

Základní koncepční otázky projektování elektráren

Technická optimalizace vstupních parametrů R-C cyklu

Cíl: $\eta_{RC} = \max$ $\eta_{RC} = \frac{h_a - h_e}{h_a - h_k}$

pozor ! zanedbána práce NČ

$$P_{NČ} = \frac{M}{\rho} \cdot \frac{p_a - p_k}{\eta_{NČ}}$$

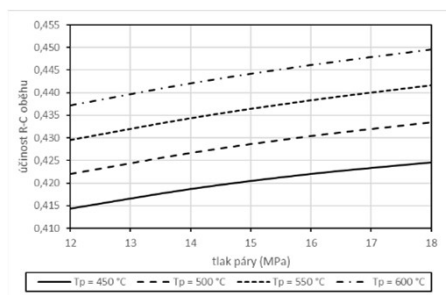
zde $M = 1 \text{ kg/s}$, pro ideální oběh $\eta_{NČ} = 1$, $p_a \gg p_k \Rightarrow p_k = 0$

$$\eta_{RC} = \frac{h_a - h_e - \frac{p_a}{\rho}}{h_a - h_k - \frac{p_a}{\rho}}$$

podrobeno analýze

Výsledek výpočtu: - pro ideální R-C cyklus

- s rostoucí teplotou η_{RC} roste
- s rostoucím tlakem η_{RC} roste

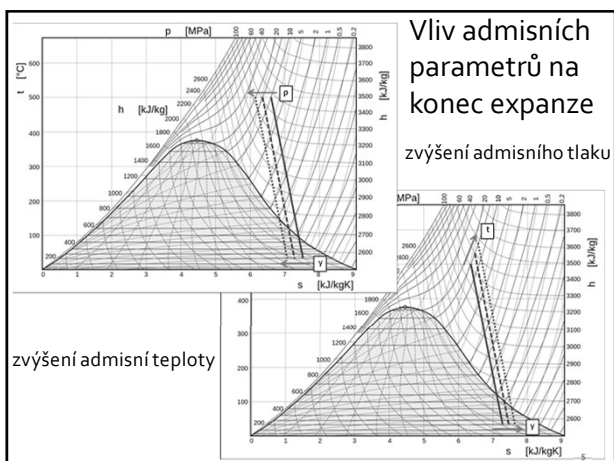
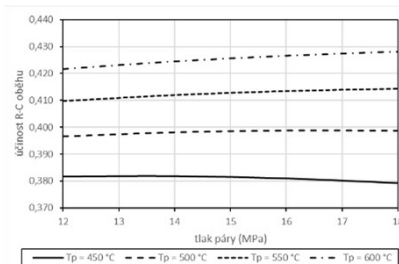


Vliv termodynamické účinnosti turbíny na η_{RC}
(vliv expanze v mokré páře u koncových stupňů)

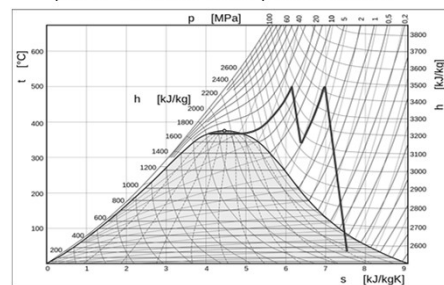
$$\eta_{td} = 1 - \frac{H_m}{H} \cdot \frac{1 - x_2}{2}$$

$$\eta = \eta_{RC} \cdot \eta_{td}$$

- účinnost se zhoršuje lineárně



Závěr: 1) s rostoucí teplotou η_{RC} roste
2) vliv tlaku není jednoznačný
s růstem tlaku roste podíl expanze v mokré
páře – nutno řešit přehříváním



Teplota páry

$t_p \uparrow$: $-\eta_t \uparrow$
 $(p_p = \text{konst.})$
 $-\eta_{td} \uparrow$

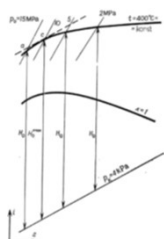
$M_{pv} \downarrow \rightarrow N_{pv} \downarrow$ – menší zařízení
 $N_i \downarrow$

$H \uparrow$ (izobary v i-s nejsou rovnoběžné) – $M_p \downarrow$
 $x \uparrow$ – doba životnosti koncového stupně turbíny $T_z \uparrow \rightarrow N_{ou} \downarrow$

Je zřejmé, že teplota páry by měla být co nejvyšší, ve skutečnosti je limitována materiálem teplosměnných ploch

Provozní hledisko:

- $t_p \uparrow$:
 1) větší pravděpodobnost vzniku poruch $\rightarrow$ spolehlivost $\downarrow$
 2) provozní pružnost $\downarrow$
 3) životnost $\downarrow$



Tlak páry

z úvodního rozboru vyplývá, že existuje určitý optimální tlak, kdy je η_t maximální
 zvýšení tlaku nemá lineární vliv na velikost (cenu) zařízení

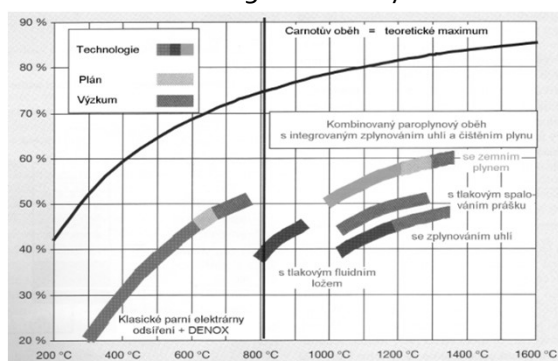
např. hmotnost výparníkového systému kotle

pro 12 MPa $\rightarrow$ 65 t

pro 24 MPa $\rightarrow$ 72 t

S rostoucím tlakem se zvětšuje tloušťka stěn použitých komponent, což se negativně odráží na provozní pružnosti zařízení.

Účinnost technologií na bázi využití uhlí



Klasické parní elektrárny

Pro zvyšování účinnosti se u tradiční osvědčené technologie parního oběhu používají všechna carnotizační opatření:

- intenzifikace parametrů
 - admisních - zvyšování tlaku a teploty
 - emisních - snižování protitlaku
- opakované přehřívání páry
- regenerační ohřev napájecí vody

Nejlepší světové realizace

Pingshan 2, Čína

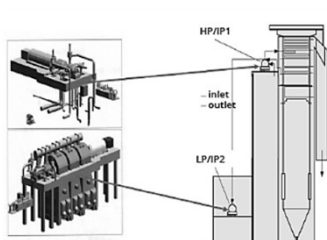
národní demonstrační projekt
 do provozu 2022



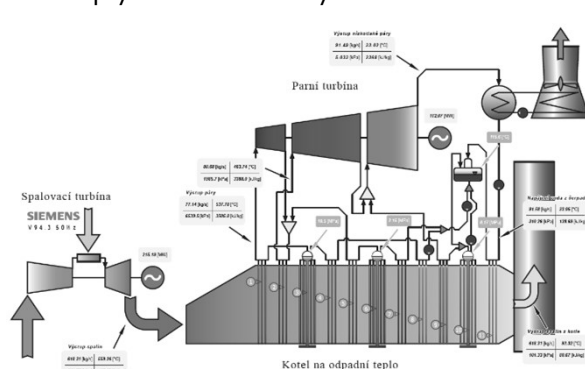
palivo ČU
 čistý výkon 1350 MW
 čistá účinnost 49,8 %

kotel

- věžový, průtočný
 ostrá pára
 1. přehřívání 96,5 bar/630°C
 2. přehřívání 22,9 bar/623°C



Paroplynové elektrárny



Paroplynové elektrárny

Paroplynový cyklus Počerady

- Celkový výkon 838 MW
- Uspořádání 2× GT, 2× HRSG, 1× ST
- Palivo zemní plyn, tlak 40 bar
- Chlazení věžové, přirozený tah
- Provozní režim pološpičkový, noci a víkendy - odstávky

Garantované parametry

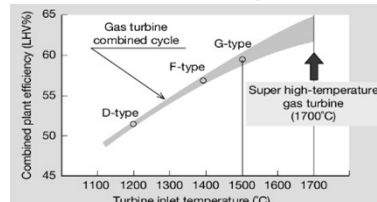
- Hrubá účinnost 58,4 %
- Hrubý výkon 838 MWe
- Vlastní spotřeba 13 MWe
- Emise NO_x , CO 40 mg/Nm³



Paroplynové elektrárny

účinnost cyklu je závislá

- na parametrech plynové turbíny – zejména vstupní teplotě spalin



- na optimalizaci návrhu parní části
- vícetlaký HRSG s přihříváním
- nadkritický HRSG

Specifika kotle na odpadní teplo

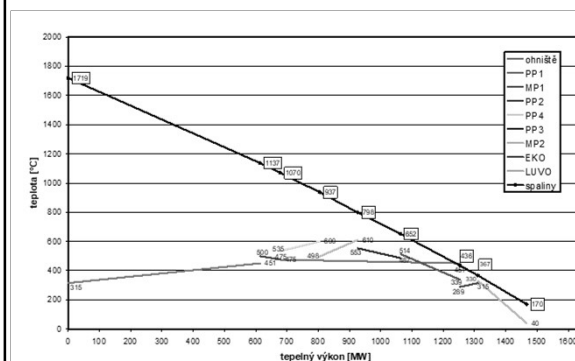
kotel nemá spalovací zařízení

rozdíly proti klasickým kotlům jsou

- výrazně nižší teplotní úroveň spalin v kotli => důsledky
 - nižší parametry páry
 - pokles teplotních spádů na výhřevných plochách
 - použití žebrovaných trubek
 - obvykle vícetlaký systém
- přísně protiproudé uspořádání a zapojení výhřevných ploch v kotli
- ryze konvekční charakteristika všech ploch
- chybí ohřívák vzduchu => horší podmínky pro dochlazení spalin za kotlem

15

Q-t diagram uhelného kotle

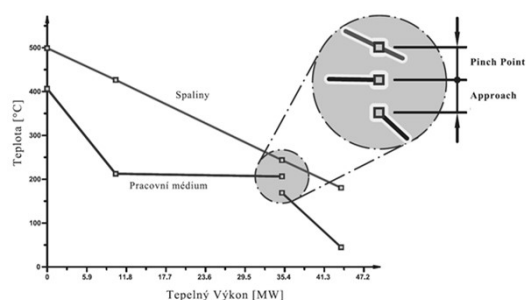


16

Definice pinch pointu a approach

pinch point = koncový teplotní rozdíl

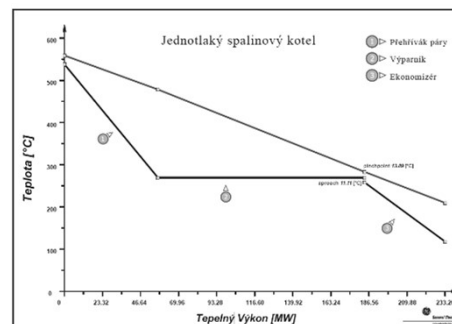
approach = nedohřev



17

Paroplynový oběh

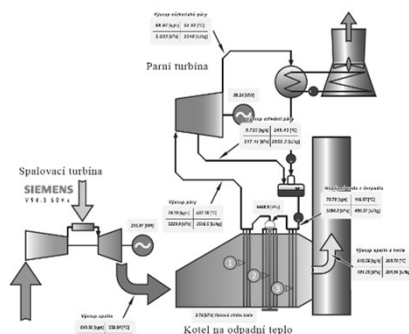
jednotlaký systém



18

Paroplynový oběh

jednotlaký systém



19

Teplotní poměry v HRSG

určení optimálních teplotních poměrů je složitá úloha

výsledek je funkce řešení

- energetických bilančních rovnic
- podmínek přenosu tepla ve spalínovém kotli

do výpočtu vstupuje

- hmotnostní průtok spalin z plynové turbíny M_s
- hmotnostní průtok vody vstupující do kotle M_w
- jejich podíl $y = M_w / M_s$
- teploty médií v uzlových bodech

20

Tepelná bilance HRSG

$$c_p \cdot (t'_4 - t_5) = y \cdot (i_6 - i_\theta)$$

$$c_p \cdot (t'_4 - t_5) = y \cdot (i_6 - i_\theta)$$

$$c_p \cdot (t'_5 - t_5) = y \cdot (i_9 - i_\theta) = y \cdot c_w \cdot (t_9 - t_\theta)$$

současně musí platit

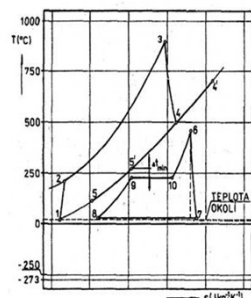
$$(t_5 - t_\theta); (t'_5 - t_\theta); (t_4 - t_\theta) > \Delta t_{\min}$$

$\Delta t_{\min}$ má rozhodující vliv na velikost výhřevných ploch

$\Delta t_{\min}$ se volí 5 až 40 °C

teplota t_5

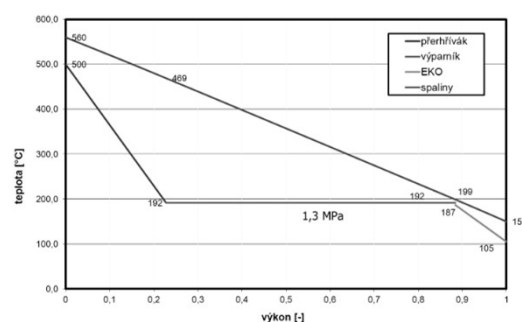
- určuje velikost kominové ztráty, a tedy i účinnosti HRSG
- je funkcí y a $\Delta t_{\min}$



21

Paroplynový oběh

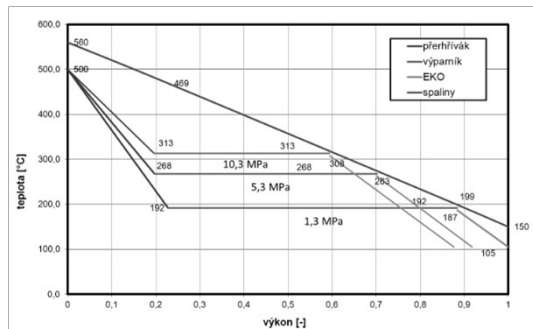
jednotlaký systém



22

Paroplynový oběh

jednotlaký systém



23

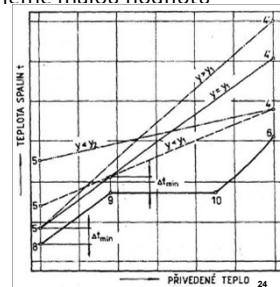
Tepelná bilance HRSG

při zmenšování y teplota t_5 roste

při $y = 0$ oběh přechází v oběh spalovací turbíny

při daných t_4 , y a $\Delta t_{\min}$ dostaneme malou hodnotu kominové ztráty

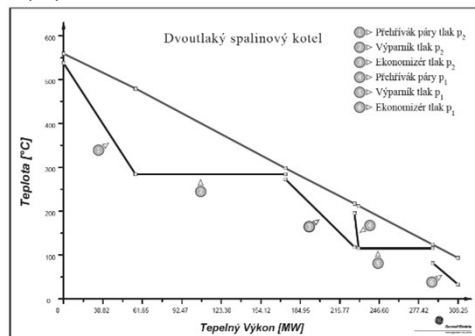
- v případě jednotlakového systému nízkými parametry parního oběhu – t_9
- použitím dvoutlakového oběhu



24

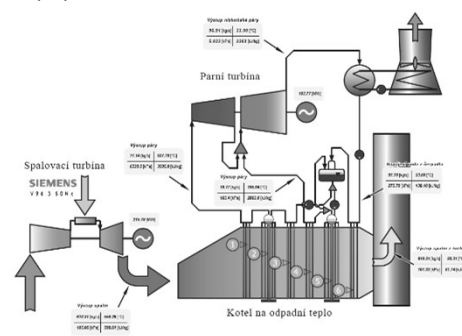
Paroplynový oběh

dvoutlaký systém



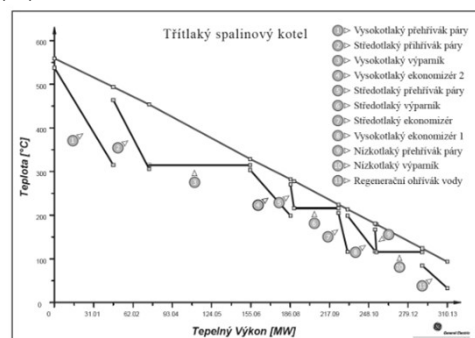
Paroplynový oběh

dvoutlaký systém



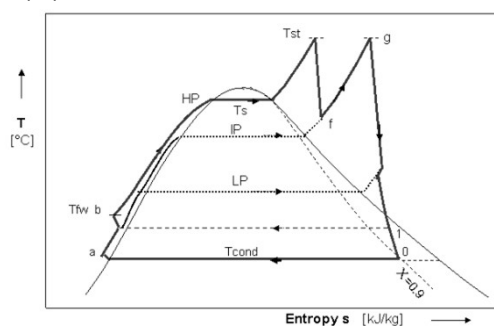
Paroplynový oběh

třítlaký systém



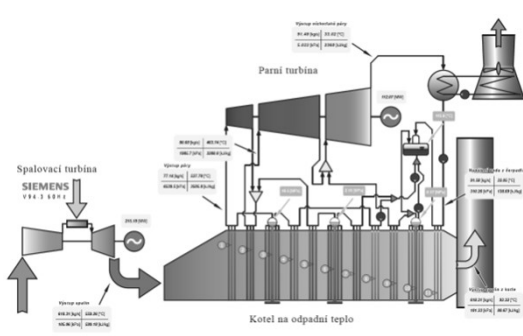
Paroplynový oběh

třítlaký systém



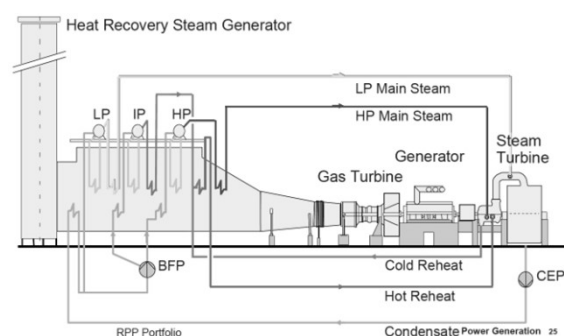
Paroplynový oběh

třítlaký systém



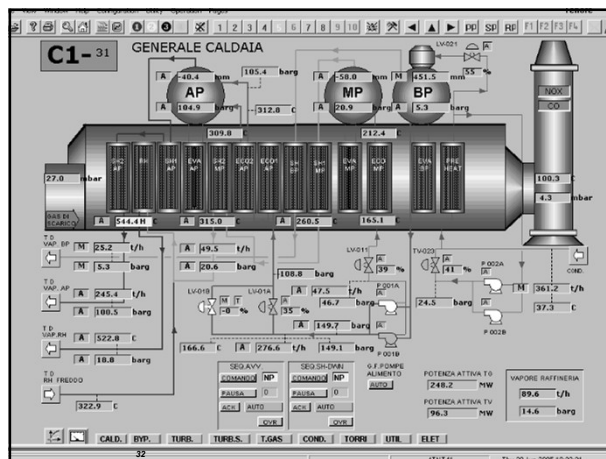
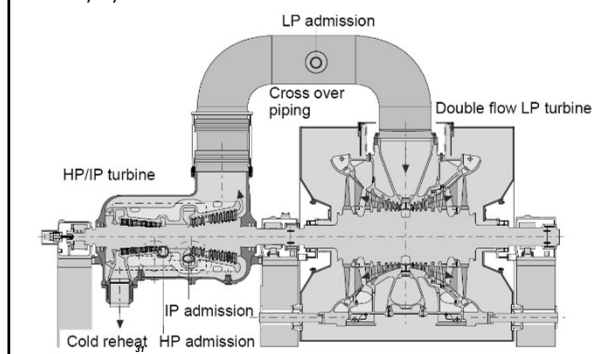
Paroplynový oběh

třítlaký systém



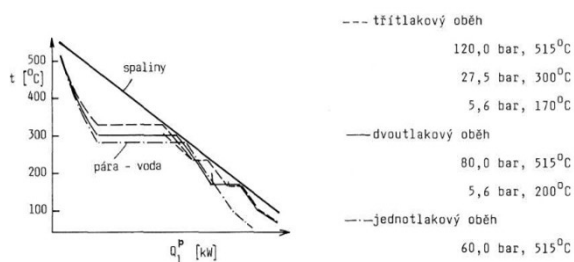
Paroplynový oběh

třítlakový systém



Paroplynový oběh

porovnání z hlediska parametrů páry



33

Koncová teplota spalín

HRSK nemá ohřívák vzduchu

koncovou plochou kotle je EKO

při $t_{NVmin} = 105^\circ\text{C}$ by byla koncová teplota spalín příliš vysoká a účinnost kotle nízká

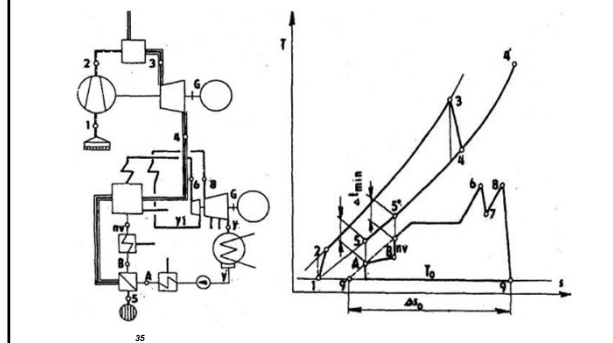
pro lepší dochlazení spalín se za EKO řadí ještě spalínový regenerační ohřívák napájecí vody, který je zapojen k parnímu regeneračnímu ohřevu

- sériově
- paralelně

34

Spalínový regenerační ohřívák

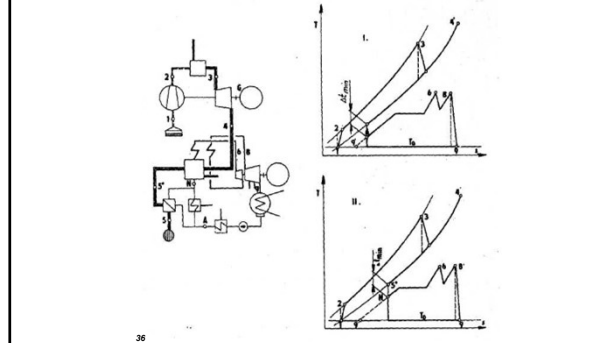
zapojený sériově k parnímu regeneračnímu předehřevu



35

Spalínový regenerační ohřívák

zapojený paralelně k parnímu regeneračnímu předehřevu



36

Účinnost HRSG

účinnost závisí na

- vstupní teplotě spalin
- výstupní teplotě spalin
- přebytku spalovacího vzduchu
- velikosti a teplotě povrchu kotle

Příklad:

- vstupní teplota spalin 580 °C
- výstupní teplota spalin 90 °C
- přebytek spalovacího vzduchu 2,35
- ztráta sdílením tepla do okolí 0,5 %

účinnost HRSG vztažená k teplu spalin na vstupu 88 %

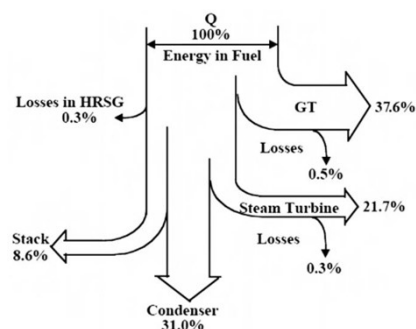
účinnost HRSG vztažená k výhřevnosti plynu 93,5 %

účinnost samotného HRSG se obvykle negarantuje a není předmětem přejímacího řízení – garantuje se účinnost PPC

37

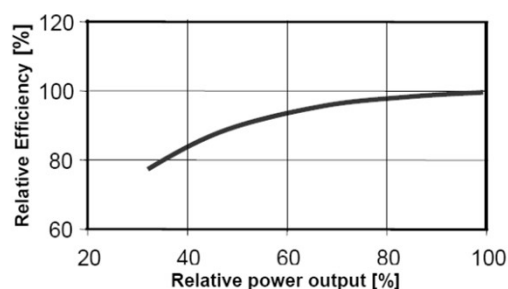
Účinnost HRSG

(vztaženo ke spalnému teplu)



38

Vliv výkonu na účinnost PPC



39

Optimalizace návrhu HRSG

složitá úloha s velkým počtem stupňů volnosti

optimalizovanými parametry jsou

- koncová teplota spalin
- počet tlakových hladin
- pinch point a nedohřev na výhřevných plochách
- dělení a řazení výhřevných ploch

Provádí se pomocí výpočtových softwarů

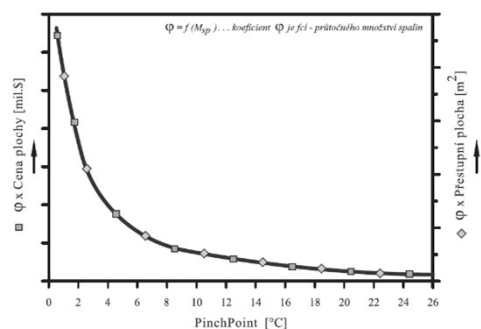
ThermoFlow (GT PRO)

Gate Cycle (GE)

Tempo Cycle (volně šiřitelný)

40

Vliv pinch pointu na velikost a cenu plochy



41

Konstrukční provedení HRSG

Konstrukční varianty

- horizontální uspořádání
- vertikální uspořádání

Provedení výparníku

- bubnové s přirozenou nebo nucenou cirkulací
- průtočné

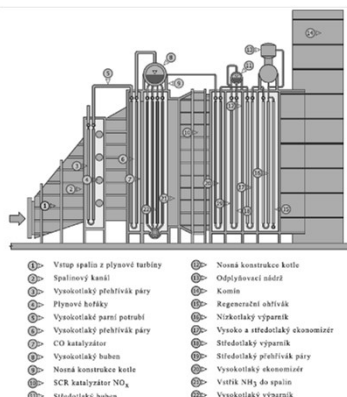
Pracovní tlak

- podkritický
- nadkritický

42

Horizontální HRSG

- výparník s přirozenou cirkulací
- je z technického hlediska jednodušší



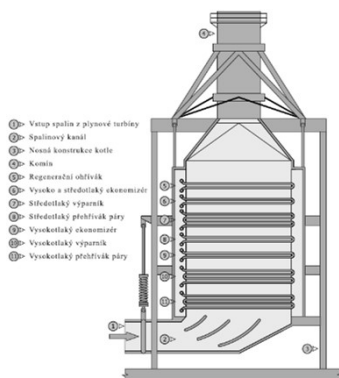
43

Horizontální HRSG



Vertikální HRSG

- výparník s nucenou cirkulací
- vhodné pro případy s prostorovým omezením
- ohyb proudu spalin před vstupem je zdrojem větší nerovnoměrnosti proudění v prvních plochách



45

Vertikální HRSG



Horizontální x vertikální konstrukce

Výhody vertikálního provedení

- menší zastavěný půdorys
- menší velikost kotle z důvodu použití trubek menšího průměru
- menší citlivost na vznik parních zátek v EKV při najíždění

Výhody horizontálního provedení

- rovnoměrnější průřezové rozdělení spalin za GT
- přirozená cirkulace nevyžaduje čerpadlo – platí do tlaku 100 bar
- vertikální orientace trubek ve výparníku podporuje cirkulaci v tepelně více zatížených trubkách

Zásadní rozdíl není – výrobci nabízejí obě provedení

Celosvětově převažují instalace horizontálních kotlů s přirozenou cirkulací

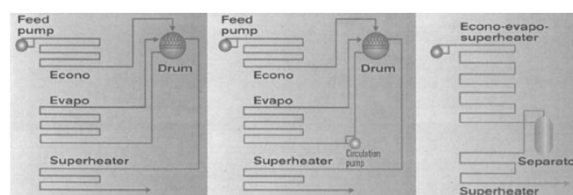
47

Systém výparníku HRSG

s přirozenou cirkulací

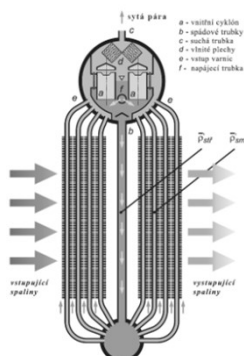
s nucenou cirkulací

průtočný



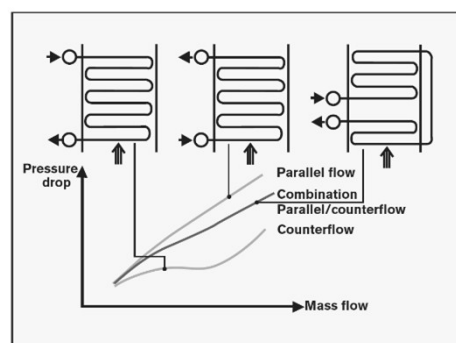
48

Výparník s přirozenou cirkulací



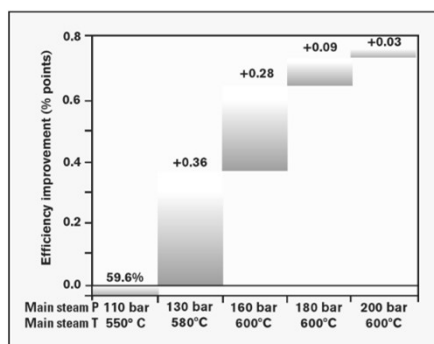
49

Výparník s nucenou cirkulací



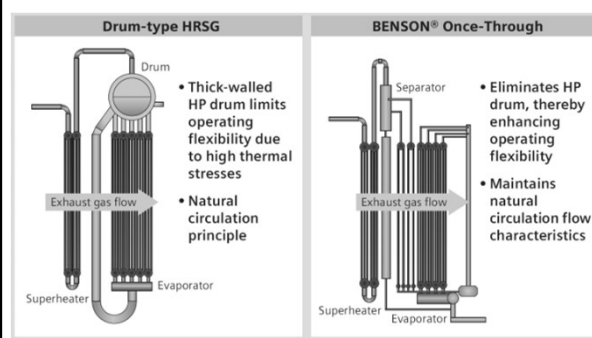
50

Vliv parametrů páry na účinnost PPC



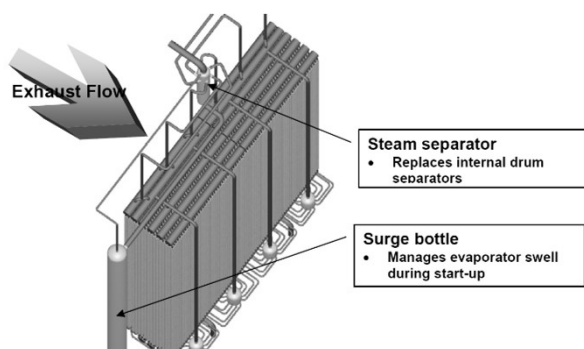
51

Přechod z cirkulačního na Bensonův průtočný systém výparníku



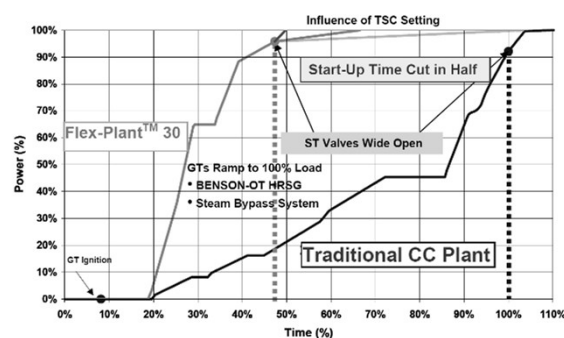
52

Provedení průtočného výparníku



53

Zkrácení doby najíždění u průtočného systému výparníku

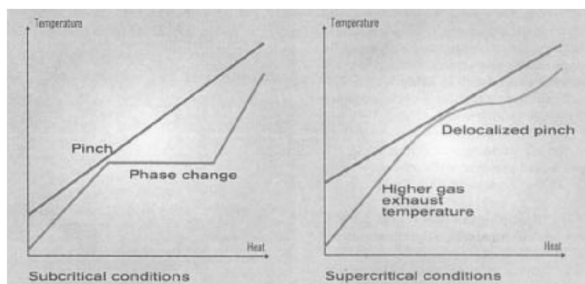


54

Nadkritický HRSG

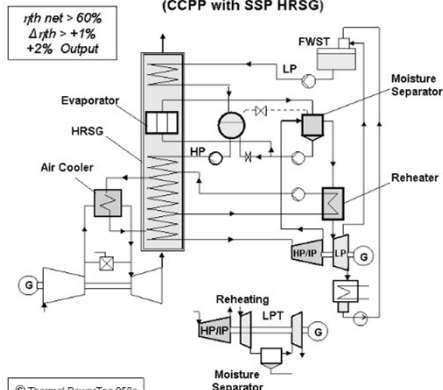
přechodem na nadkritický tlak

- mizí pinch point na začátku výparníku
- roste teplota spalin za VT



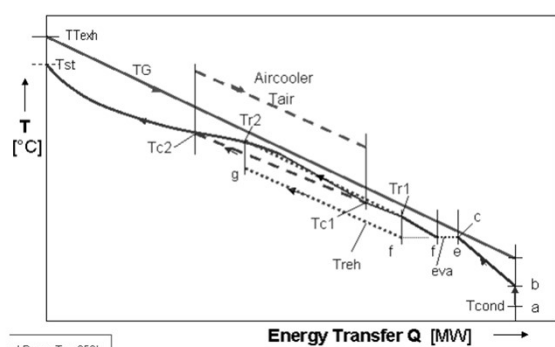
55

New Combined Cycles Power Plant with a single-supercritical-pressure HRSG (CCPP with SSP HRSG)



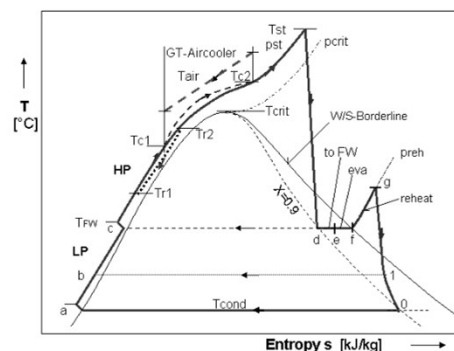
56

Nový jednotlaký nadkritický HRSG



57

Nový jednotlaký nadkritický HRSG



58