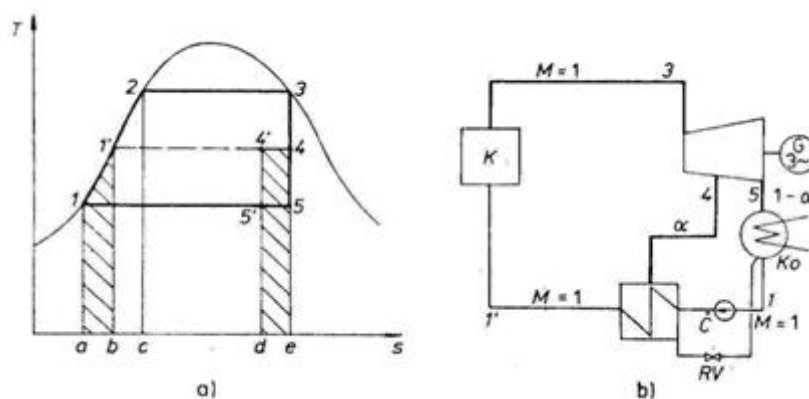
Obr. 3.10 Termická účinnost jednotlivých částí oběhů [2]

Regenerace znamená, že vodu v kotli neohříváme od stavu 1, ale párou z turbíny a z okolí se předejde napájecí voda, a tímto ohříváním se voda přivede až k bodu 1', což má za následek, že se zvýší střední teplota oběhu I a zvýší se jeho celková účinnost. Takovýto proces ohřevu je zobrazen na obrázku 3.11, na kterém vidíme T-s diagram a schéma zapojení pro regeneraci tepla. Pro zjednodušení uvažujeme pouze jeden ohřívák a vstupní pára je sytá. Množství vstupní páry je pro názornost $M=1$ a všechna expanduje v první části turbíny. α je množství odebrané páry pro regenerativní ohřev a spočítá se

$$1 \cdot (i_{1'} - i_1) = \alpha(i_4 - i_{1'}). \quad (3.6)$$

Po úpravě dostáváme množství odebrané páry α pro regenerační ohřev napájecí vody [2]

$$\alpha = \frac{i_{1'} - i_1}{i_4 - i_{1'}}. \quad (3.7)$$



Obr. 3.11 Regenerace tepla s jedním výměníkem

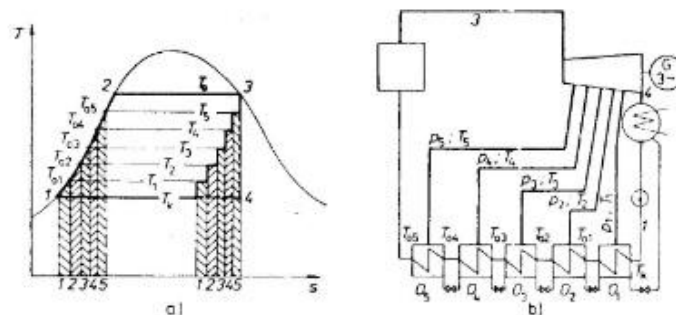
a) oběh v T-s diagramu, b) schéma zapojení základních zařízení [2]

Plocha znázorněná v obr. 3.11, tedy a-1-1'-b-a, je teplo přivedené z páry napájecí vodě a rovná se ploše d-4'-4-e-d. Nazývá se regenerované teplo. Množství odebrané páry je pouze α [kg] a množství pracovní látky je pouze 1kg, tak je plocha reprezentující dodané teplo odběrovou párou zúžena v poměru $\alpha:1$. Odběrová pára prochází změnou izobaricko-izometrickou 4-1'. Palivo je přiváděno na křivce 1'-2-3, takže plocha b-1'-2-3-e-b je plocha přivedeného tepla a plocha a-1-5'-d-a je odvedené teplo, které je menší než teplo přivedené.[2] Má-li oběh bez regenerace tepla účinnost η_t dle rovnice 3.1, je účinnost oběhu s regenerací tepla

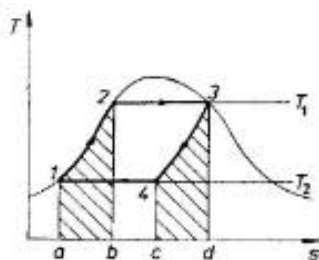
$$\begin{aligned}\eta_t^r &= 1 - \frac{q_2 - \Delta q_2}{q_1 - q_r} = 1 - \frac{(1 - \alpha) \cdot q_2}{q_1 \cdot (1 - r)} = 1 - \frac{1 - \alpha}{1 - r} \cdot (1 - \eta_t) = \\ &= \eta_t + (\alpha - r + \alpha r) \cdot (1 - \eta_t),\end{aligned}\quad (3.7)$$

kde q_r je teplo regenerované a $r=q_r/q_1$. Z obou rovnic tak vyplývá, že $\eta_t^r > \eta_t$, protože $\alpha > r$.

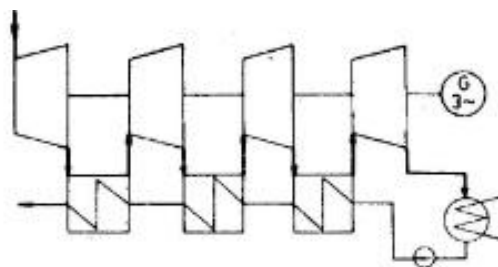
Regenerace tepla s pěti ohříváky je zobrazena na obrázku 3.12. Voda se v ohřívácích postupně ohřívá od T_{01} až do T_{05} . Této teplotě odpovídá teplota sytosti i tlak odběrové páry v jednotlivých odběrech. Na obrázku 3.13 pak vidíme průběh s nekonečně velkým počtem ohříváků. V tomto případě je veškeré kapalinové teplo dodáno odběrovou párou pracovní látky v regeneračním systému. Na úseku 2-3 je teplo z paliva přiváděno při konstantní teplotě T_1 a je odváděno na úseku 4-1 při konstantní teplotě T_2 . Tento oběh má tedy stejnou účinnost jako je účinnost Carnotova cyklu mezi teplotami T_1 a T_2 , a proto se takové zlepšování účinnosti oběhu nazývá carnotizace. [2,5]



Obr. 3.12 Schéma regenerace s pěti ohříváky
a) znázornění oběhu v diagramu T-s, b) schéma zapojení základního zařízení[2]



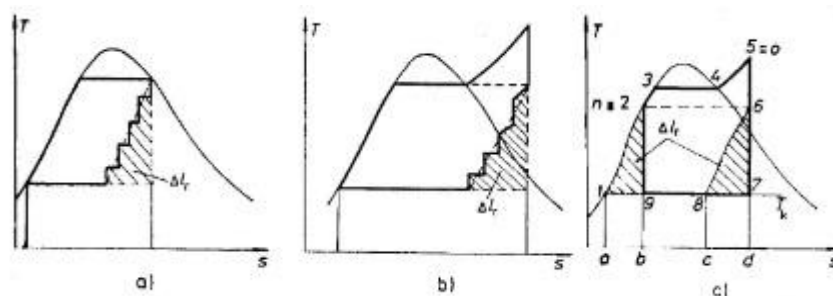
Obr. 3.13 Regenerace tepla s nekonečně velkým počtem ohříváků [2]



Obr. 3.14 Fiktivní schéma ohřívání napájecí vody [2]

V praxi se používá 8 až 10 ohříváků v regeneračním systému, protože při větším počtu ohříváků se účinnost zvyšuje již jen nepatrně, ale zvýší se pořizovací náklady a složitost zařízení. Ve výsledku už by další ohříváky neměly daný efekt.[2]

Napájecí voda se v jednotlivých ohřívácích ohřívá párou, která je odebraná z turbíny. Pára odevzdá při konstantním tlaku své teplo, kondenzuje a z ohříváků se odvádí ve stavu syté kapaliny. Zbylá pára expanduje v dalších stupních turbíny. Na obrázku 3.14 je zakresleno fiktivní schéma, na kterém je zobrazeno jak je všechna pára, která protéká turbínou, zavedena do jednotlivých ohříváků, kde předá část své tepelné energie ohřívané vodě a při vrácení do turbíny probíhá další expanze. V tomto případě by skutečně expanze probíhala podle lomené čáry na obrázku 3.12. Množství tepla, které by bylo páře odebráno při nekonečně velkém množství ohříváků, je rovno ploše c-4-3-d-c a expanze by probíhala podle čáry 3-4, z obrázku 3.13.[2]



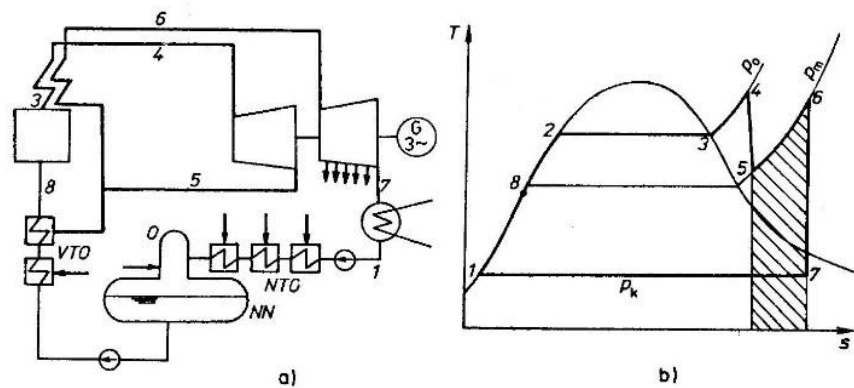
Obr. 3.15 Znázornění oběhu s regenerací tepla
a-oběh se sytou vstupní párou
b-oběh s přehřátou vstupní párou
c-oběh s nekonečně velkým počtem ohříváků [2]

Oběh s regenerací tepla je zobrazen obrázkem 3.15. Plocha mezi izotermou, která odpovídá teplotě v kondenzátoru a lomenou čarou postupné expanze vyjadřuje zmenšení práce Δ_{tr} způsobené regenerací tepla. Tento úbytek je zobrazen vyšrafovanou plochou. Pro nekonečně velký počet ohříváků pak platí, že křivka ohranující průběh vpravo je shodná s levou křivkou a dostáváme se k obrázku 3.15c, ve kterém můžeme oběh také znázornit křivkou 9-2-3-4-5-6-7-9. Teplo přivedené do oběhu je tedy znázorněno plochou b-2-3-4-5-d-b

a odvedené teplo je zobrazené plochou b-9-7-d-b. Tím jsme odstranili dílčí oběh 1-2-9-1, což jsme si dali za cíl v úvodu kapitoly.[2,5]

3.4 Přihřívání páry

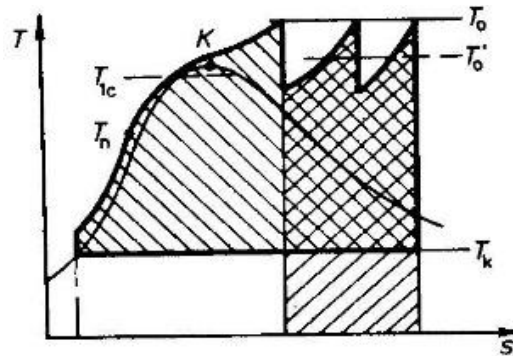
Dalším způsobem zvyšování účinnosti pracovního cyklu je přihřívání páry. Znamená to, že po prvním vstupu páry do části vysokotlaké turbíny se tlak expanduje pouze na hodnotu p_m a je znovu veden do kotle či zvláštního přihříváku, kde se při stejném tlaku plyn ohřívá přibližně na počáteční teplotu. Takto přihřátá pára se poté vede do dalšího stupně turbíny, kde znovu expanduje až na tlak v kondenzátoru. [2]



Obr. 3.16 Přihřívání páry spaliny v kotli

a) schéma zapojení základních zařízení b) znázornění oběhu v T-s diagramu [2]

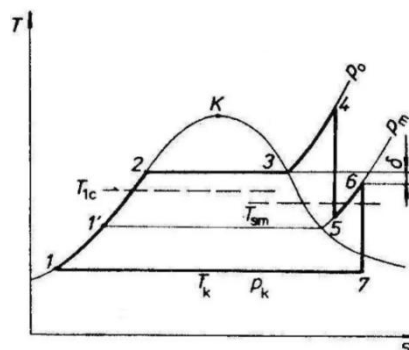
Na obr. 3.16a je mimo tento proces v T-s diagramu zakresleno i schéma okruhu, ve kterém přibyla napájecí nádrž a odplyňovač. Nádrž a odplyňovač jsou potřeba ve všech centrálách, avšak z důvodu zjednodušení se v předchozích kapitolách neobjevovaly. Přihřívání páry spaliny v kotli nebo parogenerátoru je v tepelném diagramu znázorněno na obr. 3.16b. Přihřívání se může i opakovat, a tak dostáváme přihřívání dvojí. Dvojím přihříváním se musí expanze v turbíně dvakrát přerušit a pára je dvakrát přihřívána při různých tlacích. Dvojí přihřívání se však používá pouze při spalování drahého paliva, při nadkritických parametrech vstupní páry, nebo u bloků vysokých výkonů. Dvojnásobné přihřívání páry můžeme vidět na obr. 3.17. [2,8]



Obr. 3.17 Oběh s dvojnásobným přehříváním páry [2]

Přehříváním páry se kromě zvýšení účinnosti zmenšuje i vlhkost páry na konci expanze v turbíně. Pro feriticko-perlitické oceli, které mají přípustnou vstupní teplotu do 540°C by pro tlaky $p_0 > 13\text{MPa}$ bez přehřívání páry byla koncová vlhkost mnohem vyšší, než je přípustné z hlediska termodynamické účinnosti a spolehlivosti turbíny. Jednostupňovým přehříváním páry se zvyšuje teoreticky tepelná účinnost asi o 6 až 8 %. Avšak v přehříváku a parovodech dochází k tlakovým ztrátám, a tak je zlepšení asi o 1,5 až 2 % nižší.[2]

Předchozí případ přehřívání páry, který probíhá v parogenerátoru, však není jediný. Páru také můžeme přehřívát ve výměníku tepla vstupní párou, popř. odběrovou a vstupní párou. Nevýhodou však je, že tato pára nemůže být přehřívána na vyšší teplotu, než by byla teplota sytosti odpovídající tlaku vstupní páry. Takovéto přehřívání můžeme vidět na obr. 3.18. Na tomto obrázku také můžeme vidět, že v tomto případě dojde jen k malému zvýšení účinnosti ideálního oběhu, nebo dojde dokonce k jejímu snížení. Střední teplota T_{sm} je stejně tak jako účinnost jen o málo vyšší, nebo je nižší než střední teplota T_{1c} , která přivádí teplo do základního oběhu. I přes to je přehřívání důležité, protože díky němu se snižuje vlhkost páry v posledních stupních turbíny, což má za následek zvýšení termodynamické účinnosti turbíny, a tím i také účinnosti oběhu. Zmenšením vlhkosti páry se pak snižuje možnost vzniku eroze na oběžných lopatkách posledních stupňů.[2]



Obr. 3.18 Přehřívání páry vstupní párou [2]

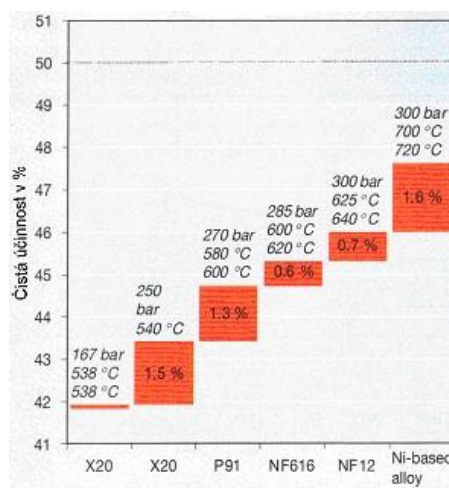
4 Stávající a budoucí trendy ve zvyšování účinnosti

Etapy moderní energetiky se dělí na čtyři období:

- a) Standard – Jsou to 60. až 80. léta minulého století, kdy převažovala výstavba elektráren spalující fosilní paliva. Obsahují starší podkritické i nadkritické bloky s průměrnou účinností v Evropě $\eta = 0,35$
- b) Stávající špička – V 90. letech převažuje modernizace a ekologizace stávajících elektráren. "Generace 600" s tlakem kolem 30 MPa, dvojnásobným mezipřehřátím a teplotami ostré páry i přehřátých par až do hodnot těsně nad 600°C. V závislosti na ostatních parametrech (palivo, teplota chladicího média, vyvedení tepla...) se účinnost pochopitelně mění, ale dosaženy byly hodnoty až $\eta = 0,47$
- c) Aktuální vývoj – Je to období modernizace hlavně v ekologicko-ekonomickém smyslu, která souvisí se zvyšováním účinnosti celého bloku a tím zprostředkovaně, v rámci plnění Kjótského protokolu, s likvidací CO₂. "Generace 700" (AD700 Project – počátek 1998, očekávaná realizace 2014) s tlakem do 35-37,5 MPa, maximální teploty páry 700-720 °C a účinnost $\eta = 0,54$
- d) Výhled směřovaný na období po roce 2020 "Generace 800" s maximální teplotou páry kolem 800 °C a účinností vyšší než $\eta = 0,55$ [16,17]

4.1 Zvýšení teploty a tlaku vody

Voda je hlavním pracovním médiem Clausius-Rankinova oběhu. Proto se snažíme, co nejvíce zvyšovat její parametry. Snažíme se tedy, jak již bylo řečeno v předchozích kapitolách, zvýšit tlak a teplotu páry. Díky materiálu, který je použitý v elektrárnách, je teplota zatím limitována hodnotou 600°C, jsou avšak vyvíjeny materiály, díky kterým by bylo možno navýšit teplotu na 700°C a výš. Důležitá však není pouze teplotní odolnost, ale například odolnost před korozí u koncových výhřevných ploch kotlů. Na obrázku 4.1 je vidět rozdíl při použití různých materiálů pro přehřívák a přihřívák. Na obrázku vidíme také to, že pro materiál z ocele P91 nemůžeme mít vyšší hodnoty tlaku páry než 270 bar s teplotou 580-600°C. Ocele legované wolframem NF12 umožňují dosáhnout parametry 300 bar a 625-640°C. Vyvíjejí se materiály, které by umožňovaly dosáhnouti více než 300bar s teplotou 720°C a více. Avšak k tomu je potřeba zpracovávat jiné materiály než ocel. Byly by to slitiny na bázi niklu.[9,10]



Obr 4.1 Zvýšení účinnosti účinnosti volbou materiálu [10]

4.2 Zvětšení účinnosti při spalování biomasy – Japonský topol

V České republice máme několik elektráren spalujících i z části biomasu, proto se snažíme najít vhodné palivo, které bude mít výhřevnost co nejsrovnatelnější s uhlím. Spalování biomasy se využívá v České republice od 90. let. V roce 2000 se poprvé ve velkém začala v Elektrárně Hodonín spalovat biomasa dřevního původu společně s uhlím. Podle zkoušek je možné spalovat biomasu ve fluidních kotlích na úrovni 20% tepelného obsahu směsi a v roštových kotlích i při větším podílu. Nevýhodou je, že chybí rozvinutá infrastruktura pro pěstování, sklizeň ve velkém, svážení, skladování a zpracování biomasy pro energetické použití.[13]

Avšak existuje dřevina, která je trendem posledních let, jmenuje se Japonský topol, a ta svojí výhřevností může skvěle konkurovat výhřevnosti hnědého uhlí. V tabulce 4.2 vidíme porovnání výhřevnosti topolové štěpky a uhlí. [14]

Palivo	Mj/kg
Topolová štěpka	18,7-19,2 (při 0% vlhkosti)
Hnědé uhlí	14,5-16,5
Černé uhlí	28

Tab. 4.1 Srovnání výhřevnosti topolové štěpky a černého uhlí [14]

Dalším nezanedbatelným prvkem je to, že tento druh topolu je víceletá dřevina s rychlým vzrůstem. Pro energetické účely topoly dorostou za 3-4 roky a sklízí se 70 tun/ha, v dalším tříletém období je to již díky rozrostlým kořenům 100 tun/ha. Takto se dá sklízet 20 až 30 let. [15]

Japonský topol má z dřevin nejlepší výhřevnost, tudíž i účinnost tepelných elektráren spalujících biomasu bude vyšší.[14]

4.3 Parní turbína

Tato podkapitola se bude věnovat turbínám používaných v České republice od 60. let po současnost. Turbíny zde uvedené jsou vyráběny společností Škoda Power a.s. Turbíny vyráběné a uvedené do provozu, jsou turbíny se 110 MWe, 200 až 250 MWe, 500 MWe a 660 MWe. [12]

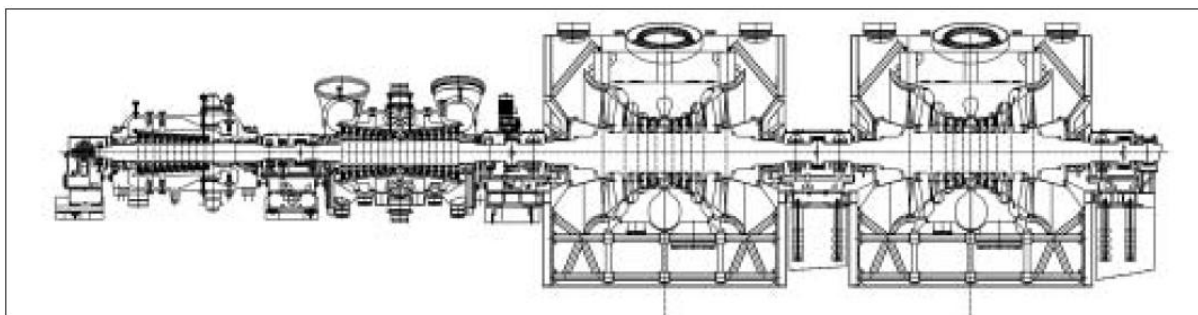
Elektrárenské bloky v Čechách byly v minulosti budovány na bázi dvou typů – bloku 110MWe a 200MWe. Bloky 110MWe byly konstruovány pro teploty páry 565 °C, avšak zkoumáním materiálů se došlo k závěru, že se využívaná teplota páry sníží na 535 °C. Tato teplota zůstala i pro větší bloky 200MWe a později i pro 500MWe. V počátcích měly turbíny 110MWe účinnost 42,2 % a turbíny 200MWe 44,4 %. 90. léta, kdy se otevřel pro výrobce světový trh ocelí, pak přinesly možnost konstruovat z jiných materiálů a tím docílili zvýšení teploty. Je tomu tak i v případě turbíny 660MWe, kdy můžeme používat vyšší parametry

	parametry	r. 1960 - 1970	r. 1970 - 1980	r. 1985 - 1990	úprava parametrů	r. 2000 - 2010
110 MWe	12,8MPa / 535 °C / 535 °C	42,2 %	-	42,7 %	12,8 MPa / 535 °C / 535 °C	44,4 %
200 + 250 MWe	16,5MPa / 535 °C / 535 °C	44,4 %	-	45,3 %	17,5 MPa / 570 °C / 575 °C	47,6 %
500 MWe	16,5MPa / 535 °C / 535 °C	-	46,3 %	-	17 MPa / 535 °C / 565 °C	47,4 %
USC 660 MWe	-	-	-	-	28 MPa / 600 °C / 610 °C / 28 MPa / 600 °C / 620 °C	51,4 / 51,5 %

Tab. 4.2 Zvyšování účinnosti cyklu u turbín [12]

kvůli použití odolnějších materiálů. Díky tomuto zlepšování využívaných parametrů se mohla zvýšit i účinnost. V tabulce 4.1 můžeme vidět porovnání jednotlivých turbín, a to jak z hlediska účinnosti, tak z hlediska parametrů. [12]

Turbína 660 MWe se skládá z jednoho jednoproudého VT dílu, jednoho dvou Proudého ST dílu a dvou dvou Proudých NT dílů. Tato turbína je kondenzační s přehříváním a má devět odběrů pro regeneraci. Regenerace je pak tvořena pěti NT ohříváky a třemi VT ohříváky. Řez turbínou 660 MWe můžeme vidět na obrázku 4.2. Tato turbína bude instalovaná v rámci obnovy elektrárny Ledvice.[11]



Obr. 4.2 Řez turbínou 660 MWe [12]

Jak můžeme vidět, za posledních 50 let se pouze účinnost turbíny zvýšila o více jak 9 % a v budoucích letech můžeme očekávat skokový nárůst účinnosti hlavně díky již zmíněné snaze zvýšit teplotu na 700-720 °C [12]

4.4 Kotel a spalování

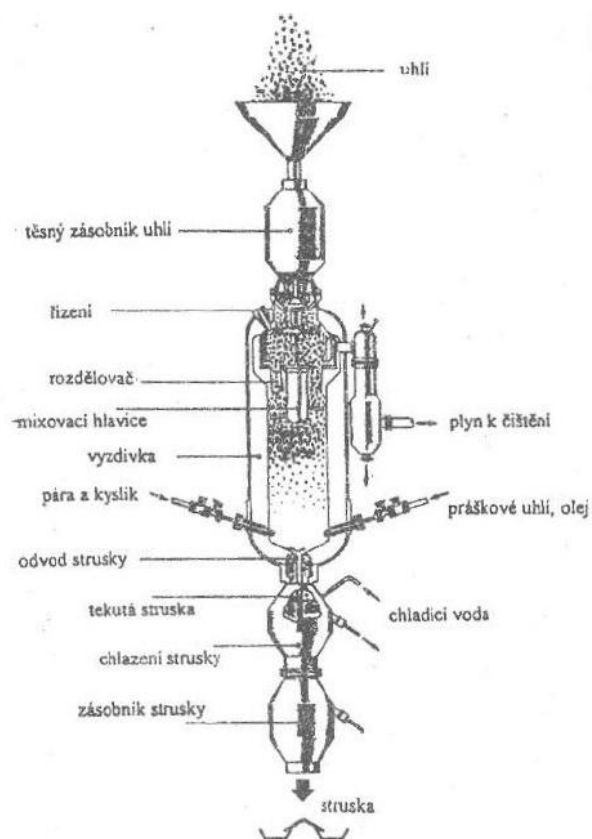
Účinnost kotle, která odpovídá míře využití chemicky vázané energie paliva, je dána pěti ztrátami:

- ztrátou fyzickým teplem spalin (komínovou) – je určena mírou vychlazení spalin a přebytkem vzduchu v nich,
- ztrátou hořlavinou v tuhých zbytcích – určuje jí podíl nespálených látek v tuhých zbytcích, který závisí na způsobu spalování, obsahu popelovin v palivu a konstrukčním řešení spalovacího zařízení,
- ztrátou hořlavinou ve spalinách – určuje jí koncentrace CO ve spalinách, která závisí na nedokonalosti spalování, je to nejmenší ztráta,
- ztrátou fyzickým teplem tuhých zbytků - závisí na množství a teplotě škváry
- ztrátou sdílením tepla do okolí – závisí na teplotě a velikosti kotle.

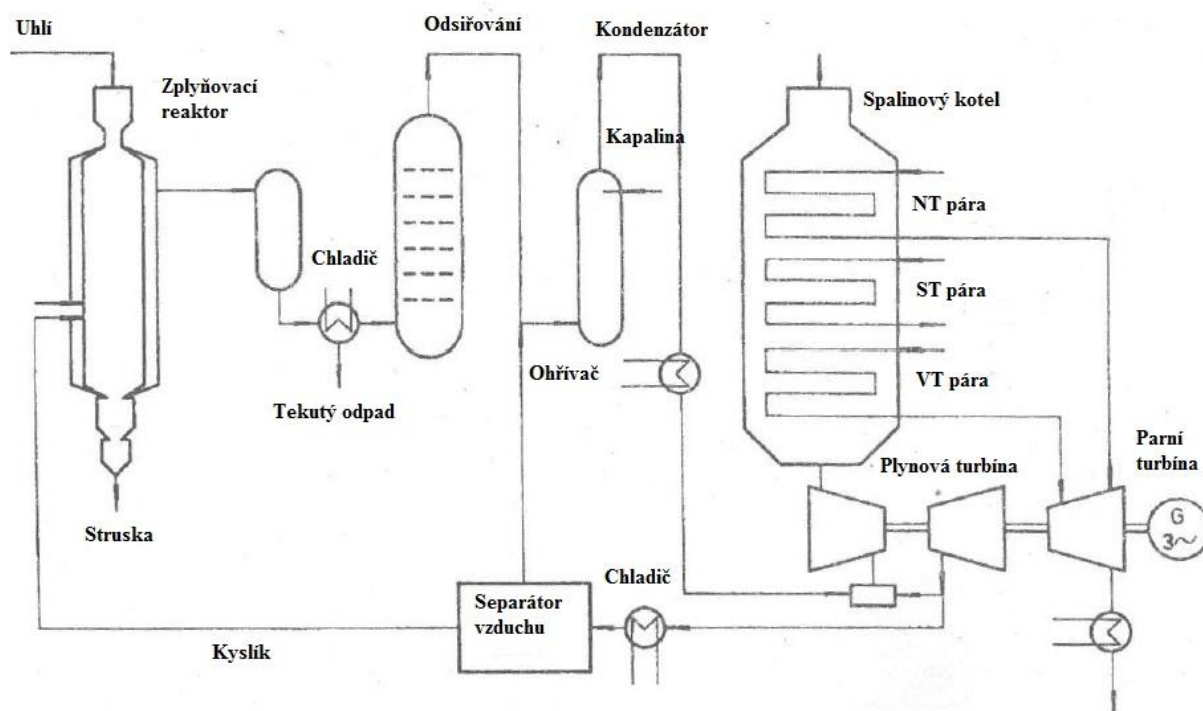
Ačkoliv ztráty můžeme ovlivnit konstrukcí kotle a jeho spalovacího zařízení, jejich hodnota je závislá na vlastnostem spalovaného paliva, především na obsahu popelovin a vody. Voda v palivu ovlivňuje objem spalin, a tím i komínové ztráty. Objem popelovin zhoršuje podmínky pro vyhoření paliva. [17]

Jak je vidět v předchozím odstavci, největší problém v účinnosti kotle má na svědomí samotné palivo a jeho spálení. Účinnost se může zlepšovat volbou jak vhodných technik spalování (fluidní ohniště, cyklonové ohniště...) tak kotlů (bubnové kotle, průtočné kotle) k určitému typu paliva, avšak toto zvýšení není tolik perspektivním řešením. Proto se hledá spalovací proces, který by zvládl využití jakéhokoliv druhu uhlí, a který by spálil materiál bez vzniku škodlivých emisí. Nejslibnější technologií je zplyňování uhlí. Přeměna uhlí na horký spalitelný plyn neutralizuje škodlivé emise už se stupni spalování a vyčistí produkt tak, aby mohl být spálen tak, aniž by znečistil ovzduší siřičitany nebo skleníkovými plyny.[11,18]

Zplyňování uhlí se provádí pod velkým tlakem obvykle v jeho kontaktu s kyslíkem nebo párou. Vzniká plyn s velkým obsahem CO₂ a H₂. Postup zplyňování můžeme vidět na obrázku 4.3 a na obrázku 4.4 můžeme vidět schéma bloku IGCC, neboli integrovaný zplyňovací kombinovaný cyklus. V tomto cyklu se využívá zplynění uhlí a následné využití odpadního tepla[18,19]



Obr. 4.3 Zplyňovací reaktor [19]



Obr. 4.4 Integrovaný zplyňovací cyklus IQCC [19]

Závěr

V této předkládané bakalářské práci jsem se zabýval zvyšováním účinností pracovního cyklu klasických tepelných elektráren. U klasických tepelných elektráren popisuje přeměnu tepelné energie v mechanickou práci Rankin-Clausiiův cyklus. V první kapitole jsem cyklus představil a popsal jednotlivé části. V druhé kapitole jsem odvodil účinnosti jednotlivých částí elektrárny a z nich poté vyjádřil celkovou účinnost tepelné elektrárny. Ve třetí kapitole jsem popsal využívané zvyšování účinnosti, bez kterých by se v dnešní době elektrárny již neobešly. Měly by výrazně nižší účinnost. A v závěrečné kapitole jsem zhodnotil některé budoucí způsoby zvyšování účinnosti.

Budoucí trendy ve zvyšování účinnosti velice záleží na použitých materiálech, protože chceme neustále zvyšovat hodnoty tlaku a páry v oběhu elektráren. Tyto zvýšení by nám ve výsledku daly možnost zvýšit následně účinnost celé elektrárny.

Japonský topol jsem do nových trendů zapojil z toho důvodu, protože věřím, že v pěstování právě této dřeviny dříme obrovský potenciál. Osobně si dovedu představit dobu, kdy budou okolo elektráren spalující palivo kombinace uhlí a biomasy mnoha hektarové plantáže právě s Japonskými topoly. Potenciál ve formě vysoké výhřevnosti a rychlého růstu je nejlepší možná kombinace pro biomasu, která může nastat.

Dalším bodem v nových trendech byly turbíny. Pro zlepšení účinnosti turbín je stejně tak jako pro zbytek elektrárny podmiňující vývoj nových materiálů a následné zvýšení tlaku a teploty páry. Nejnovější turbíny mohou pracovat při teplotě nad 600 °C a při tlaku 28 MPa, avšak zmínil jsem nové materiály, které si udrží své vlastnosti i při teplotě 700 °C a tlaku 30 MPa. Tyto materiály by byly na bázi niklu a díky nim by opět účinnost nejen turbín, ale celých elektráren skokově vzrostla.

Poslední bod ve čtvrté kapitole jsem vybral kotel a spalování v něm, protože účinnost kotlů je nejvíce závislá na vlastnostech uhlí. Proto je nejideálnější nastavovat každý kotel právě na vlastnosti uhlí z okolí, dodávané do elektrárny. Mnohem lepší řešení podle mého názoru je, že proběhne tzv. zplyňování uhlí, při kterém se uhlí pročistí a odstraní se z něho části, které zapříčiňují špatné vlastnosti při spalování.

Těmito směry se podle mého názoru bude vývoj ubírat, avšak nic není jisté, a na tu pravou budoucnost si budeme muset počkat.

Použitá literatura:

- [1] DVORSKÝ, Emil. HEJTMÁNKOVÁ, Pavla. Elektrárny: zvyšování účinnosti přeměny energie v tepelných elektrárnách – příklady. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, Elektrotechnická fakulta, 1999, 184 s. ISBN 80-708-2523-5.
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. 1. vyd. Praha: SNTL, 1984, 607 s.
- [3] Clausius Rankinův cyklus. In: Termomechanika internet doc [online]. 2011 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z WWW: <http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/26_Clausius_Rankinuv_cyklus.pdf>
- [4] Zákon Poissonův. In: Techmania [online]. 2008 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z WWW: <http://www.techmania.cz/edutorium/art_exponaty.php?xkat=fyzika&xser=4d6f6c656b756c6f76e12066797a696b61h&key=336>
- [5] ZBYNĚK, Ibler. Elektrárny 1. díl. 1. vyd. Plzeň: Ediční středisko VŠSE v Plzni, 1984.
- [6] WARK, Kenneth. Thermodynamics. 4th ed. New York: McGraw-Hill, c1983, 896 s. ISBN 00-706-8284-4.
- [7] Termodynamika pro +EE1. In: <http://webs.zcu.cz/fel/kee/+EE1/> [online]. 2008 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z WWW: <http://webs.zcu.cz/fel/kee/+EE1/Cast7-1/Termodynamika_pro_plusEE1.pdf>
- [8] Parní kotel, jeho funkce a začlenění v tepelném oběhu kondenzační elektrárny. In: Energetika.cvut.cz [online]. 2011 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z WWW: <<http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr9.pdf>>
- [9] HÜBNER, Pavel. Úprava vody v energetice. Praha: VŠCHT, 2010. ISBN 978-80-7080-746-0.
- [10] TLAKinfo: Nové materiály = zlepšení účinnosti uhelných elektráren. TLAKinfo [online]. 2004 [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <<http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=737>>
- [11] Parogenerátory a spalovací zařízení. [online]. [cit. 2012-06-07]. Dostupné z: <<http://watt.feld.cvut.cz/vyuka/ESZ/podpora/slajdy/P7.pdf>>
- [12] All for power: Parní turbína a zvýšení účinnosti cyklu v českých uhelných elektrárnách. All for power [online]. 2009 [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2009/skodapower_ledvice.pdf>
- [13] ČEZ: Elektrárny ČEZ spalující biomasu. ČEZ [online]. [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <<http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/obnovitelne-zdroje/biomasa/elektrarny-cez-spalujici-biomasu.html>>

- [14] Japonské topoly: Výnos japonského topolu. Japonské topoly [online]. 2010 [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <<http://japonske-topoly.com/vynos-japonskeho-topolu/>>
- [15] Japonský topol: Výnos japonského topolu. Japonské topoly [online]. [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <<http://www.japonsketopoly.cz/>>
- [16] ČEZ. Uhelné elektrárny skupiny ČEZ [online]. [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <http://www.cez.cz/edee/content/micrositesutf/odpovednost/content/pdf/cez_group_and_coal_power_plants.pdf>
- [17] ČVUT. Potenciál pro zlepšení účinnosti elektrárenských kotlů v kontextu s vývojem uhelných elektráren [online]. 2005 [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <http://www.cvut.cz/pracoviste/odbor-rozvoje/dokumenty/hab_inaug/hp/2005/hp2005-13.pdf>
- [18] Vodní a tepelné elektrárny. Moderní tepelná elektrárna [online]. [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW:<<http://www.vodni-tepelne-elektrarny.cz/moderni-tepelna-elektrarna.htm>>
- [19] VŠB. Moderní energetické stroje [online]. [cit. 2012-06-07]. Dostupné z WWW: <<http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/moderni.pdf>>