

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

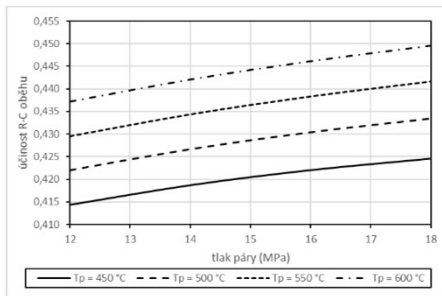
zde  $M = 1 \text{ kg/s}$ , pro ideální oběh  $\eta_{NČ} = 1, p_a \gg p_k \Rightarrow p_k = 0$

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

podrobeno analýze

Výsledek výpočtu: - pro ideální R-C cyklus

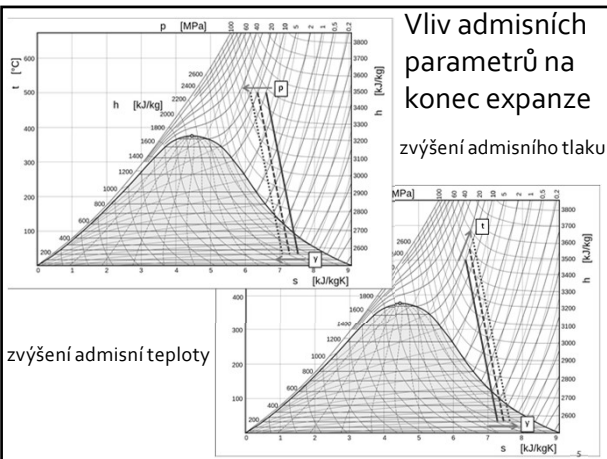
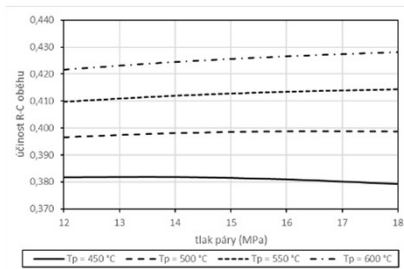
- s rostoucí teplotou  $\eta_{RC}$  roste
- s rostoucím tlakem  $\eta_{RC}$  roste



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

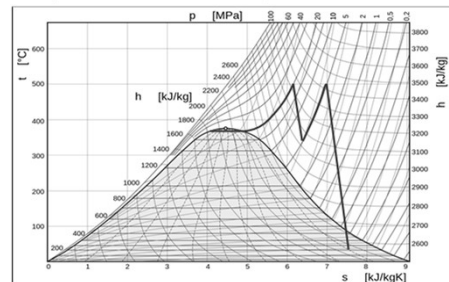
$$\eta_{td} = 1 - \frac{H_m}{H} \cdot \frac{1 - x_2}{2} \quad \eta = \eta_{RC} \cdot \eta_{td}$$

- účinnost se zhoršuje lineárně



Vliv admissních parametrů na konec expanze  
zvýšení admissního tlaku

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



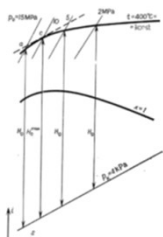
### Teplota páry

$t_p \uparrow$ :  $-\eta_t \uparrow$   
 ( $p_p = \text{konst.}$ ) }  $M_{pv} \downarrow \rightarrow N_{pv} \downarrow$  – 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  $\eta_t$  maximální  
 zvýšení tlaku nemá lineární vliv na velikost (cenu) zařízení

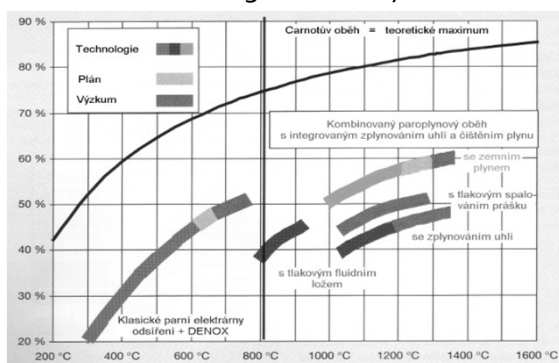
např. hmotnost výparníkového systému kotle

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

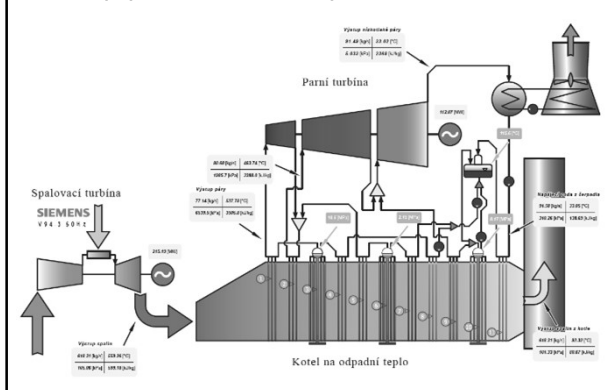


### Klasické parní elektrárny

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

### Paroplynové elektrárny



### Paroplynové elektrárny

Paroplynový cyklus Počerady

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

Garantované parametry

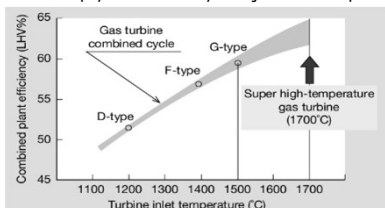
- Hrubá účinnost 58,4 %
- Hrubý výkon 838 MWe
- Vlastní spotřeba 13 MWe
- Emise  $\text{NO}_x, \text{CO}$  40 mg/Nm<sup>3</sup>



### Paroplynové elektrárny

účinnost cyklu je závislá

- na parametrech plynové turbíny – zejména vstupní teplotě spalin



- na optimalizaci návrhu parní části
- vícetlakový HRSG s přehříváním
- nadkritický HRSG

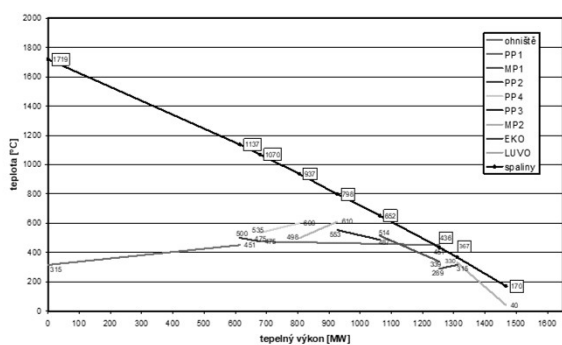
### Specifika kotle na odpadní teplo

kotel nemá spalovací zařízení

rozdíly proti klasickým kotlům jsou

- výrazně nižší teplotní úroveň spalin => důsledky
  - nižší parametry páry
  - pokles teplotních spádů na výhřevných plochách
  - použití žebrovaných trubek
  - obvykle vícetlakový 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

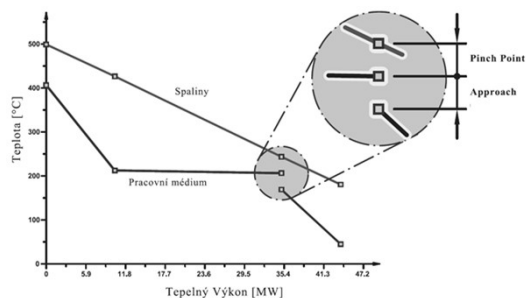
### Q-t diagram uhelného kotle



### Definice pinch pointu a approach

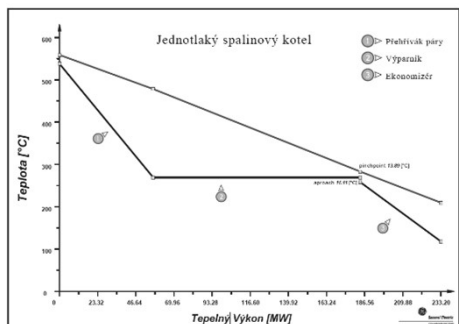
pinch point = koncový teplotní rozdíl

approach = nedohřev



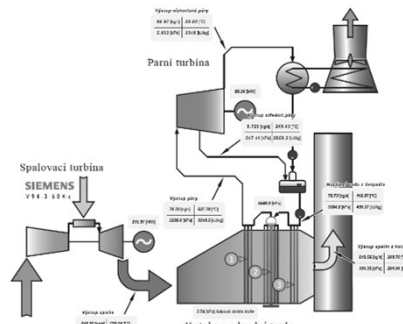
### Paroplynový oběh

jednotlakový systém



### Paroplynový oběh

jednotlakový systém



### Teplotní poměry v HRSG

určení optimálních teplotních poměrů je složitá úloha  
výsledek je funkcí 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

19

### Teplotní bilance HRSG

$$c_p \cdot (t'_4 - t'_5) = y \cdot (i_6 - i_9)$$

$$c_p \cdot (t'_4 - t'_5) = y \cdot (i_6 - i_9)$$

$$c_p \cdot (t'_5 - t_5) = y \cdot (i_9 - i_6) = y \cdot c_w \cdot (t_9 - t_6)$$

současně musí platit

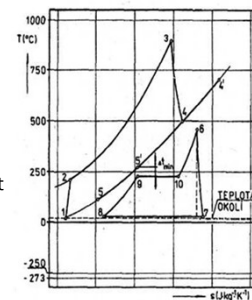
$$(t_5 - t_6)_i; (t'_5 - t_9)_i; (t_4 - t_6) > \Delta t_{min}$$

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

$\Delta t_{min}$  se volí 5 až 40 °C

teplota  $t_5$

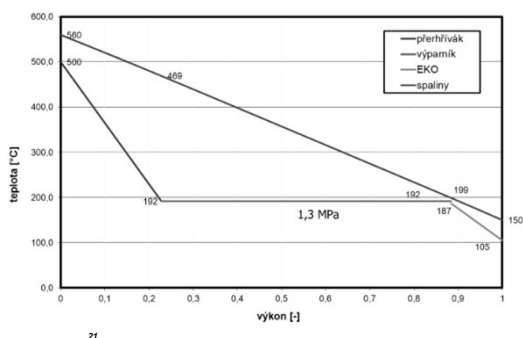
- určuje velikost komínové ztráty, a tedy i účinnosti HRSG
- je funkcí  $y$  a  $\Delta t_{min}$



20

### Paroplynový oběh

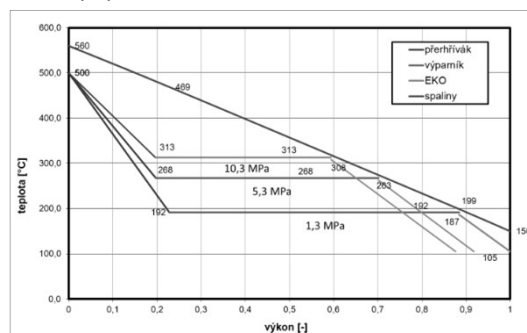
jednotlaký systém



21

### Paroplynový oběh

jednotlaký systém



22

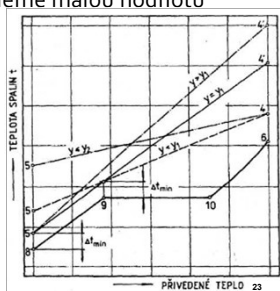
### Teplotní bilance HRSG

při zmenšování  $y$  teplota  $t_5$  roste

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

při daných  $t_{4t}$  a  $\Delta t_{min}$  dostaneme malou hodnotu komínové ztráty

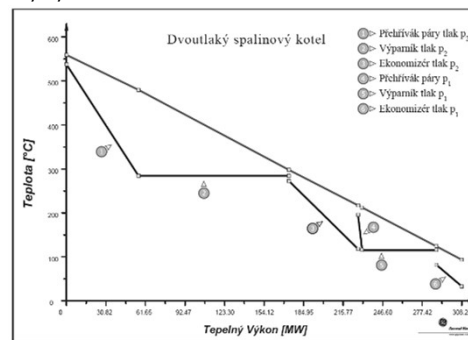
- v případě jednotlakového systému nízkými parametry parního oběhu -  $t_9$
- použitím dvoutlakového oběhu



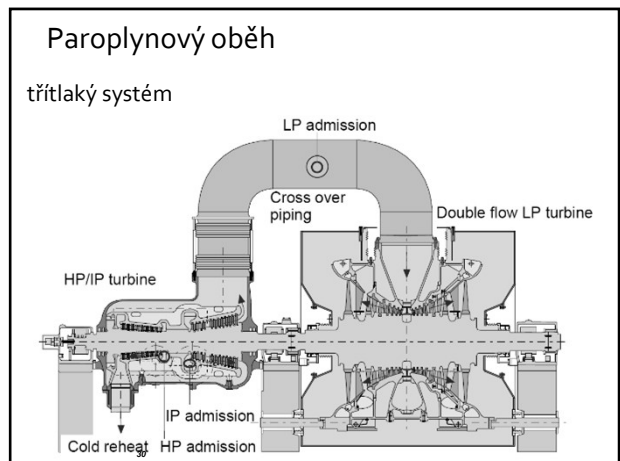
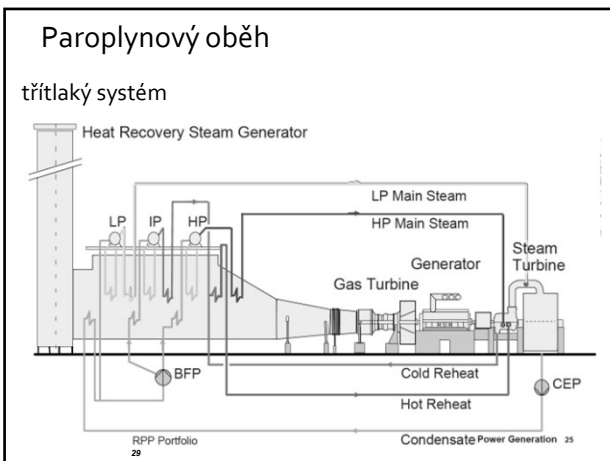
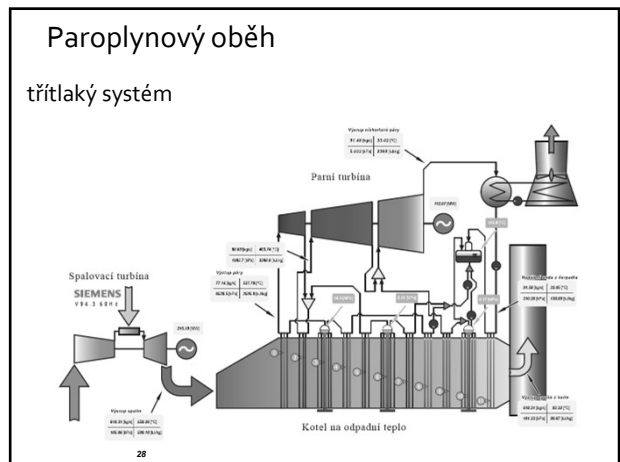
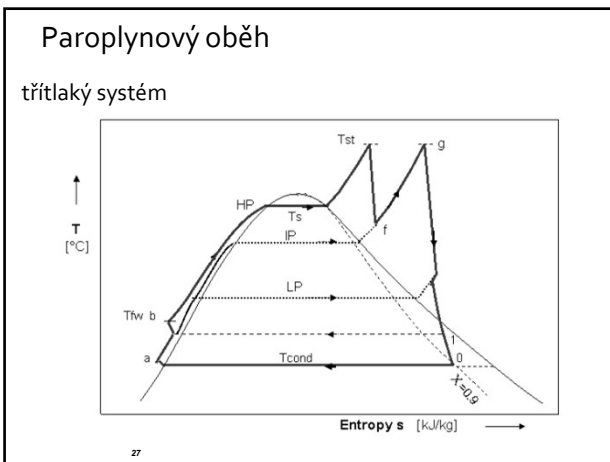
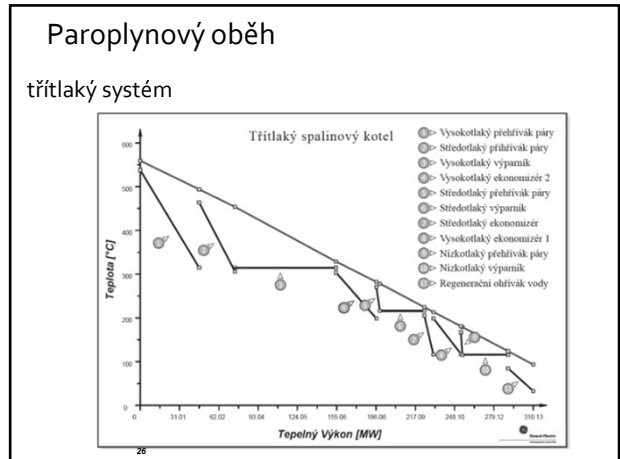
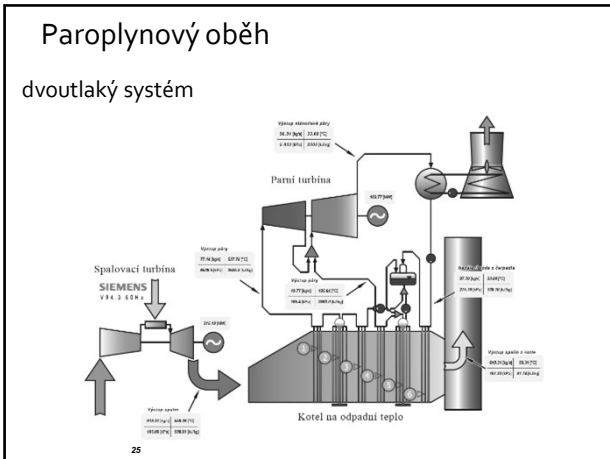
23

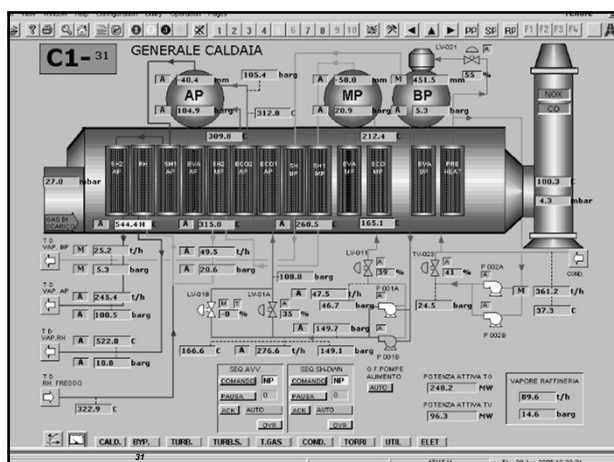
### Paroplynový oběh

dvoutlaký systém



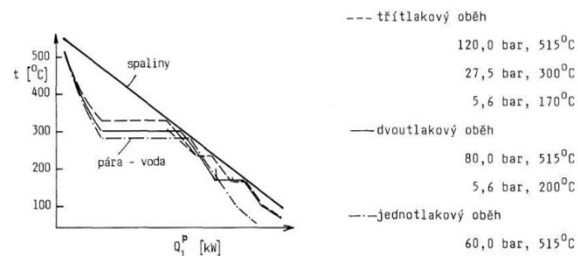
24





## Paroptyný oběh

porovnání z hlediska parametrů páry



## Koncová teplota spalin

HRSG nemá ohřívák vzduchu  
koncovou plochou kotle je EKO

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

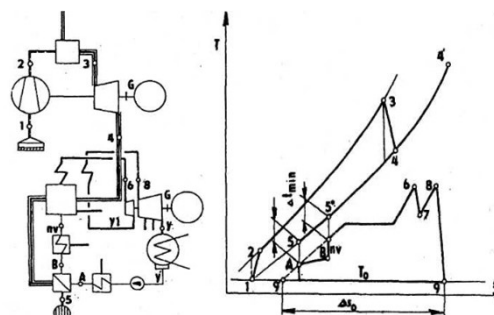
pro lepší dochlazení spalin se za EKO řadí ještě spalínový regenerační ohřívák napájecí vody, který je zapojen k parnímu regeneračnímu ohřevu

- sériově
- paralelně

33

## Spalínový regenerační ohřívák

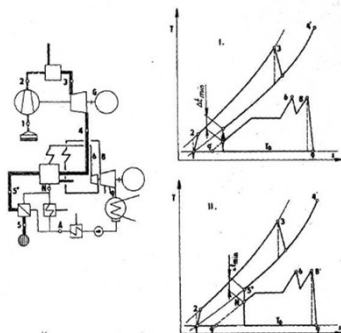
zapojený sériově k parnímu regeneračnímu předehřevu



34

## Spalínový regenerační ohřívák

zapojený paralelně k parnímu regeneračnímu předehřevu



35

## 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 vztahená k teplu spalin na vstupu 88 %

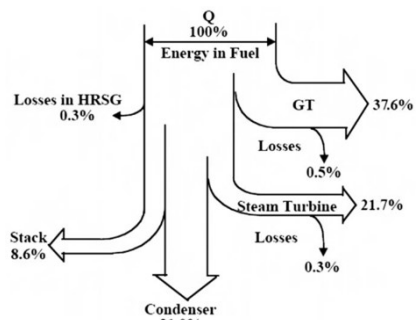
účinnost HRSG vztahená k výhřevnosti plynu 93,5 %

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

36

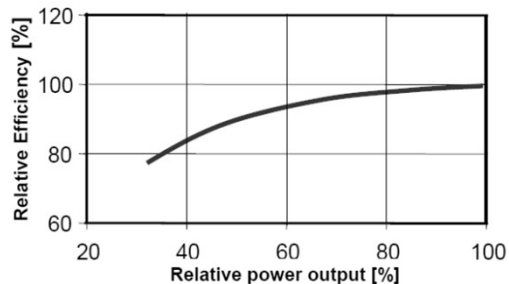
## Účinnost HRSG

(vztaženo ke spalnému teplu)



37

## Vliv výkonu na účinnost PPC



38

## 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

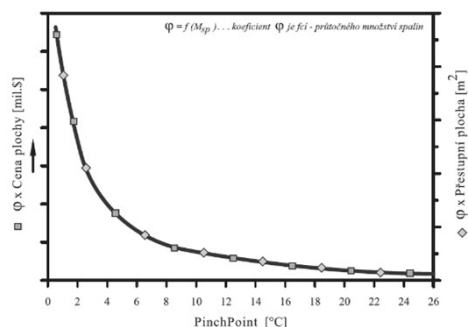
ThermoFlow (GT PRO)

Gate Cycle (GE)

Tempo Cycle (volně šiřitelný)

39

## Vliv pinch pointu na velikost a cenu plochy



40

## Konstrukční provedení HRSG

Konstrukční varianty

- horizontální uspořádání
- vertikální uspořádání

Provedení výparníku

- bubnové s přirozenou nebo nucenou cirkulací
- průtočné

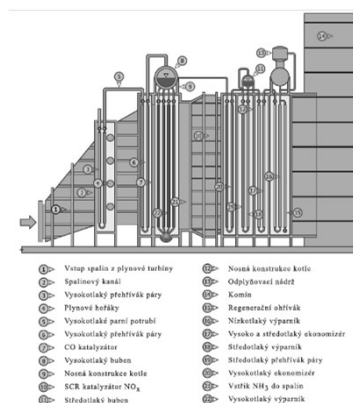
Pracovní tlak

- podkritický
- nadkritický

41

## Horizontální HRSG

- výparník s přirozenou cirkulací
- je z technického hlediska jednodušší



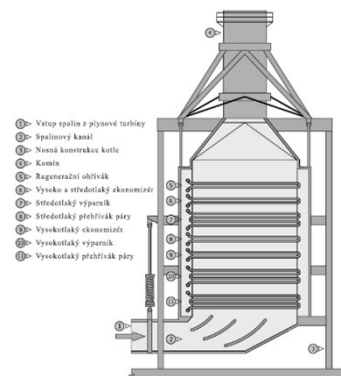
42

### 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



### 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 najždění

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

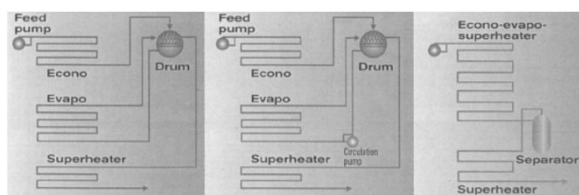
Celosvětově převažují instalace horizontálních kotlů s přirozenou cirkulací

### Systém výparníku HRSG

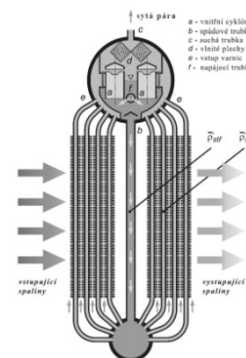
s přirozenou cirkulací

s nucenou cirkulací

průtočný

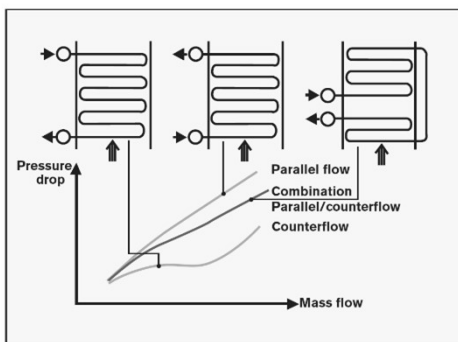


### Výparník s přirozenou cirkulací



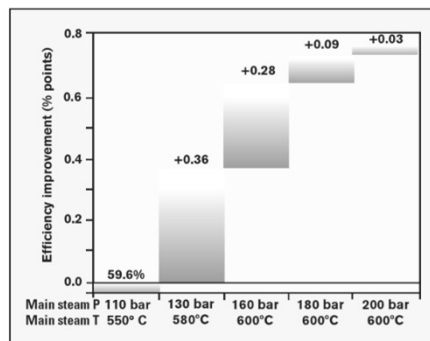


### Výparník s nucenou cirkulací



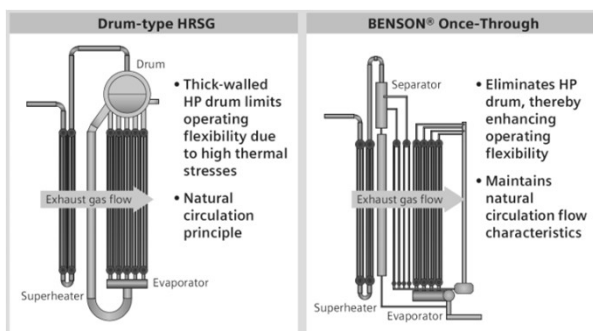
49

### Vliv parametrů páry na účinnost PPC



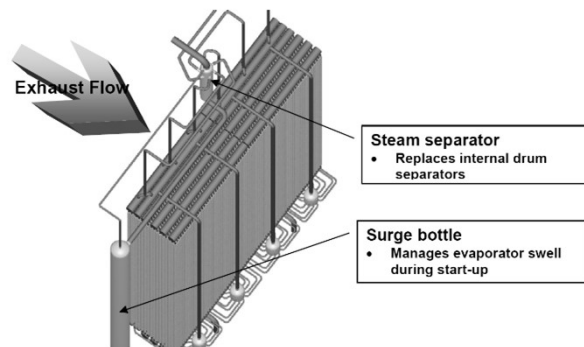
50

### Přechod z cirkulačního na Bensonův průtočný systém výparníku



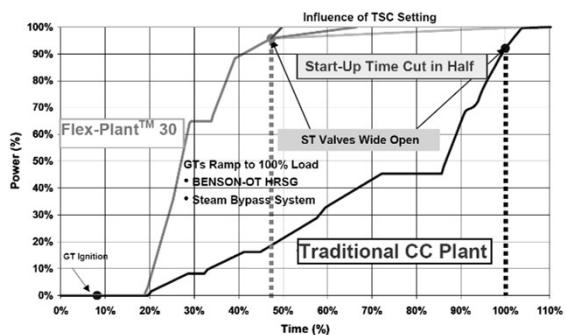
51

### Provedení průtočného výparníku



52

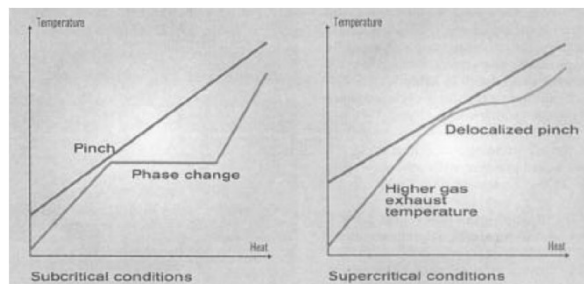
### Zkrácení doby najíždění u průtočného systému výparníku



53

### Nadkritický HRSG

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



54

