

7. Priame obehы v oblasti mokrej pary

Učebný cieľ kapitoly

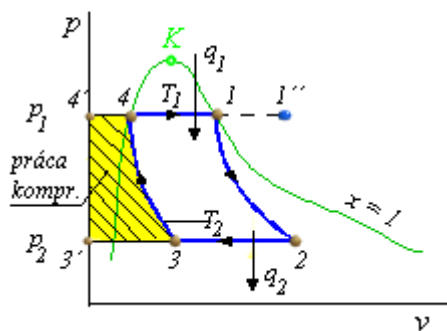
Cieľom tejto kapitoly je ozrejniť problematiku obehov klasických i jadrových elektrární. Čitateľ by mal pochopiť princíp Clausius-Rankinovho obehu ako aj jeho upravené formy s cieľom zvýšenia termodynamickkej účinnosti obehu. Mal by zvládnuť spôsob realizácie týchto obehov ako aj vykonať tepelnú bilanciu jednotlivých základných typov klasických i jadrových elektrární.

Ďalším cieľom tejto kapitoly je naučiť sa princípy paro-plynového cyklu a jeho praktickej realizácie.

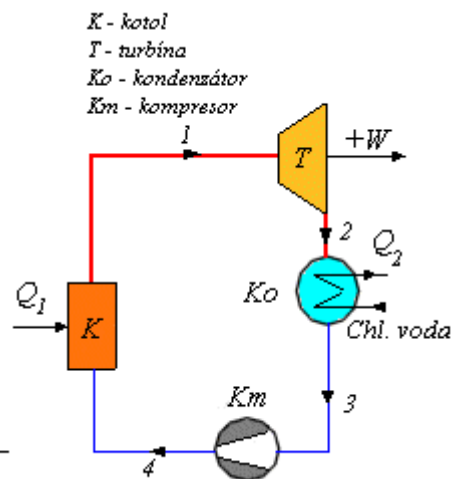
Čitateľ by mal vedieť porovnať tepelné účinnosti jednotlivých typov elektrární, a zhodnotiť ich výhody a nevýhody.

7.1 CARNOTOV OBEH V OBLASTI MOKREJ PARY

Zamerajme sa teraz len na obeh priamy, ktorého ďalšou úpravou získame teoretický obeh kondenzačnej parnej elektrárne.



obr.7.1a Carnotov obeh v p – v diagrame



obr.7.1b Schéma Carnotovho obehu

Carnotov obeh v oblasti mokrej pary je na obr.7.1a. Sled základných termodynamických zmien stavu je rovnaký ako v oblasti plynu, tvar obehu v súradniciach p-v je v mokrej pare odlišný. Rozoberme teraz jednotlivé zmeny, uveďme odlišnosti oproti oblasti plynu a navrhujeme zariadenia, ktoré budú tieto zmeny realizovať. Obeh je znázornený na obr.7.1b.

1-2: adiabatická expanzia, znázorní sa podobne ako v oblasti plynu

- nie je podstatný rozdiel oproti plynu
- možno realizovať ako expanziu v parnej turbíne T, dokonale izolovanej pre splnenie podmienky $dq = 0$

2-3: izotermická kompresia $T_2 = const.$

- podstatný rozdiel oproti plynu (kde je izoterma krivkou $p v = \text{const}$). V oblasti mokrej pary je izoterma súčasne izobarou. Ide o kompresiu len v zmysle znižovania objemu, nie v zmysle zvyšovania tlaku,
- fyzikálne predstavuje zmena 2-3 izobarickú kondenzáciu pary. Realizuje sa odoberaním tepla q_2 v tepelnom výmenníku, zvanom kondenzátor Ko

3-4: adiabatická kompresia, znázorní sa podobne ako v oblasti plynu

- nie je podstatný rozdiel oproti plynu
- možno realizovať "kompresorom" Km

4-1: izotermická expanzia $T_1 = \text{const}$.

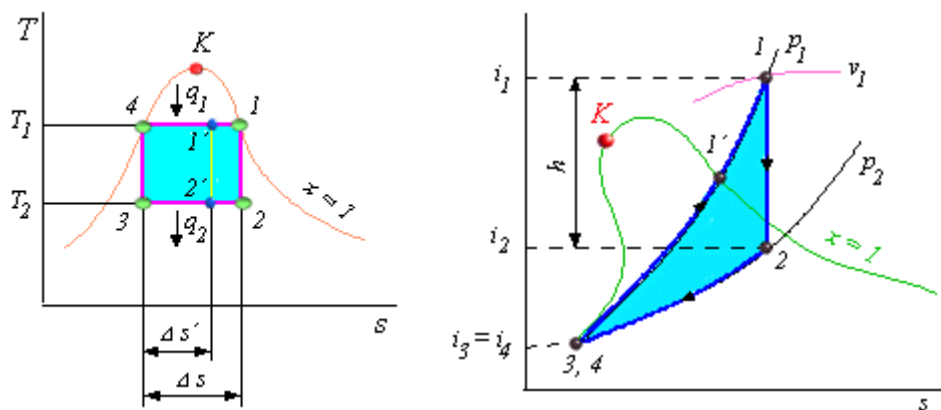
- podobný rozdiel ako pri zmene 2-3. Ide o expanziu len v zmysle zväčšovania objemu, nie v zmysle znižovania tlaku
- fyzikálne predstavuje zmena 4-1 odparovanie vody z teploty bodu varu na stav sýtej pary. Realizuje sa dodávkou tepla q_1 v parnom kotli K (tiež parogenerátor)

Práca získaná pri expanzii v turbíne je daná plochou 1,2,3',4', práca dodaná na kompresiu v kompresore plochou 3,4,3',4', výsledná práca je rovná ploche obehu.

$$\eta_k = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Vzťah pre účinnosť Carnotovho obehu

hovorí, že účinnosť nezávisí od toho, či je para sýta alebo mokrá. V T - s diagrame na obr.7.1 je porovnanie obehu s mokrou parou (1',2',3,4) a sýtou parou (1,2,3,4). Obidva obehy majú rovnakú účinnosť, hoci práca získaná z 1 kg pary je pri obehu so sýtou parou väčšia.



obr.7.2 Carnotov obch - vplyv suchosti pary

Carnotov obch v oblasti mokrej pary sa v popísanej podobe nerealizuje, pretože má niektoré nevýhody:

1. neuskutočňuje úplnú kondenzáciu pary. Dokončenie kondenzácie má prebiehať v "kompresore" pri adiabatckej kompresii. Zariadenie pre adiabatcké skvapalňovanie je technicky ťažko realizovateľné, okrem toho pre veľké objemy pary na vstupe vyšlo by veľmi rozmerné a spotrebovalo by veľkú prácu, znázornenú na obr.7.2 vyšrafovanou plochou

- rozmary "kompresora" a kompresná práca sa budú zväčšovať pri prechode k výhodnejším teplotám, t.j. k vyššej teplote T_1 a nižšej teplote T_2
- Carnotov obeh neumožňuje prehriatie pary (posun stavu 1 po izobare smerom doprava), ktorým získavame z 1 kg pary väčšiu prácu. Izobara 1-1''(pozri diagram $p-v$ na obr.7.2) nie je už totiž izotermou a obeh prestáva byť Carnotovým.

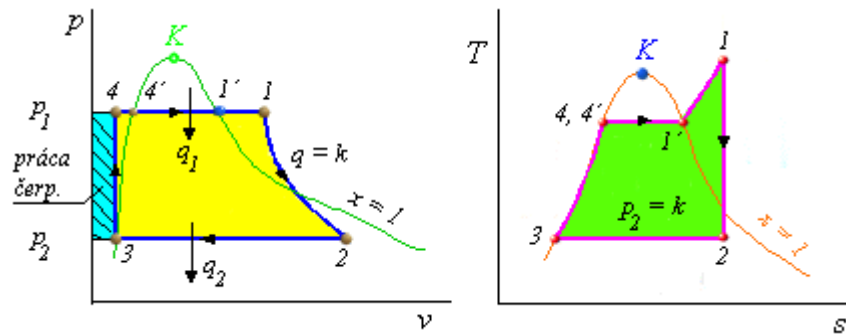
Uvedené nedostatky rieši obeh Clausius-Rankinov (ďalej len Rankinov obeh), popísaný v nasledujúcej kapitole.

7.2 CLAUSIUS-RANKINOV OBEH

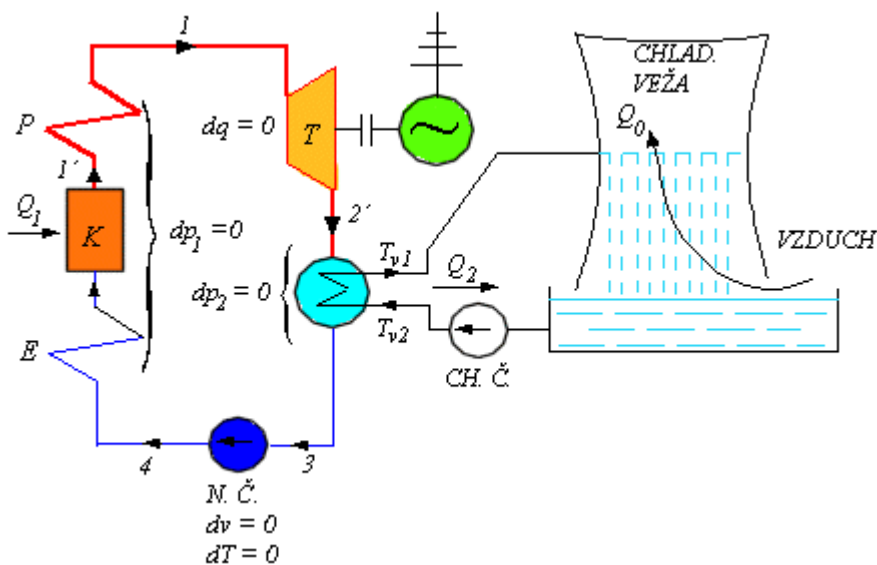
Rankinov obeh v súradniciach $p-v$, $T-s$, je na obr.7.3a, principiálna schéma na obr.7.3b. Obeh sa líši od Carnotovho v tom, že:

- uskutočňuje úplnú kondenzáciu pary, čím sa zmenšia rozmary čerpadla a práca potrebná na stláčanie (pozri $p-v$ diagram 7.3a a porovnaj s Carnotovým obehom 7.1a).
- posúva výstupný stav z kotla do oblasti prehriatej pary, čím sa zväčšuje plocha obehu, a tým aj práca, získaná z 1 kg pary.

V diagramoch je zakreslená vratná adiabatická expanzia v turbíne, t.j. $ds = 0$. ($dq = 0$)



obr.7.3a Diagramy Rankinovo obeh



obr.7.3b Rankinov obeh - principiálna schéma s chladením chladiacej vody kondenzátora v chladiacich vežiach

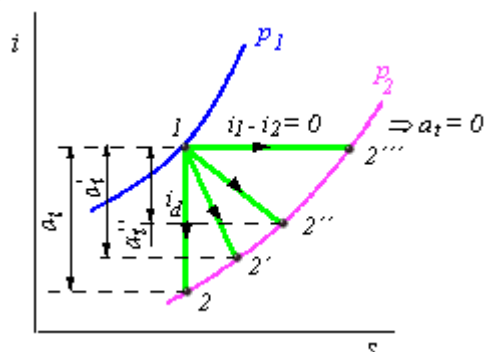
Principiálne schéma technickej realizácie sa len málo líši od Carnotovho obehu. Pribudol len prehrievač pary P, uskutočňujúci prehrievanie pary (1'- 1) a predhrievač napájajúcej vody pred kotlom E (ekonomizér), ktorý využíva teplo dymových plynov pred vstupom do komína na predhrievanie vody na teplotu bodu varu (4 - 4'). Pre úplnosť je zakreslený aj okruh chladiacej vody. Oteplená voda z kondenzátora vstupuje do chladiacej veže, v ktorej sa rozvádza po celom priereze, padá dolu proti prúdiacemu vzduchu a odovzdáva mu teplo, získané v kondenzátore, t.j. celé kondenzačné teplo pary q_2 . Alternatívou tohto zatvoreného chladiaceho okruhu je chladenie prietokové používané tam, kde je k dispozícii dostatočný vodný zdroj (rieka, jazero). Studená voda sa čerpá zo zdroja do kondenzátora a oteplená sa do zdroja vypúšťa. V oboch prípadoch chladenia je kondenzačné teplo pary odvádzané bez využitia do okolia, čo je hlavnou príčinou nízkej tepelnej účinnosti obehu.

7.3 VNÚTORNÁ TERMODYNAMICKÁ ÚČINNOSŤ ADIABATICKEJ EXPANZIE A ENTROPIA

V kapitole 3.3.1. sme definovali vnútornú termodynamickú účinnosť reálnej adiabatickej expanzie (s trením) ako pomer reálnej získanej technickej práce (pri existencii trenia) k ideálnej práci (bez trenia). Podľa (3-24) a obr.3.12 je:

$$\eta_{h_{ad}} = \frac{a_t'}{a_t} = \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_2}$$

Na obr.7.4 sú zakreslené expanzie medzi dvomi tlakmi p_1 a p_2 pri rôznom raste entropie v diagrame i - s z rovnakého východzieho stavu.



obr.7.4 Adiabatické expanzie s rôznym rastom entropie

Ako už bolo vysvetlené v kap. 3.3.1. rast entropie je vyvolaný vnútorným trením, ktoré pre pracovnú látku predstavuje dodané teplo ($dq > 0$). Čím väčšie je trenie (dodané teplo) tým

väčší je rast entropie $\left(ds = \frac{dq}{T} \right)$, tým viac sa koniec expanzie (bod 2) posúva po izobare p_2 smerom doprava a tým menšia je získaná práca. Potvrdzuje sa nám záver, ku ktorému sme dospeli v súvislosti s 2. zákonom termodynamiky v kap.5.2, že rast entropie predstavuje degradáciu energie. Hraničnými stavmi na obr.7.4. je ideálna adiabatická zmena (bez trenia) 1-2 a zmena 1-2''', pri ktorej je práca nulová a energia zmarená. Túto zmenu sme definovali v kap. 3.3.3. ako škrtenie a z fyzikálnej predstavy o procese je jasné, že prácu nezískavame.

Vnútornú termodynamickú účinnosť získavame meraním na skutočných strojoch (ideálnu prácu - výpočtom, $a_t' = i_1 - i_2'$ - meraním na hriadeli). Pri tepelných bilanciách nie je možné tieto hodnoty zanedbať (považovať približne rovné jednej) pretože sa pohybujú podľa veľkosti a prepracovanosti (najmä aerodynamickej) v hodnotách: pre turbíny $\eta_{h_{ad}} = 0,7 \div 0,9$ pre turbokompresory $\eta_{h_{ad}} = 0,5 \div 0,7$.

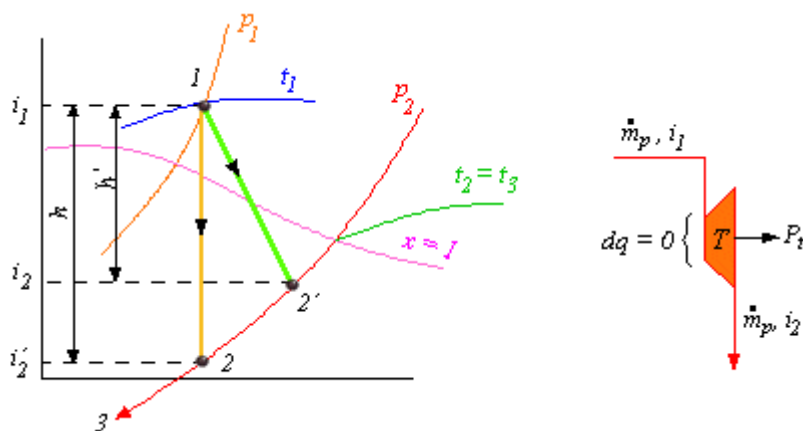
7.4 TEPELNÁ BILANCIA RANKINOVHO OBEHU

Treba určiť spotrebu pary pre daný výkon turbíny (obr.7.5) Sú dané parametre pary na vstupe do turbíny p_1 , t_1 a tlak na konci expanzie p_2 . Vstupnými parametrami je určený stav 1 (začiatok expanzie). Pre vratnú adiabatickú expanziu určíme koniec expanzie - stav 2 - ako priesečník izoentropy s izobarou p_2 . Technická práca vratnej adiabetickej expanzie ($dq = 0$) je z vety o energii:

$$dq = di + da_t \Rightarrow a_t = i_1 - i_2$$

a výkon turbíny pre prietokové množstvo pary $\dot{m}_p [kg s^{-1}]$

$$P_t = \dot{m}_p a_t = \dot{m}_p (i_1 - i_2) \quad (7-1)$$



obr.7.5 Bilancia parnej turbíny

Podľa predchádzajúcej kapitoly 7.3 pri nevratnej expanzii narastá entropia a konečný stav po expanzii sa posúva po izobare p_2 smerom doprava do stavu 2'. Tým sa znižuje aj rozdiel entalpií, takže skutočná práca, t.j. práca nevratnej expanzie, bude $a_t' = i_1 - i_2'$ a výkon

$$P_t = \dot{m}_p a_t' \quad (7-2)$$

Skutočnú prácu nevratnej expanzie vypočítame potom ako $a_t' = \eta_{h\bar{a}} a_t$ kde $a_t = i_1 - i_2$, odčítame z i -s diagramu, podľa schémy na obr.7.5. Rozdiel entalpií $i_1 - i_2$, resp. $i_1 - i_2'$, zodpovedajúci získanej práci, sa nazýva tiež **adiabatický spád** a označuje sa h . S týmto označením možno vypočítať entalpiu

$$i_2' = i_1 - h' = i_1 - a_t' \quad (7-3)$$

Merná spotreba pary na 1 kWh

M kg pary odovzdá pri prietoku turbínou prácu

$$A_t = M a_t' [J = Ws] = \frac{M h'}{3,6 \cdot 10^6} [kWh]$$

kde h' - skutočný adiabatický spád dosadíme v obidvoch prípadoch v $[J kg^{-1}]$.

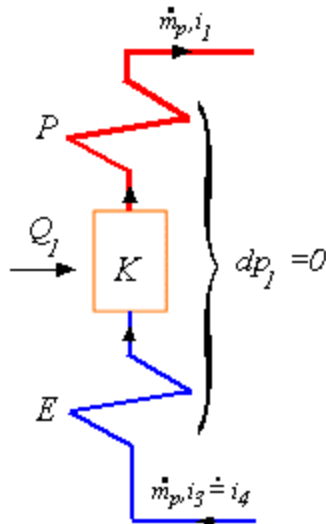
Ak má byť $A_t = 1$ kWh, potom merná spotreba pary

$$M_m = \frac{3,6 \cdot 10^6}{h'} [kg \cdot kWh^{-1}] \quad (7-4)$$

Spotreba paliva v kotle (parogenerátora)

Bilančná schéma kotla je na obr.7.6. Pre dané množstvo pary $\dot{m}_p [kg s^{-1}]$ výhrevnosť paliva $q_n [J kg^{-1}]$ a účinnosť kotla η_k vypočítame dodané teplo z vety o energii:

$$dq = di - vdp$$



obr.7.6 Bilancia kotla

Pre izobarický ohrev je $dp = 0$ a dodané teplo sa rovná zmene entalpie. Pre $\dot{m}_p [kg s^{-1}]$ pary

$$Q_1 = \dot{m}_p (i_1 - i_4) \quad (7-5)$$

V stave 4 je pracovná látka v kvapalnom stave a entalpiu možno vypočítať z mernej tepelnej kapacity a teploty

$$i_4 = c t_4 = i_3 = c t_3$$

kde rovnosť $i_4 = i_3$ platí, pretože platí aj rovnosť $t_4 = t_3$, teplota vody sa pri kompresii v čerpadle prakticky nezmení. Teplota t_3 je teplota kondenzácie pri tlaku p_2 a nájdeme ju v diagrame $i-s$ podľa schémy na obr.7.5 (je to teplota bodu varu pre tlak p_2).

Teplo Q_1 z rovnice (7-5) treba dodať palivom,

$$Q_1 = q_n \dot{m}_{pal} \eta_k \quad (7-6)$$

kde q_n - výhrevnosť paliva $[J kg^{-1}]$

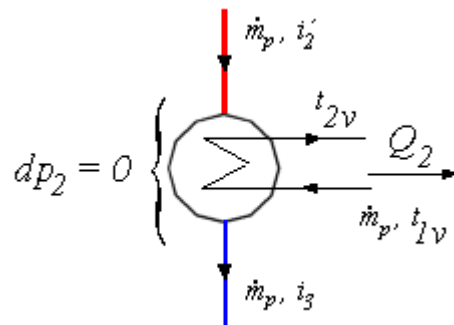
kde \dot{m}_{pal} je spotreba paliva $[kg s^{-1}]$

Z porovnania rovníc (7-5) a (7-6)

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{m}_p (i_1 - i_3)}{q_n \eta_k} \quad (7-7)$$

Účinnosti kotlov bývajú podľa veľkosti kotla $\eta_k = 0,7 \div 0,9$.

Spotreba chladiacej vody v kondenzátore



obr.7.7 Bilancia kondenzátora

Bilančná schéma kondenzátora je na obr.7.7. Pre dané množstvo pary \dot{m}_p [kg s^{-1}] a oteplenie vody v kondenzátore ($t_{2v} - t_{1v}$) [$^{\circ}\text{C}$] vypočítame dodané teplo pri izobarickom chladení rovnako ako pri kotle zo zmeny entalpie

$$Q_1 = \dot{m}_p (i_2' - i_3) \quad (7-8)$$

Toto teplo sa musí odvieť chladiacou vodou

$$Q_1 = \dot{m}_v c (t_{v2} - t_{v1}) \quad (7-9)$$

kde \dot{m}_v je prietok chladiacej vody [kg s^{-1}].

Z rovníc (7-8) a (7-9) je

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_p (i_2' - i_3)}{c (t_{v2} - t_{v1})} \quad (7-10)$$

Tepelná účinnosť obehu

Dosadíme do všeobecného vzťahu pre tepelnú účinnosť (4-3) za teplá:

$$\begin{aligned} q_1 &= i_1 - i_3 \\ q_2 &= i_2' - i_3 \\ r_h &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{i_2' - i_3}{i_1 - i_3} = \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_3} \quad (7-11a) \end{aligned}$$

alebo vyjadrené pomocou adiabatického spádu

$$r_h = \frac{h'}{i_1 - i_3} \quad (7-11b)$$

7.5 ZVYŠOVANIE ÚČINNOSTI PRIAMEHO RANKINOVHO OBEHU

Účinnosť daná vzťahom (7-11) dosahuje pomerne nízke hodnoty. Pre bežne používané vstupné a výstupné parametre pary sú hodnoty entalpií rádovo asi

$$i_1 \sim 3300 [\text{kJ kg}^{-1}]; i_2' \sim 2000 [\text{kJ kg}^{-1}];$$

$$i_3 \sim 150 \text{ [kJkg}^{-1}\text{]}$$

Po dosadení do vzťahu (7-11) je

$$\eta_h = \frac{3300 - 2000}{3300 - 150} = \frac{1300}{1850} = 0,4$$

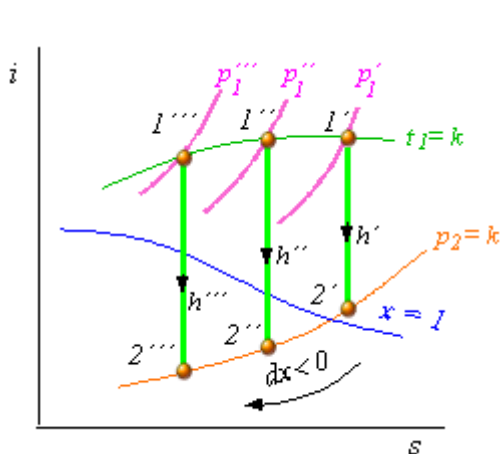
kde čitateľ zlomku, $i_1 - i_2'$ t.j. 1300 kJkg^{-1} , je práca, získaná v turbíne, rozdiel entalpií $i_2' - i_3$, t.j. 1850 kJkg^{-1} , sa odvedie z kondenzátora bez využitia do okolia. Účinnosť premeny tepla z paliva na prácu je ešte nižšia, pretože treba uvažovať ešte účinnosť kotla, t.j. vynásobiť tepelnú účinnosť účinnosťou kotla. Ďalej sa znižuje vlastnou spotrebou.

Účinnosť obehu môžu priaznivo ovplyvniť vstupné a výstupné parametre pary, ako aj niektoré jeho úpravy, ktoré si postupne preberieme.

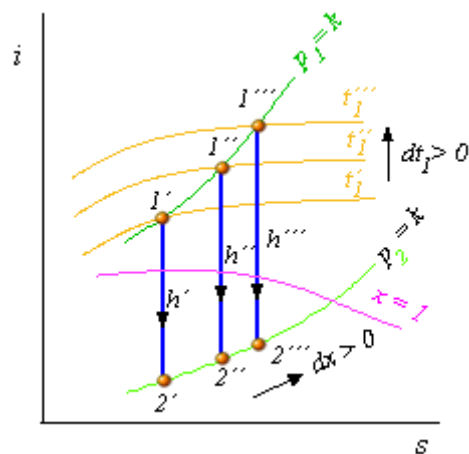
7.5.1 Vplyv vstupných a výstupných parametrov pary

1. Vplyv vstupného tlaku pary p_1

Pre zistenie vplyvu p_1 považujeme za konštantné t_1 a p_2 (obr.7.8). Z obrázka vidieť, že s rastúcim tlakom p_1 rastie aj adiabatický spád, tým aj účinnosť a práca získaná z 1 kg pary. Nepriaznivý vplyv sa prejavuje na konci expanzie, kde sa stav 2 posúva hlbšie do oblasti mokrej pary. Kvapky vody v pare zhoršujú prietokové pomery lopatiek posledných stupňov turbíny a okrem toho pôsobia aj eróziívne. Z tohto hľadiska musí byť $x_{2min} \geq 0,88$. Veľkú vlhkosť kompenzuje zvýšenie vstupnej teploty a medziprehrievanie pary (pozri ďalej).



obr.7.8 Vplyv vstupného tlaku - p_1



obr.7.9 Vplyv vstupnej teploty - T_1

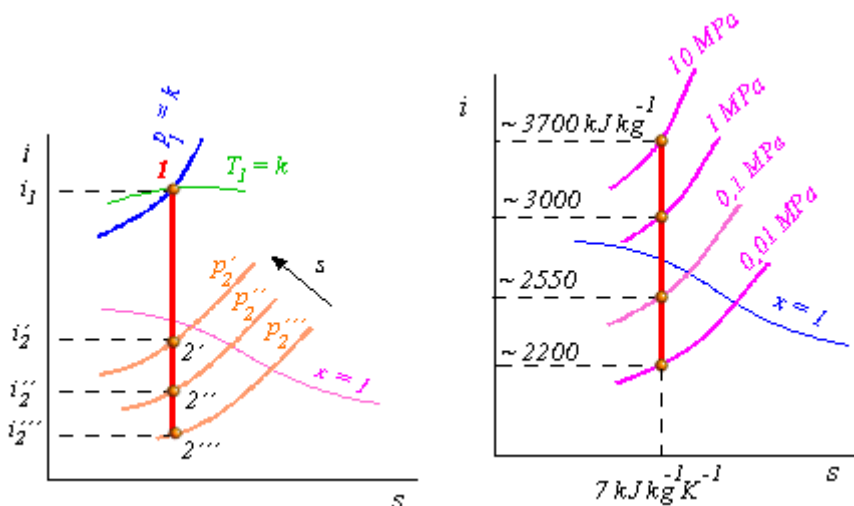
2. Vplyv vstupnej teploty pary t_1

Považujeme teraz za konštantné p_1 a p_2 . Ako vidieť z obr.7.9, rastie s teplotou t_1 aj adiabatický spád (v dôsledku rozbiehania izobar), ale súčasne aj entalpia i_1 . Narastanie h a i_1 majú protichodný vplyv na zvyšovanie účinnosti (pozri vzťah 7-11b) prevláda však vplyv rastu h , preto sa účinnosť s rastúcou teplotou zvyšuje. Stav 2 sa po expanzii posúva smerom k sýtej pare a kompenzuje tak nepriaznivý vplyv zvyšovania tlaku p_1 . Je teda výhodné zvyšovať s tlakom p_1 súčasne aj teplotu t_1 .

3. Vplyv výstupného tlaku pary p_2

V tomto prípade považujeme za konštantné p_1 a t_1 . Z obr.7.10 jednoznačne vidíme, že s klesajúcim tlakom p_2 adiabatický spád, a tým aj účinnosť rýchlo rastie. Pritom závislosť

adiabatického spádu od rozdielu tlakov p_1-p_2 nie je lineárna, ale rádovému rozdielu tlakov zodpovedá približne rádoovo rovnaký rozdiel entalpií (obr.7.11). Z toho vyplýva, že znižovanie výstupného tlaku prináša oveľa väčší efekt ako zvyšovanie vstupného. Preto sa tlak v kondenzátore volí podľa možnosti čo najnižší a býva asi $3 \div 5 \text{ kPa}$, t.j. 97 - 94% vákua. Pre udržanie vákua je pripojená na kondenzátor výveva, ktorá z neho neustále vysáva vzduch vznikajúci netesnosťami. Teplota kondenzácie pri uvedenom tlaku je asi 30 až 35 °C, teplota chladiacej vody na výstupe z kondenzátora musí byť o $2 \div 3 \text{ K}$ nižšia, teplo odchádzajúce s chladiacou vodou má teda príliš nízky potenciál pre využitie (okrem vykurovania skleníkov, bazénov a pod.). Strata kondenzačného tepla je hlavnou príčinou nízkej účinnosti Rankinovho obehu.



obr.7.10 Vplyv výstupného tlaku p_2 obr.7.11 Závislosť Δi na Δp

4. Vplyv ročného obdobia na tlak p_2 (výkon elektrárne)

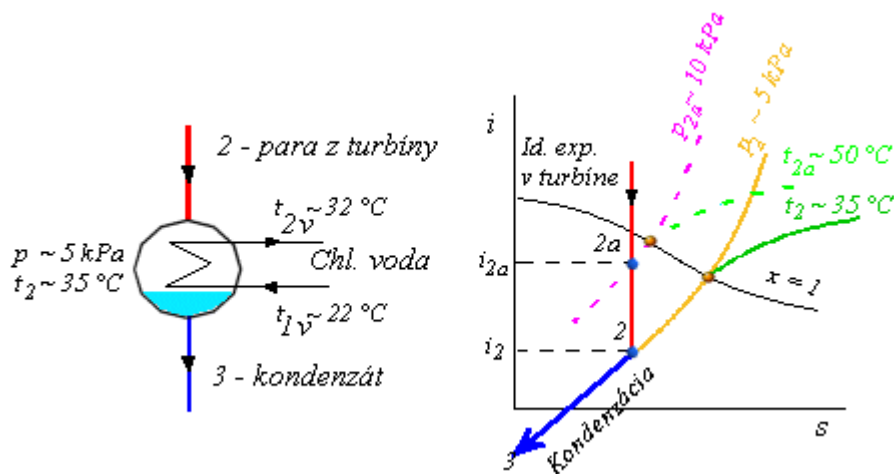
Kondenzácia expandovanej pary z turbíny sa uskutočňuje v kondenzátore odoberaním tepla prostredníctvom chladiacej vody.

Systém chladenia kondenzátora môže byť

- prietochný (chladiaca voda sa odoberá z veľkého zásobníka napr. jazera, rieky. Chladiaca voda sa zo zdroja odoberá a oteplená cca o 10 K sa do zdroja vypúšťa)
- uzavretý - chladiacimi vežami, tak ako je to znázornené na schéme na obr.7.3. Oteplená chladiaca voda z kondenzátora sa rozdeľuje prostredníctvom vhodnej konštrukcie po celom priereze chladiacej veže, padá dolu ako dážď, proti nej prúdi vzduch ako v komíne, ktorý jej odoberá celé kondenzačné teplo. Ochladená voda sa z bazénu pod chladiacou vežou čerpá chladiacimi čerpadlami opäť do kondenzátora

Je zrejmé, že v oboch prípadoch chladenia sa kondenzačné teplo asi 2/3 dodaného tepla v parogenerátore odvádza bez úžitku do okolia. Príčinou nepoužitelnosti týchto ohromných množstiev tepla je príliš nízka teplota (okolo 35°C) ako sme už spomenuli v predchádzajúcom bode 3 (Vplyv výstupného tlaku p_2).

Na obr.7.12 sú priemerné hodnoty parametrov pary a chladiacej vody v kondenzátore, vyskytujúce sa v našom klimatickom pásme. Bod 2 v i - s diagrame zodpovedá označeným stavom na schéme kondenzátora.



obr.7.12 Priemerné hodnoty parametrov v kondenzátore - stav 2, stav 2a - hodnoty pri vyššej teplote okolia

Tlakom $p_2 \sim 5 \text{ kPa}$ zodpovedá teplota kondenzácie $t_2 \sim 35 \text{ °C}$. Teplota chladiacej vody musí byť buď nižšia ako teplota pary, ktorej má odoberať teplo. Pri podchladení asi 3 K oproti pare vychádza teplota vody na výstupe $t_{2v} \sim 32 \text{ °C}$ a pretože kondenzátor je svojou teplovýmennou plochou dimenzovaný asi na $\Delta t_v = t_{2v} - t_{1v} \sim 10 \text{ K}$ dostávame vstupnú teplotu vody $t_{1v} \sim 22 \text{ °C}$. Pripomeňme si, že teplota vstupnej vody t_{1v} je daná teplotou okolia, vzduchu pri uzavretom okruhu s chladiacimi vežami resp. vodného zdroja pri prietochom chladení.

Predpokladajme ochladzovanie chladiacej vody kondenzátora v chladiacich vežiach (vzduchom) a položme si otázku: aké pomery môžu byť v kondenzátore, ak teplota vzduchu napr. v lete je 35 °C ? Je zrejme, že so vzduchom o teplote 35 °C nemožno ochladiť vodu do kondenzátora na $t_{1v} \sim 22 \text{ °C}$ tak ako je to uvedené na schéme s uvedením priemerných hodnôt na obr.7.12. Nemožno teda kondenzovať pri teplote $t_2 \sim 35 \text{ °C}$ (Zo stavu 2 v i - s diagrame).

Ak zostaneme u uvedeného príkladu - teplota vzduchu $\sim 35 \text{ °C}$, potom pri nutných teplotných spádoch vychádza:

Podchladenie vzduch - voda $\sim 3 \text{ K}$: $t_{1v} \sim 35 + 3 = 38 \text{ °C}$

Ochladenie v kondenzátore $t_{2v} - t_{1v} \sim 10 \text{ K}$: $t_{2v} \sim 38 + 10 = 48 \text{ °C}$

Podchladenie voda - para $\sim 3 \text{ K}$: $t_2 \sim 48 + 3 = 51 \text{ °C}$

Teda najnižšia možná teplota kondenzácie pri týchto podmienkach je $t_2 \sim 50 \text{ °C}$. Tejto teplote zodpovedá tlak kondenzácie $p_2 \sim 10 \text{ kPa}$. Ak sme v i - s diagrame na obr.7.12 pri priemerných pomeroch vychádzali zo stavu 2 (koniec expanzie, začiatok kondenzácie) pri vyšších teplotách okolia sme sa posunuli zo stavu 2 do stavu 2a, t.j. smerom hore. Skrátila sa tým expanzná čiara, teda práca vykonaná v turbíne. Pri nízkych teplotách okolia sa naopak bod 2 posunie dole. Záverom možno konštatovať: pri vysokých teplotách okolia sa výkon turbíny znižuje, pri nízkych teplotách zvyšuje.

7.5.2 Vstupné parametre pary v jadrových elektrárnach

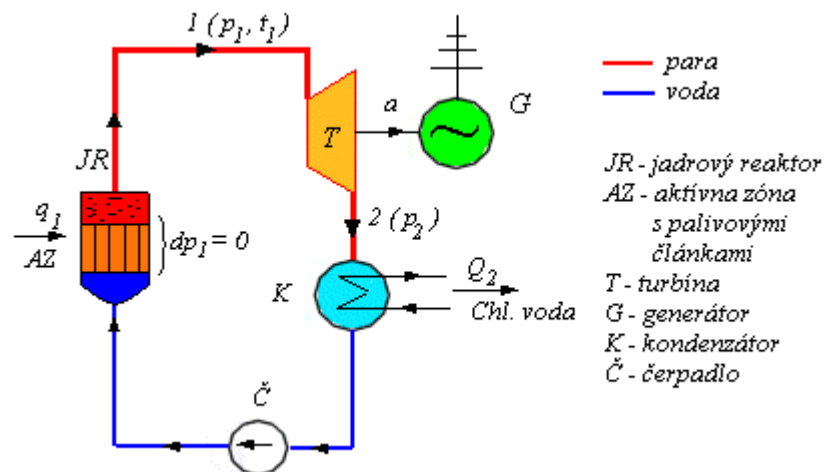
V jadrovom reaktore vzniká zo štiepnej reakcie jadrového paliva teplo, ktoré môže byť využité pre výrobu pary (pre parné turbíny) alebo plynu (pre plynové turbíny). Kombinácia jadrový reaktor - plynová turbína je ojedinelá a viac menej experimentálna. Takmer výlučne sa využíva teplo z jadrového reaktora alebo priamo alebo sprostredkované pre Rankinov parný obeh, ktorý je nám už známy. Jadrové palivo a jadrový reaktor nahrádzajú fosílné palivo a parný kotol v klasických elektrárnach. Pojem klasická elektrárň v súvislosti s fosílnym palivom, nie je v súčasnosti celkom na mieste (ak pod pojmom "klasický" máme na

mysli prevládajúci) pretože v niektorých krajinách, (napr. Francúzsku) sú prevládajúcim zdrojom energie práve jadrové elektrárne. Aj v SR aj v ČR dodávajú viac ako 50% elektrickej energie. Bohužiaľ, cez všetky obavy s nimi spojené, niekedy oprávnené, ale častejšie neoprávnené, vyplývajúce z neznalosti, sú jediným zdrojom, ktorý dokáže elektrárne na fosílna palivá v blízkej budúcnosti plne nahradiť. Takzvané "perspektívne energetické zdroje" sú pre svoju rozptýlenosť, nízke výkony, investičnú náročnosť a dlhú návratnosť v súčasnosti neekonomické.

Ako sme už uviedli, teplo z jadrového reaktora sa premieňa na mechanickú prácu v Rankinovom obehu prostredníctvom vhodného média, najčastejšie vodnej pary. Z predchádzajúcej kapitoly vieme, že práca získaná z 1 kg pary závisí od vstupných a výstupných parametrov teda vstupného tlaku p_1 , vstupnej teploty t_1 a výstupného tlaku p_2 . Taktiež už vieme, že výstupný tlak p_2 je daný teplotou okolia a to platí samozrejme aj pre jadrovú elektrárň pretože aj ona pracuje s Rankinovým obehom. Zostáva teda zodpovedať otázku ako možno v jadrovej elektrárni ovplyvniť parametre p_1 , t_1 . Tieto závisia od principiálnej schémy a média, ktorým chladíme, teda odvádzame teplo z reaktora. Z tohto hľadiska možno rozdeliť jadrové elektrárne na:

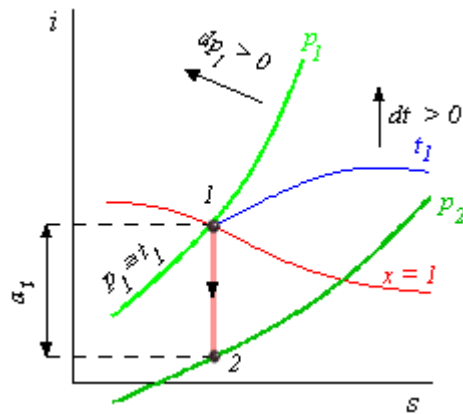
1. jednookruhové s varnými reaktormi

Principiálna schéma je na obr.7.13



obr.7.13 Jednookruhová JE - varný reaktor

Schéma je jednoduchá, v podstate totožná s už známou schémou Rankinovho obehu, kde sme parný kotol na fosílna palivo nahradili jadrovým reaktorom. Reaktor je chladený vodou, ktorá sa priamo v ňom mení na paru. Preto hovoríme o varnom reaktore. Z kap. 6 Termodynamika pár vieme, že pokiaľ je vznikajúca para v styku s odparujúcou sa vodou, nemôže teplota ani jednej zložky prekročiť teplotu bodu varu pri danom tlaku a keď para neobsahuje žiadnu vodu (to je para na výstupe z reaktora) ide o sýtu paru s teplotou bodu varu, ktorá závisí do tlaku. Jej stav sa nachádza v diagrame na hornej medznej krivke (obr.7.14).



obr.7.14 Expanzia sýtej pary

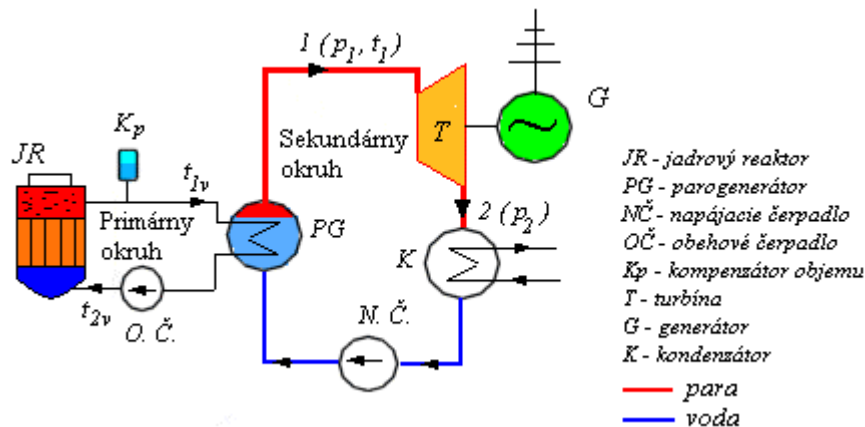
Z kap. 6. Termodynamika pár taktiež vieme, že maximálna teplota vody v kvapalnom stave t.j. kritická teplota $t_k = 374 \text{ }^\circ\text{C}$, pri kritickom tlaku $p_k = 22 \text{ MPa}$. Touto hranicou je obmedzená teplota pary ($t_1 \leq t_k$): Pre teplotu pary $t_k = 374 \text{ }^\circ\text{C}$ potrebovali by sme tlak v okruhu od čerpadla cez reaktor po turbínu $p_1 = 22 \text{ MPa}$. Tak obrovský tlak pri vysokých teplotách by vyvolával veľké konštrukčné, materiálové a technologické problémy. Preto sa reálne pracuje s tlakmi $p_1 \sim 10 \div 12 \text{ MPa}$, ktorým odpovedá teplota $t_1 \sim 250 \div 300 \text{ }^\circ\text{C}$. V klasických elektrárnach s kotlami na fosilné palivo, ktoré majú prehrievač, dosahujeme teplotu t_1 do $580 \text{ }^\circ\text{C}$. Z rozboru Carnotovho obehu (z ktorého Rankinov obeh vychádza) je zrejmé, že pri nižšej teplote pary t_1 z varných reaktorov v porovnaní s klasickými elektrárnami majú jadrové elektrárne tohto typu nižšiu účinnosť. Ak sme účinnosť Rankinovho obehu v úvode kap. 8. zhruba spočítali na hodnotu 0,4; potom účinnosť jadrových elektrární s varnými reaktormi možno zhruba odhadnúť na hodnotu 0,3. To je veľký rozdiel. Ďalší rozdiel je daný tým, že pri vyšších parametroch p_1, t_1 (v klasických elektrárnach) leží bod 1 - začiatok expanzie, vysoko v oblasti prehriatej pary, t.j. podstatne vyššie ako je na obr.7.14 pri varných reaktoroch. Nakoľko tlak p_2 je v oboch prípadoch rovnaký znamená to, že expanzná čiara 1- 2 (t.j. technická práca expanzie $a_t = i_1 - i_2$) je dlhšia, práca a_t z 1 kg pary väčšia a zo vzťahu pre výkon turbíny

$$P_t = \dot{m}_p a_t$$

vyplýva, že pre daný výkon P_t potrebujeme pri menšom a_t väčší prietok pary \dot{m}_p . Rozdiel môže byť aj 50%, aj viac - podľa parametrov. Väčšie prietoky potrebujú väčšie prietochové prierezy, teda väčšie a drahšie zariadenia (turbína, kondenzátor, čerpadlo). Zo schémy na obr.7.13 je zrejmé, že pracovná látka je v priamom kontakte s palivom a celý okruh je aktívny. Vyžaduje preto dokonalú tesnosť. Napriek uvedeným nevýhodám sa elektrárne s varnými reaktormi ojedinele budovali, prevážila jednoduchosť schémy a s tým súvisiace investičné náklady. V súčasnosti sa od nich upustilo. Známa je elektráreň tohto typu v ukrajinskom Černobyle.

2a. dvojokruhové s tlakovodnými reaktormi

Viac ako 90% elektrární je tohto typu, v súčasnosti sa budujú takmer výlučne. Principiálna schéma v súčasnosti najviac používanej dvojokruhovej JE je na obr.7.15. Základný Rankinov obeh je rovnaký ako pri klasickej elektrárni. Teplo uvoľnené pri štíepnej reakcii v jadrovom reaktore JR sa odvádza chladiacim médiom do výmenníka na výrobu pary, zvanom parogenerátor PG. Okruh chladiaceho média reaktora je okruh primárny, okruh pary a vody sekundárny.



obr.7.15 Principiálna schéma dvojokruhovej JE

Chladiacim médiom reaktora je voda. V primárnom okruhu t.j. v okruhu chladenia reaktora je zaradený kompenzátor objemu K_p . Je to tlaková nádoba, čiastočne zaplnená chladiacou vodou, nad jej hladinou je dusík, ktorý umožňuje (kompenzuje) zmenu objemu náplne primárneho okruhu vyvolanú zmenou prevádzkových teplôt.

V bývalom východnom bloku (okrem Sovietskeho zväzu) sa stavali elektrárne s tlakovodnými reaktormi vo všetkých krajinách (výnimkou je experimentálna jadrová elektráreň s reaktorom chladeným CO_2 v Jaslovských Bohuniciach). Reaktory boli sovietskeho typu VVER 440 alebo VVER 1000 kde VVER je skratka pre "vodovodjanny energetičeskij reaktor" a číslo za ňou udávalo elektrický výkon (t.j. na turbíne) v MW. Reaktory VVER 1000 sa postavili len v českom Temelíne.

Reaktor je chladený vodou, ktorá musí byť v primárnom okruhu v kvapalnom stave čo znamená, že jej teplota je obmedzená kritickou teplotou $t_k = 374 \text{ }^\circ\text{C}$. Teplota pary do ktorej sa teplo transformuje môže byť len nižšia a čo bolo v tejto súvislosti uvedené pre varné reaktory platí aj pre tlakovodné reaktory.

Konkrétne pre reaktory typu VVER 440 (Jaslovské Bohunice, Mochovce, Dukovany na Morave) sú teploty nasledovné (podľa obr.7.15)

Výstup z reaktora $t_{1v} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$

Vstup do reaktora $t_{2v} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$

Teplota pary $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$

Para z parogenerátora môže byť len sýta (ako u varného reaktora) jej stav leží na hornej medznej krivke, teplote pary $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ zodpovedá tlak $p_1 = 4,6 \text{ MPa}$ (pozri aj obr.7.14)

2b. dvojokruhové s reaktormi chladenými plynom

Schéma je rovnaká ako na obr.7.15, v primárnom okruhu cirkuluje plyn poháňaný kompresorom. Teplota plynu, na rozdiel od vody však nie je obmedzená a môže dosiahnuť *parametre ako u klasických elektrární na fosilne palivá*, teda stavu prehriatej pary. Súčasťou parogenerátora je preto aj prehrievač pary, v ktorom sa sýta para (už oddelená od vriacej vody - bez kontaktu s ňou) prehrieva na teplotu vyššiu ako zodpovedá bodu varu pri danom tlaku p_1 .

Elektráreň s reaktorom chladeným CO_2 , s elektrickým výkonom 150 MW , s palivom prírody urán, bola ako experimentálna vybudovaná v Jaslovských Bohuniciach (označenie A1) koncom 60 - tých a 70 - tých rokoch minulého storočia. Po asi 3 - ročnej prevádzke s

poruchami a odstávkami pre vážne technologické problémy bola definitívne odstavená v r. 1978. V súčasnosti je v štádiu likvidácie.

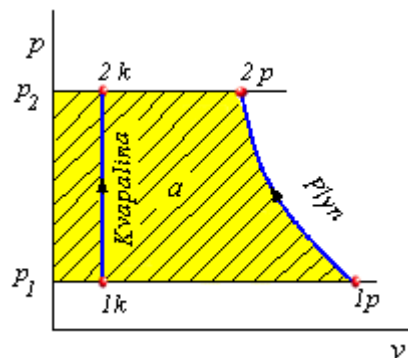
3. trojokruhové

Sú v experimentálnom štádiu a využívajú sa najmä pre tzv. "množivé reaktory", ktoré si sami vyrábajú (množia) palivo. Medzi primárny okruh chladenia reaktora a konečný terciálny parný Rankinov ohrev je vložený ešte ďalší - sekundárny sprostredkujúci okruh. Ako chladivo reaktora býva používaný tekutý kov (Na), ktorého parametre (teplota) nie sú rovnako ako u plynu obmedzené.

Z predchádzajúceho stručného popisu typov jadrových elektrární sme sa dozvedeli, že chladivom jadrového reaktora môže byť (podľa typu) plyn, voda alebo tekutý kov a že typ elektrárne a použitého chladiva ovplyvňujú vstupne parametre pary (predovšetkým teplotu). Tieto parametre (a sprostredkované použité chladivo) nás zaujímajú z termodynamického hľadiska, pretože od nich závisí tepelná účinnosť premeny tepla na prácu. Záverom teda zhrňme výhody a nevýhody uvedených typov chladiacich médií.

Chladiace médium – plyn

Umožňuje dosiahnuť vyššie vstupné teploty a teda aj entalpie (dlhšia expanzná čiara - väčšia práca z 1 kg pary) v porovnaní s vodou, ale práca potrebná na pohon kompresorov, sprostredkujúcich cirkuláciu plynu, je značná. Vysvetlenie nám dáva porovnanie kompresnej technickej práce plynu a kvapaliny na obr.7.16. Pri rádových rozdieloch merných objemov plynu a kvapaliny je aj rádový rozdiel v technickej práci. Napr. v prvej československej JE A1 bol chladiacim médiom CO_2 pri tlaku 6 MPa a teplote 425 °C, v primárnom okruhu teplota pary bola 410 °C. Na pohon kompresorov sa spotreboval výkon 30 MW z celkového inštalovaného výkonu 150 MW na turbíne.



obr.7.16

Negatívny vplyv má aj pomerne nízka tepelná kapacita plynu v porovnaní s vodou. Odvedený tepelný výkon z reaktora je, ako vieme, daný vzťahom

$$P_Q = \dot{m} c_p \Delta t$$

kde:

\dot{m} - cirkulujúce množstvo [kg/s]

c_p - merná tepelná kapacita za konštantného tlaku [J/kgK]

Δt - rozdiel teplôt na vstupe a výstupe [K]

Pri danom P_Q a Δt a pri menšom c_p potrebujeme väčšie \dot{m} .

Pre vodu je $c = 4,2 \text{ kJ/kgK}$,

pre plyn $c_p = 1 \text{ kJ/kgK}$.

Chladiace médium – voda

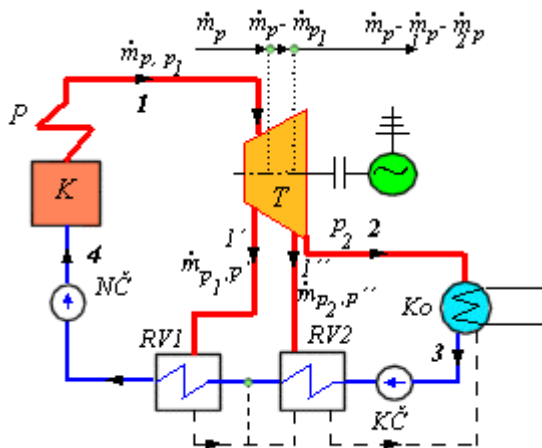
Kompresná práca v porovnaní s plynom je malá (obr.7.16) merná tepelná kapacita podstatne vyššia. Teplota vody je obmedzená kritickou teplotou, $t_K = 374^\circ$ a tým aj vstupná teplota a entalpia pary. Expanzná čiara je krátka, malá práca z 1 kg pary, pre daný výkon treba asi $1,5\times$ väčšie cirkulujúce množstvo pary v porovnaní s elektrárnami na fosílnu palivú, čo znamená veľké turbíny, chladiace veže a ďalšie zariadenia parného okruhu, taktiež nižšiu tepelnú účinnosť.

Chladiace médium - tekutý kov

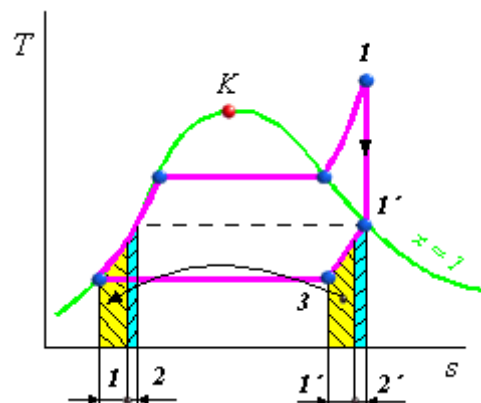
Používa sa najmä tekutý sodík. Nemá nevýhody vody aj plynu, spája prednosti oboch médií. Teplota pary nie je chladiacim médiom nijako obmedzená, má veľkú mernú tepelnú kapacitu c . S použitím tekutého kovu sú však spojené veľké technologické a prevádzkové problémy ("zamrznutie" systému pri normálnych teplotách okolia), doteraz nie celkom vyriešené.

7.6 REGENERÁCIA KONDENZÁTU

V kapitole 7.5.1 o vplyve výstupného tlaku p_2 sme objasnili, že príčinou nízkej účinnosti Rankinovho obehu je strata celého kondenzačného tepla pary, ktoré je väčšou časťou dodaného tepla. Úprava obehu, zvaná regenerácia kondenzátu, využíva časti kondenzačného tepla zaradením tzv. regeneračných výmenníkov na predhrev napájajúcej vody (obr.7.17). Na obrázku sú nakreslené len dva regeneračné výmenníky RV 1 a RV 2, v skutočnosti ich býva viac. Časť pary po čiastočnej expanzii v turbíne sa odoberá a využíva na predhrievanie napájajúcej vody. Para v regeneračných výmenníkoch kondenzuje, odovzdá pritom celé svoje kondenzačné teplo napájajúcej vode a kondenzát sa znova vracia (aj s teplom, ktoré obsahuje) do obehu. Neúplnou expanziou odberovej pary na tlak väčší ako je p_2 strácame síce časť práce, prevažuje však vplyv zisku kondenzačného tepla a tepelná účinnosť regeneratívneho obehu je väčšia ako základného. Na obr.7.17 v porovnaní so základným obhom je nakreslené kondenzátne čerpadlo, zaradené za kondenzátorom. Jeho funkcia spočíva v zvýšení tlaku kondenzátu a tým súčasne v zvýšení teploty bodu varu. Stav 3 za kondenzátorom je totiž stavom na dolnej medznej krivke pri tlaku p_2 (bod varu), bez kondenzátneho čerpadla by sa kondenzát v regeneratívnych výmenníkoch dodávkou tepla znova odparoval.



obr.7.17 Regenerácia kondenzátu
princiálna schéma



obr.7.18 Carnotizácia obehu
T - s diagram

Táto úprava obehu približuje obeh ku Carnotovmu a preto sa jej tiež hovorí Carnotizácia obehu. Táto úprava, týkajúca sa expanzie pary v turbíne, je znázornená v i - s diagrame na obr.7.18. Para sa nedá vyexpandovať blízko k hornej medznej krivke (stav 1') preto sa jej odoberá časť tepla za stáleho tlaku. Toto teplo je na obr.7.18 znázornené vodorovne vyšrafovanou úzkou plôškou pod bodom 1'. Toto isté teplo sa odovzdá (v regeneračnom výmenníku) napájacej vode. Potom para v turbíne ďalej expanduje a dej možno opakovať teoreticky v nekonečne mnohých stupňoch z praktických dôvodov v 3 až 5 - tich až do bodu 3. Teplo odoberané pare (šikmo šrafované) sa odovzdá napájacej vode. Práca turbíny sa vypočíta ako súčet prác medzi jednotlivými odbermi, ktorými prúdi nerovnaké množstvo pary. Výkon turbíny podľa obr.7.19

$$P_t' = \dot{m}_p a_{t1}' + (\dot{m}_p - \dot{m}_{p1}) a_{t2}' + (\dot{m}_p - \dot{m}_{p1} - \dot{m}_{p2}) a_{t3}' \quad (7-12)$$

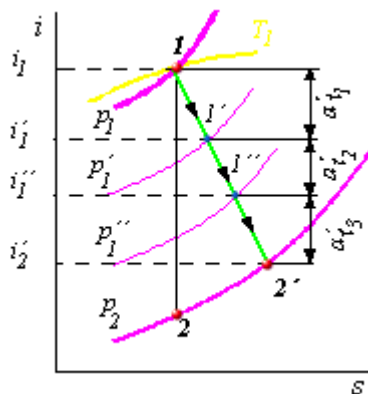
Tepelná účinnosť obehu

$$\eta_t = \frac{P_t'}{\dot{m}_p (i_1 - i_4)} \quad (7-13)$$

je o 10 - 20% vyššia ako základného Rankinovho obehu, keď ako základ - 100% berieme účinnosť základného obehu. Zvýšenie účinnosti závisí od počtu ohrievačov a parametrov pary.

Merná spotreba pary na 1 kWh bude:

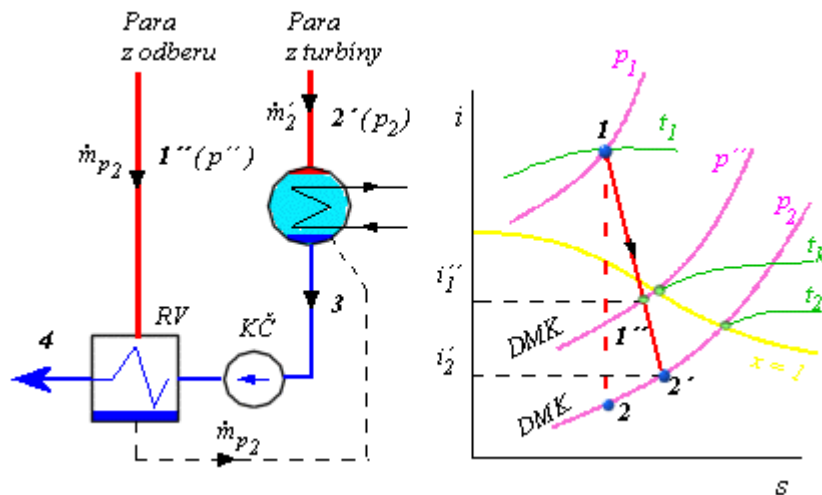
$$M_m = \frac{3,6 \cdot 10^6 \dot{m}_p}{P_t'} \quad (7-14)$$



obr.7.19 Regenerácia kondenzátu - expanzia v turbíne i - s diagram

Poznámka:

Entropia i_4 v rovnici (7.13) je entropiou vody vo vstupe do kotla K podľa obr.7.17. Vypočítame ju z teploty vody na vstupe $i_4 = ct_4$. Rozdiel oproti základnému Rankinovmu obehu je v tom, že v základnom obehu je vstupná teplota do kotla približne rovná teplote z kondenzovanej pary na výstupe z kondenzátora. Pri regenerácii je táto teplota zvýšená o zohriatie v regeneračných výmenníkoch. Ako príklad uvedieme schému len s jedným regeneračným výmenníkom, z ktorého sa kondenzát z odberovej pary vracia do obehu v kondenzátore. Predstavme si na príklad že ide o stav odberu 1'' na obr.7.19.



obr.7.20 Regeneračný výmenník a i - s diagram stavov

Výstupnú teplotu z kondenzátora v stave 3 vypočítame ako teplotu zmesi vzniklej

- z kondenzátu z pary z turbíny, ktorá vstupuje do kondenzátora v stave 2' a kondenzuje v ňom na vodu so stavom na dolnej medznej krivke (DMK) pri tlaku p_2 - množstvo je \dot{m}_2
- z kondenzátu z regeneračného výmenníka RV, ktorá v ňom kondenzuje na vodu so stavom na DMK pri tlaku p'' - množstvo je \dot{m}_{p2}

Stavy na DMK sú teploty bodu varu pri daných tlakoch a nájdeme ich ako priesečník daného tlaku s hornou medznou krivkou ($x = 1$). Podľa i - s diagramu na obr.7.20 sú priesečníky

$$p'' \text{ } x(x=1) \rightarrow t_K$$

$$p_2 \text{ } x(x=1) \rightarrow t_2$$

Po aplikácii zákona o zachovaní hmoty a energie (resp. vstupné toky entalpií = výstupné toky entalpií) dostávame pre výstupnú teplotu z kondenzátora v stave 3 - t_3 vstup = výstupu

$$\dot{m}_2 c t_2 + \dot{m}_{p2} c t_K = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{p2}) c t_3$$

$$t_3 = \frac{\dot{m}_2 t_2 + \dot{m}_{p2} t_K}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{p2}}$$

Rovnaký princíp použijeme aj pre regeneračný výmenník

$$\dot{m}_{p2} i_1 + (\dot{m}_2 + \dot{m}_{p2}) c t_3 = \dot{m}_{p2} c t_K + (\dot{m}_2 + \dot{m}_{p2}) c t_4$$

z toho zohriatie v regeneračnom výmenníku

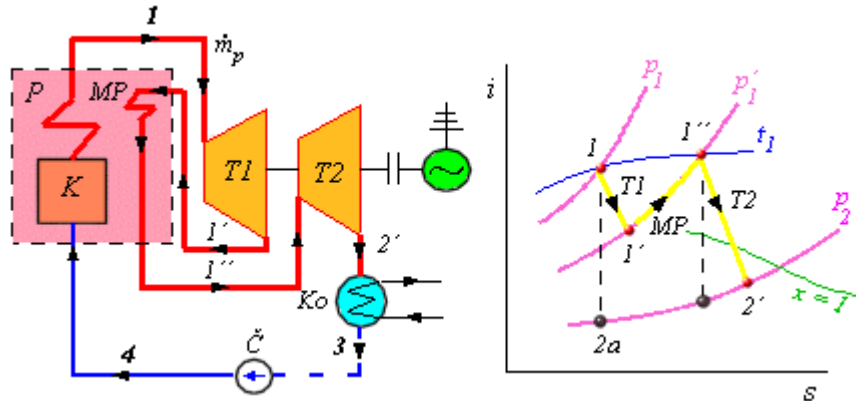
$$t_4 - t_3 = \frac{\dot{m}_{p2} (i_1 - c t_K)}{c (\dot{m}_2 + \dot{m}_{p2})} = \Delta t_{3,4}$$

resp.

$$t_4 = t_3 + \Delta t_{3,4}$$

7.7 MEDZIPREHRIEVANIE PARY

Podstata spočíva v tom, že para sa po čiastočnej expanzii v turbíne znova vracia do kotla a v medziprehrievači MP zohrieva na takmer rovnakú výstupnú teplotu z kotla t_1 . Schéma a priebeh medziprehrievania v diagrame i - s sú na obr.7.21. Pre jednoduchosť je na schéme vynechaný regeneratívny ohrev, ktorý každá skutočná tepelná elektrárňa využíva.



obr.7.21 Medziprehrev pary - principiálna schéma a i - s diagram s označením stavov

Pretože sa izobary smerom doprava rozbiehajú je súčet prác (rozdielov entalpií) pri rozdelenej expanzii posunutej doprava väčší ako by bola práca získaná pri jednorázovej expanzii 1 - 2a (ideálna expanzia). Získaná práca navyše má priaznivý vplyv na tepelnú účinnosť. S medziprehrevom sa konečný stav po expanzii posúva doprava k hornej medznej krivke, čím sa kompenzuje nepriaznivý vplyv zvyšovania vstupného tlaku p_1 na suchosť pary po expanzii (pozri kap. 7.6). Medziprehrev tak nepriamo umožňuje zvyšovať tepelnú účinnosť zvyšovaním vstupného tlaku p_1 . Ak neuvažujeme regeneratívne odbery, potom každým

členom schémy na obr.7.21. prúdi rovnaké množstvo pary \dot{m}_p . Výkon turbíny je súčtom výkonov v 1. a 2. stupni. Podľa i - s diagramu na obr.7.21

$$P_t = \dot{m}_p (i_1 - i_1') + \dot{m}_p (i_1'' - i_2') \quad (7-15)$$

Teplo sa dodáva v systéme kotla (včítane prehrievača P a medziprehrievača MP) za podmienky konštantného tlaku. Je dané rozdielom vstupnej a výstupnej entalpie. Tepelný výkon je potom

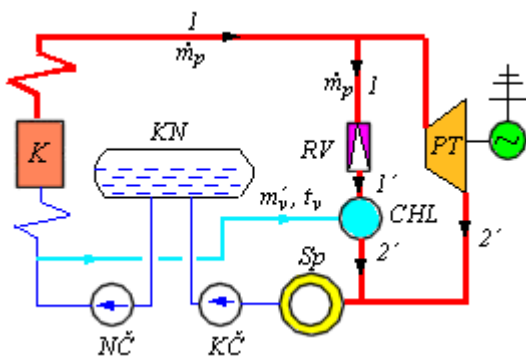
$$P_Q = \dot{m}_p (i_1 - i_4) + \dot{m}_p (i_1' + i_1'') \quad (7-16)$$

a tepelná účinnosť po vykrátení \dot{m}_p

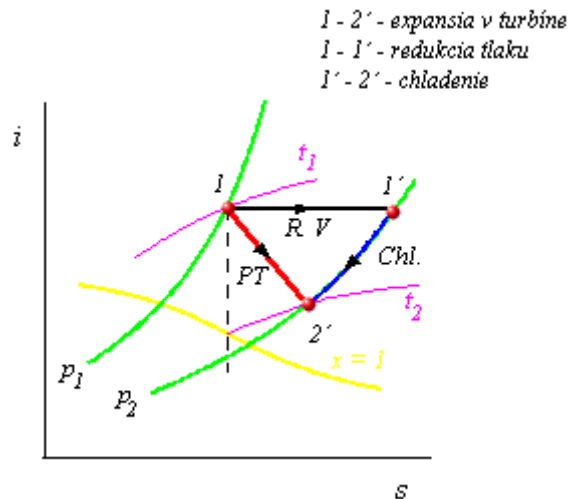
$$\eta_t = \frac{P_t}{P_Q} = \frac{i_1 - i_1' + i_1'' - i_2'}{i_1 - i_4 + i_1' + i_1''} \quad (7-17)$$

7.8 PROTITLAKOVÁ A ODBEROVÁ TURBÍNA.

O protitlakovej turbíne hovoríme vtedy, keď výstupný tlak z turbíny (protitlak) p_2 je vyšší ako tlak atmosférický a para kondenzuje v spotrebiči tepla (pri teplote vyššej ako 100°C), ktorý môže byť umiestnený mimo energetického bloku (obr.7.22.)



obr.7.22 Schéma protitlakovej turbíny



obr.7.23 *i-s* diagram
 1 - 2' expanzia v turbíne
 1 - 1' redukcia tlaku
 1' - 2' chladienie

Turbína nemá kondenzátor, kondenzačné teplo sa využije pre technologické účely (chemická prevádzka, vykurovanie a pod.) Taký systém preto nazývame *tepláreň*, alebo *teplárenská prevádzka*. Posunutím tlaku p_2 sa účinnosť bloku kotol-turbína, samozrejme, znížila, ale účinnosť zariadenia kotol-turbína-spotrebič je vyššia ako účinnosť základného Rankinovho obehu v dôsledku využitia celého kondenzačného tepla pary. Nevýhodou je závislosť výroby elektrickej energie od spotreby tepla. Protitlaková turbína je vždy doplnená redukčnou stanicou, ktorá tvorí záskok turbíny v prípade jej výpadku a znižuje tlak a teplotu ostrej pary na hodnoty vyžadované v protitlaku. Skladá sa z redukčného ventilu RV a chladiča CH. Chladienie sa uskutočňuje vstrekaním napájajúcej vody. Priebiech expanzie v turbíne redukcie tlaku chladienia v *i-s* diagrame je na obr.7.23. Ak sa na technologické účely používa para z odberov turbíny, ktorá má kondenzátor, hovoríme o *odberovej turbíne*. Kondenzačné teplo odberovej pary je rovnako využité ako pri turbíne protitlakovej. Schéma je rovnaká ako na obr.7.17, len jeden z odberov turbíny slúži pre zásobovanie spotrebiča tepla, ktorý sa môže nachádzať mimo objektu elektrárne. Na obr.7.22 je v diagrame *i-s* priebeh expanzie v protitlakovej turbíne PT znázornený čiarou 1 - 2'. Zmena stavu 1 - 2' cez redukčnú stanicu znázorňujú zmeny 1-1'(redukčný ventil t.j. škrtenie t.j. $i = \text{const.}$) a 1'-2' (chladič, t.j. vstrekovanie vody pri $p_2 = \text{const.}$).

Z tepelnej bilancie chladiča vypočítame spotrebu chladiacej vody \dot{m}_v (vstupné toky entalpie = výstupné toky entalpií).

$$\dot{m}_p i_1 + \dot{m}_v c t_v = (\dot{m}_p + \dot{m}_v) i_2'$$

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_p (i_1' - i_2')}{i_2' - c t_v} \quad (7-18)$$

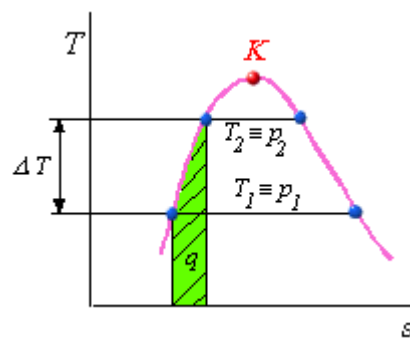
V súvislosti s kondenzačnými a teplárenskými (protitlakovými) turbínami môže vzniknúť zdanlivo logická otázka: Ak v čisto kondenzačných elektrárnach odvádzame celé kondenzačné teplo pary bez úžitku do okolia a kondenzačné teplo u protitlakových turbín

využívame pre rôzne technológie či vykurovanie - prečo budujeme kondenzačné elektrárne a nie len teplárne? Odpoveď je jednoduchá: ak pokryjeme spotrebu tepla všetkých dostupných spotrebičov protitlakovými či odberovými turbínami, ešte stále zostane deficit spotreby elektrickej energie, ktorú treba pokryť kondenzačnými turbínami. Pod dostupnými spotrebičmi rozumieme tie, ktoré sú dostatočne koncentrované (továrne, mestá, sídliská) a nachádzajú sa v ekonomicky dostupnej vzdialenosti od elektrárne (asi do 30 km). Hoci spotreba tepla je podstatne vyššia, ako sú jeho dodávky z elektrární či teplární, nie je zrejme ekonomické budovať tepelné siete po všetkých slovenských kopaniciach.

7.9 SPOJENIE RANKINOVHO OBEHU S INÝMI MÉDIAMI - KASKÁDOVÉ OBEHY

Optimálna pracovná látka, s ktorou sa uskutočňuje termodynamický obeh, by mala mať tieto vlastnosti:

1. *čo najstrmšiu dolnú medznú krivku v T - s diagrame*, (zodpovedá približne izobarám). Znamená to malé teplo potrebné na zvyšovanie teploty podľa obr.7.24. Inými slovami - mali by mať malú tepelnú kapacitu pri stálom tlaku c_p



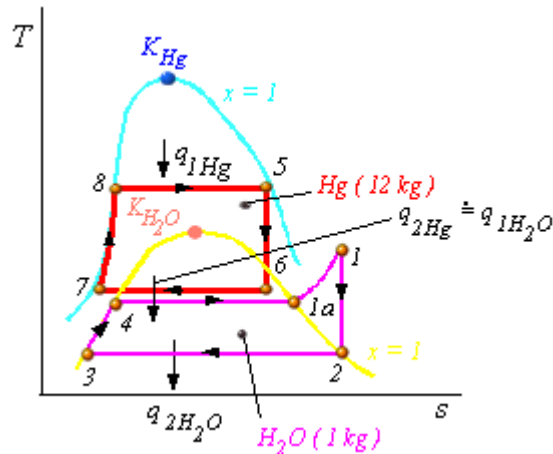
obr.7.24 T - s diagram - dodané teplo na zvýšenie teploty o ΔT

2. z konštrukčne - technologických dôvodov *nízky tlak pri vysokých teplotách* (potrebných pre dosahovanie vysokých účinností) a naopak nie príliš nízky tlak (t.j. nie príliš vysoké vákuum pri kondenzačnej teplote rovnej teplote okolia)
3. okrem toho by pracovná látka nemala byť drahá, agresívna pre konštrukčné materiály a škodlivá pre ľudské zdravie pri manipulácii, prípadne úniku.

Látky, vyhovujúce všetkým vlastnostiam zatiaľ nepoznáme.

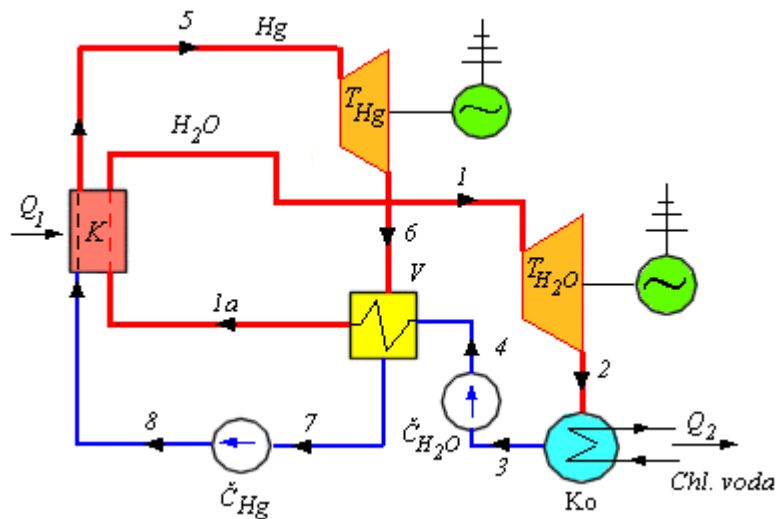
Voda (H_2O) je najpoužívanjšou pracovnou látkou. Jej merná tepelná kapacita pre kvapalnú fázu je síce pomerne vysoká ($\sim 4,2 \text{ kJ/ kgK}$), kritická teplota pomerne nízka ($374^\circ C$), pre dosiahnutie vyšších teplôt pary sú nutné príliš vysoké tlaky, zato pri kondenzácii vodnej pary pri teplote okolia je vákuum ľahko realizovateľné ($\sim 5 \text{ kPa}$). Rovnako cena a zdravotná nezávadnosť sú výhodné.

Ortuť (Hg) - na rozdiel od vody pri vysokých teplotách má relatívne nízky tlak, ale pri teplote okolia má technicky nevhodné kondenzačné tlaky. Má veľmi strmú dolnú medznú krivku v T - s diagrame. Nevýhodou je jedovatosť najmä pri úniku. Pre uvedené vlastnosti vody a ortuť bola navrhnutá kombinácia dvoch obehov (binárne obehly) u ktorých sa v oblasti vysokých teplôt využíva ortuť, v oblasti nízkych teplôt voda. V T - s diagrame sú obidva obehly nakreslené zjednodušene na obr.7.25.



obr.7.25 T-s diagram - binárny obeh

A principiálna schéma na obr.7.26. V kotle možno použiť fosílné palivo.

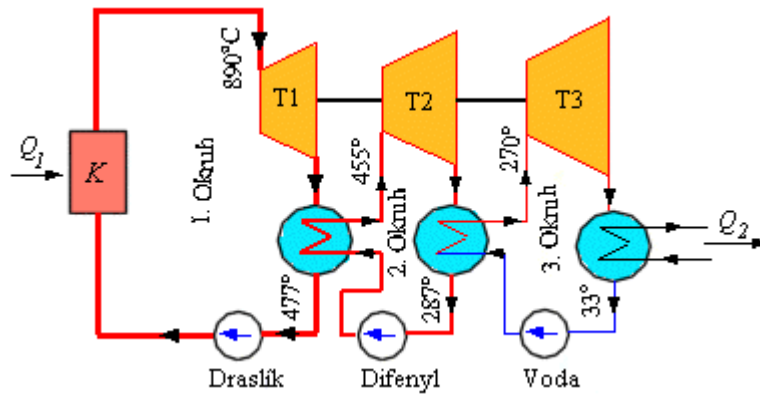


obr.7.26 Binárny obeh s Hg a H₂O - principiálna schéma

V ortuťovom obehu nie je nutné použiť prehrievač, pretože horná medzná krivka je veľmi strmá a syta para v stave 5 nemá po expanzii v stave 6 príliš veľkú vlhkosť. Z tepelnej bilancie vyplýva, že 1 kg vody vstupujúcej do výmenníka V treba dodať teplo získané pri

kondenzácii 12 kg ortuti. Z parametrov vedľa obr.7.25 vychádza celková účinnosť $\eta_t = 0,50$, pričom účinnosť samotného ortuťového obehu by bola len 0,30 a samotného vodného obehu 0,34. Niekoľko takýchto obehov s výkonom rádovo 20 MW už bolo pokusne postavených, v širšom rozsahu sa však neuplatnili vzhľadom na jedovatosť ortuťových pár. Nazývajú sa tiež Emmetove obeh.

Ešte vyššie teploty umožňuje 3-okruhová kaskáda na obr.7.27. Posledný - 3. okruh je opäť s vodou pre výhodné parametre kondenzácie pri teplote okolia. V 1. okruhu je pracovnou látkou draslík (890 - 477°C), v 2. okruhu difenyl (455 - 287°C), v 3. okruhu voda (270 - 33°C). Kondenzačné teplo z 1. okruhu sa odovzdáva - kaskáduje do 2. okruhu, z 2. okruhu do 3. okruhu a len kondenzačné teplo 3. okruhu je teplom strateným. Tepelná účinnosť dosahuje 55% (oproti max. 40% pri súčasných typoch) a pri kondenzácii vodnej pary v 3. okruhu pri 100°C (kondenzačné teplo možno využiť) sa účinnosť znižuje len na 50%.



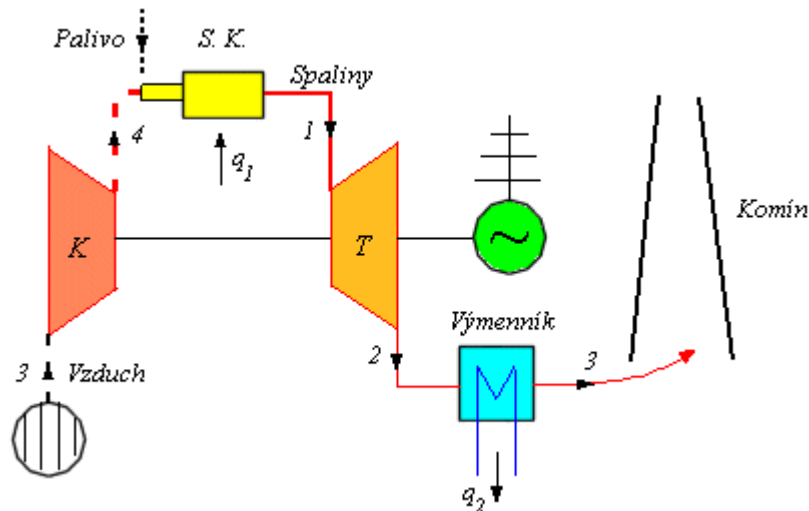
obr.7.27 Kaskádový Rankinov obeh

Na príprave elektrárni tohto typu pracuje v súčasnosti Rakúsko v spolupráci s USA.

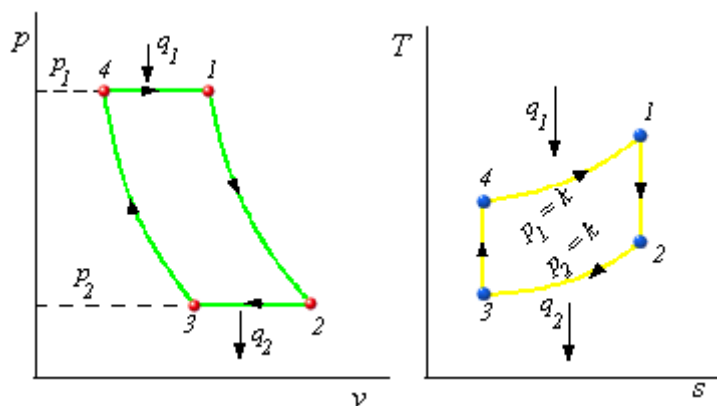
7.10 SPOJENIE RANKINOVHO OBEHU S INÝMI SYSTÉMAMI

Paroplynový cyklus (PPC)

Paroplynový cyklus je spojenie plynového obehu s plynovými turbínami s parným obehom (s parnými turbínami). Plynové turbíny sú poháňané spalínami zo spaľovacej komory SK (obr.7.28) dodávaný turbokompresorom na spoločnom hriadeli s turbínou, ktorá ho poháňa. Palivo môže byť plyné alebo kvapalné. Sú používané v leteckých motoroch, ale aj v energetike ako špičkové zdroje pretože v porovnaní s parnými turbínami majú veľmi rýchly nábeh. Výstupná teplota expandovaných spalín je však veľmi vysoká (608 - 700°C) a možno ich využiť pre výrobu tepla, ohrev vzduchu alebo pre výrobu pary pre Rankinov obeh. Obeh je nazývaný Braytonov alebo Ericssonov v diagramoch $p-v$ a $T-s$ je na obr.7.29. Predpokladajú sa adiabatická kompresia aj expanzia.

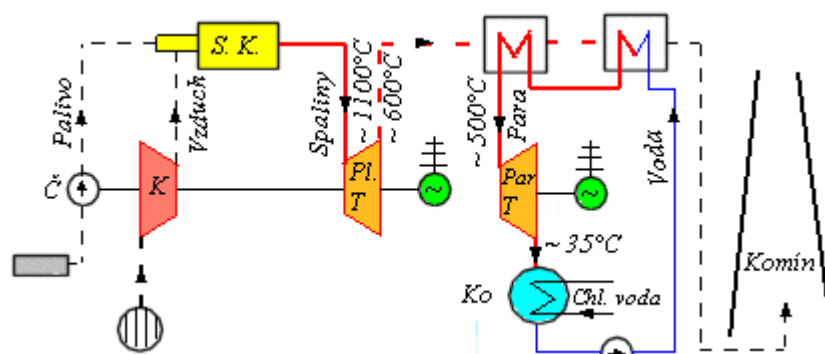


obr.7.28 Schéma zariadenia plynovej turbíny



obr.7.29 Obeh plynovej turbíny p - v a T - s diagram

V paroplynovom cykle sa využíva teplo spalín pre Rankinov parný obeh, t.j. výrobu pary, prehrievanie, prípadne regeneráciu kondenzátu a ohrev spaľovacieho vzduchu. Tieto procesy predstavujú na obr.7.28 - symbolický výmenník. Ide opäť o transformáciu - kaskádovanie tepla ako v predchádzajúcej kapitole 7.9, tentoraz však nie medzi obehmi Rankinovými, ale medzi obehom plynovým a Rankinovým. Diagram T - s paroplynového obehu si už vieme predstaviť sami. Stačí ak pod plynový obeh na obr.7.29, nakreslíme obeh Rankinov s príslušnými teplotami, ako je to u kaskádového obehu na obr.7.25. Teplo q_2 z plynového obehu do Rankinovo sa transformuje (kaskáduje) pri zmene 2 - 3. Existuje veľa usporiadaní paroplynových cyklov viac alebo menej zložitých v závislosti od výkonu zariadenia. Jedno z nich je na obr.7.30. Ide len o principiálnu schému, chýba v nej napríklad predohrev napájajúcej vody, predohrev spaľovacieho vzduchu a ďalšie zariadenia, ktoré obsahuje skutočná tepelná schéma.



obr.7.30 Paroplynový cyklus - principiálna schéma

Z obr.7.30 vidíme, že zariadenie má 2 generátory, plynová a parná turbína nie sú na spoločnom hriadeli (ako plynová turbína s turbokompresorom) elektrický výkon plynovej turbíny je asi 1/2 výkonu parnej. Ak parná turbína pracuje ako čisto kondenzačná a nevyužíva sa aj pre výrobu tepla, dosahuje zariadenie celkovej tepelnej účinnosti 50 - 60% s využitím tepla aj vyššie hodnoty, podľa miery jeho využitia. Na obr.7.30 sú udané aj teploty v jednotlivých častiach obehu. Zo vzťahu pre tepelnú účinnosť Carnotovho obehu vieme, že účinnosť tepelného obehu je tým vyššia, čím väčší je rozdiel teplôt t_1 a t_2 , medzi ktorými obeh pracuje. Z toho vyplýva aj porovnanie jednotlivých typov tepelných elektrární.

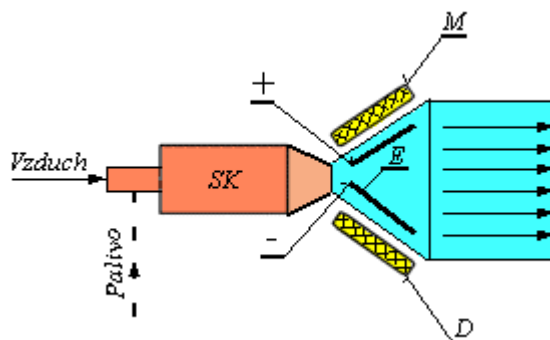
| | | |
|---------------------------------------|--|-------------------------|
| Paroplynový cyklus | $t_1 \sim 1100^\circ\text{C}$ $t_2 \sim 35^\circ\text{C}$ | $\eta_t \sim 50 - 60\%$ |
| Klasické elektrárne na fosilne palivá | $t_1 \sim 550^\circ\text{C}$ $t_2 \sim 35^\circ\text{C}$ | $\eta_t \sim 34 - 37\%$ |

| | | |
|---|---|-------------------------|
| Jadrové elektrárne s tlakovodnými reaktormi | $t_1 \sim 250^\circ\text{C}$ $t_2 \sim 35^\circ\text{C}$ | $\eta_t \sim 28 - 30\%$ |
|---|---|-------------------------|

Prednosťou PPC je teda vyššia účinnosť, ako majú každý z obehov (plynový a parný) individuálne, vyššie výkony s rovnakými parnými zariadeniami, priaznivý priebeh účinnosti v závislosti od zaťaženia, menšia spotreba chladiacej vody a menší rozsah regeneračného systému parnej turbíny. Priaznivé sú investičné náklady, ktoré sú v porovnaní s jadrovými elektrárnami v súčasnosti asi tretinové. Nevýhodou sú naopak vysoké prevádzkové náklady (z nich 90% náklady na plyn), nutnosť rozširovať súčasné plynové siete, pretože súčasné siete pre nové veľké energetické zdroje s palivom - plyn, nestačia. Napríklad pre výkonový ekvivalent JE Mochovce 1. a 4. blok (880 MW) bola by spotreba plynu asi 1,5 mld m^3/rok čím 25% z uvedenej spotreby plynie ďalšia nevýhoda PPC - obrovská produkcia CO_2 a ďalších skleníkových plynov. V súčasnosti sa stavajú PPC bloky s celkovým výkonom až 1000 MW.

MHD generátory

Sú založené na princípe Faradayovho zákona, známeho už 140 rokov. Ak sa pohybuje vodič kolmo na smer siločiar, indukuje sa v ňom elektromotorická sila, čo využívajú dynamá a generátory *vodič plynný - plazma*. Plazma je plyn taký žeravý, že dochádza k ionizácii a stáva sa vodivým. MHD generátory pracujú na princípe znázornenom na obr.7.31. Spaliny nafty alebo práškoveho uhlia vysokej teploty (až 3000°C) sa vedú zo spaľovacej komory SK nadzvukovou rýchlosťou do difúzera D, kde sa k nim pre zvýšenie ionizácie, a tým aj vodivosti pridáva plynný draslík (0,1%). Difuzér je vložený medzi póly mohutného elektromagnetu M a v prúdiacej plazme sú zabudované zberné elektródy kolmo na smer magnetického toku. Magnetické pole odchyľuje z prúdiacej plazmy ióny podľa ich náboja k elektródam, a tak vzniká rovnosmerný prúd. Indukované napätie je úmerné stupňu ionizácie, sile magnetického poľa, rýchlosti prúdiaceho plynu a vzdialenosti elektród. Spaliny vystupujúce z difúzora majú ešte vysokú teplotu (cez 2000°C) a ich teplo sa využíva v normálnom parnom cykle. Účinnosť premeny tepla na elektrickú energiu dosahuje pri tomto kombinovanom cykle až 60%, čo je dvojnásobok účinnosti samotných parných cyklov. Vlastná spotreba elektrickej energie, predovšetkým spotreba elektromagnetov, je značná. V súčasnosti existujú skúšobné jednotky s elektrickým výkonom rádovo desiatky MW. Ich skutočná účinnosť je okolo 50%. Existujú návrhy MHD generátorov s *tekutými kovmi*, ktorých elektrická vodivosť je o 4 - 5 rádo vyššia ako u čiastočne ionizovaných plynov. Teploty tekutých kovov môžu byť tiež omnoho nižšie ako u plynov.



obr.7.31