

1. Vlastní návrh kotle

1.1. Tepelné schéma a řazení teplosměnných ploch

Výhřevné plochy kotle tvoří ohřívák vzduchu, ohřívák vody, výparník evt. s přechodníkem, přehřívák a přihřívák (mezipřehřívák). Mohou být jedno i vícedílné.

Ohřívák vzduchu je vždy řazen jako poslední plocha ve směru proudění spalin. Jako dvoudílný je jej nutno řešit při požadovaném velkém ohřátí vzduchu, nízké teplotě spalin do komína, malém poměru tepelných kapacit ohřívajícího vzduchu a spalin. Mezi oba díly ohříváku vzduchu se pak řadí ohřívák vody. Při použití Ljungstroemova ohříváku vzduchu je snaha vystačit s jednodílným provedením. Pokud nelze dosáhnout dostatečného ohřátí vzduchu v jednom dílu, jsou oba díly ohříváku vzduchu řešeny na jednom hřídeli a ohřívák vody je řazen k vysokoteplotovému dílu ohříváku vzduchu paralelně.

Ohřívák vody (EKO) se řadí jako další plocha před ohřívák vzduchu (po toku spalin) nebo výjimečně v kombinaci s ním. Míra ohřevu vody v EKO závisí především na pracovním tlaku. Při nízkém a středním tlaku je výparné teplo velké (60 až 70 % výrobního tepla páry), a protože v ohništi se obvykle odevzdá jen asi 40 až 60% tepla, je nutno odpařit část vody v odpařovacím dílu ekonomizéru nebo v kotlovém svazku. Na výstupu z neodpařovacího dílu EKA musí být při všech provozních stavech entalpie vody

$$i''_{EKO} < i'_w - (125 \div 170) \text{ kJ/kg} \quad (1.1)$$

kde i'_w [kJ/kg] je entalpie vody na mezi sytosti. Při vysokém tlaku klesá výparné teplo pod 50% výrobního tepla páry, takže se vystačí s neodpařovacím ekonomizérem. Při velmi vysokém tlaku (14 ÷ 18 MPa) se v širší míře uplatňují kotle průtočné. Na výstupu z konvekčního EKA platí opět výše uvedená podmínka pro výstupní entalpii vody, neboť je nutné, aby v rozdělovací komoře dílu výparníku průtočného kotle, který se někdy též označuje jako sálavý ekonomizér, byla za všech provozních podmínek voda. Tato plocha tvoří stěny výsypky resp. spodní části ohniště.

Výparník všech kotlů je umístěn v ohništi, jelikož tak lze nejspíše zajistit dostatečné chlazení výhřevné plochy při velkých tepelných tocích. U průtočných kotlů končí výparník tzv. přechodníkem, kde se dokončuje odpařování a usazuje zbytek solí, není-li voda zcela demineralizovaná. V tom případě se umísťuje přechodník v oblasti menších tepelných toků a vstupní suchost parovodní směsi se volí $x = 0,75 \div 0,85$. Entalpie výstupní páry z přechodníku bývá

$$i_p = i''_p + (85 \div 170) \text{ kJ/kg} \quad (1.2)$$

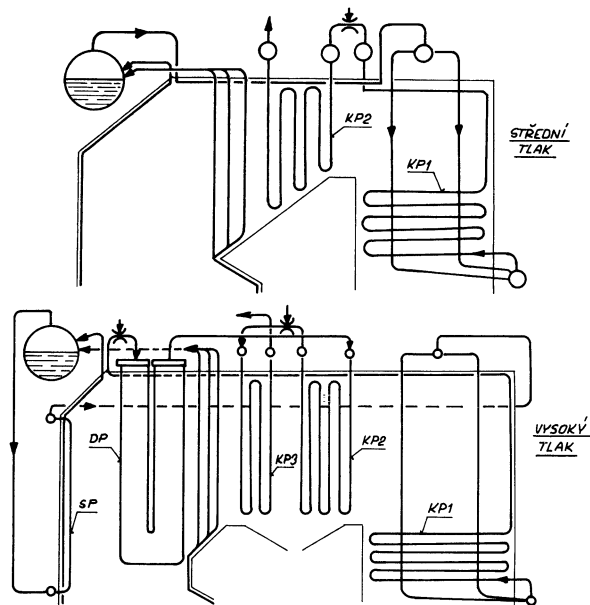
kde i''_p [kJ/kg] je entalpie páry na mezi sytosti.

Přehřívák je tvořen dvěma až pěti sériově řazenými díly. O jejich skutečném počtu rozhoduje tlak páry, teplota přehřátí, nároky na dynamické vlastnosti a roční využití kotle. Rozdíl v počtu a řazení přehříváků pro středotlaký a vysokotlaký kotel je vidět na obrázku.

Uspořádání přehříváků pro střední a vysoký tlak páry

KP – konvekční přehřívák, DP – deskový přehřívák, SP – sálavý přehřívák

Pro špičkové kotle a nízkou teplotu přehřátí se užívá menší počet dílů. Při teplotě páry 540°C se u dvoutahových kotlů obvykle řadí jako první přehřívák, který chladí strop evt. stěny vrchní části ohniště či převáděcího kanálu a obrátové komory. U věžových kotlů jsou jako první zapojeny chlazené závěsy konvekčních svazků. Řazení dalších dílů se řídí druhem paliva, teplotou napájecí vody, spalin za kotlem a teplotou ohřátí vzduchu. Při spalování nízkokalorického hnědého uhlí, nízké teplotě spalin za kotlem a teplotě ohřátého vzduchu a vysoké teplotě napájecí vody, se řadí druhý díl přehříváku před ohřívák vody. Ohřev páry v něm se volí o 200 ÷ 300 kJ/kg, tj. výstupní teplota bývá cca 370 až 400°C. Jako třetí díl následuje deskový přehřívák s ohřevem páry na 460 až 515°C, s předřazeným vstřikem. Přehřátí na 530 až 540°C se dokončuje ve výstupním konvekčním přehříváku s Δi_p menším než 125 ÷ 200 kJ/kg. Velké ohřátí v posledním dílu přehříváku zhoršuje dynamické vlastnosti regulace teploty přehřáté páry a zvětšuje



rozptýl výstupní teploty páry jednotlivých paralelních hadů. Při teplotě páry 565°C je nutno řadit ještě další přehřívák z feriticko-martenzitických chromových ocelí nebo austenitických ocelí. Výstupní přehřívák bývá zapojen jako souproudý a musí být před přímým sáláním z ohniště chráněn předřazenou mříží, svazkem nebo jinou plochou. Při spalování vysocevýhrevných paliv je možné řazení druhého dílu přehříváku do ohniště (jako deskového či nástěnného) s ohřátím páry na $370 \div 400^{\circ}\text{C}$, z něhož se teprve přejde do konvekčního přehříváku v druhém tahu s ohřátím páry na $420 \div 460^{\circ}\text{C}$. Přehřátí se pak dokončí v jednom či dvou konvekčních přehřívácích. Zmenšením počtu dílů se kotel zlevňuje.

1.1.1. Návrh celkového uspořádání kotle

Hlavními kritérii pro posouzení vhodnosti volby celkového uspořádání kotle, tj. typu a tvaru ohniště s hořáky a průtahů, jakož i pomocných zařízení, jsou :

- minimální investiční náklady kotle, nosné konstrukce i budovy kotelny,
- minimální provozní náklady
- maximální provozní spolehlivost a provozní pružnost kotle

Volí se způsob spalování a typ spalovacího zařízení, tvar ohniště evt. rozmístění a počet hořáků a prostorové uspořádání dodatkových ploch a průtahů. Současně je nutno navrhnout dispozici palivového hospodářství a uspořádání všech vzduchových, spalinyových, palivových i parních potrubí.

Nalezení optimální koncepce je v důsledku velkého počtu ovlivňujících faktorů a tudíž i variant a současně velkého počtu často obtížně souměřitelných kritérií značně obtížný úkol, jenž vyžaduje značné zkušenosti a použití moderní výpočetní a modelovací techniky.

Základní koncepce kotlů lze dělit do čtyř hlavních skupin :

- pro spalování jakostních tuhých paliv
- koncepce vhodné pro spalování méněhodnotných tuhých paliv
- koncepce pro spalování alternativních paliv (např. odpadů) a biopaliv
- pro spalování kapalných nebo plyných paliv pro velké výkony
- pro spalování kapalných nebo plyných paliv pro malé výkony

1.1.2. Jednotlivé koncepční typy

Klasické koncepční varianty kotlů ukazuje obrázku. Z nich jsou nejčastěji užívané následující :

Jednotahové (věžové) uspořádání.

Výhody : u olejových a plynových přetlakových ohnišť spaliny jdou přímo do komína na střeše kotelny, u práškových ohnišť je menší abraze a lepší spalovací poměry, odpadá obrátová komora.

Nevýhody : těžší nosná konstrukce, obtížná montáž u velkých výkonů, u práškových ohnišť nutný prázdný průtah k sacímu ventilátoru evt. ohříváku vzduchu, nízké rychlosti spaliny na konci kotle. Celkově investičně je kotel většinou dražší.

Dvoutahové uspořádání tvaru II.

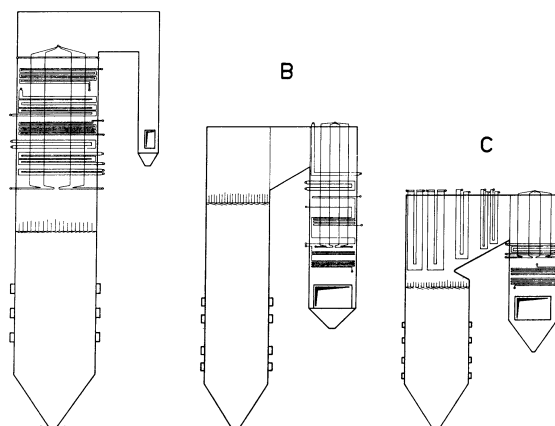
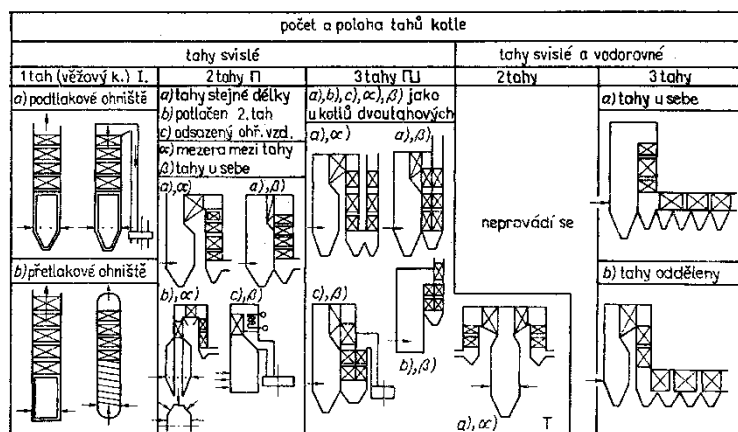
Výhody : jednoduchá konstrukce, snadná možnost protiproudého uspořádání dodatkových ploch, vhodná dispozice spalinyových ventilátorů, možnost dobrého čištění dodatkových ploch, snadná možnost rozdělení ohniště dělicími stěnami.

Nevýhodou je nerovnoměrnost koncentračních a rychlostních profilů ve druhém tahu velkých jednotek, větší abrasní účinek popílkových částic, značný objem málo využitě obrátové komory, obtíže s umístěním velkého rekuperačního ohříváku ve 2. tahu. Ohřívák vzduchu se proto často umísťuje na samostatné nosné konstrukci (Ljungstroem vždy).

Třítahové uspořádání s tahy za sebou.

Výhody : částečné odloučení popílku ve 2. tahu, snížení teploty spaliny před konvekčními plochami, snížení zanášení výhrevných ploch. Možná je i varianta se stropními hořáky. Je vhodné pro průmyslové kotle s nižším tlakem a kotle pro spalovny odpadů.

Současné koncepce uhelných granulačních kotlů vysokých a velmi vysokých výkonů jsou vidět na obrázku.



Granulační kotle pro spalování uhlí

A – věžový kotel, B – dvoutahový II kotel, C – dvoutahový II kotel s přehříváky v přechodovém tahu

2. Vliv parametrů páry na koncepci kotle

Kotle se dělí podle tlaku na nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké. K nízkotlakým patří kotle velkoprostorové s provozním tlakem do 2,5 MPa. Středotlaké kotle se počítají až do tlaku 6,4 MPa. Nad 6,4 MPa je oblast vysokého tlaku, která se dělí na oblast tlaku podkritického a nadkritického. Hranicí je kritický tlak 22,5 MPa. U vysokotlakých kotlů, které se uplatňují především jako zdroj páry pro pohon parních turbín v energetických centrálách, je nezbytné zvýšení teploty napájecí vody regenerací tepla z nízkotlakých případně i vysokotlakých odběrů turbíny. Jinak by teplo pro dohřev napájecí vody k mezi sytosti bylo příliš velké a účinnost cyklu nízká. Doporučené teploty napájecí vody a páry v závislosti na tlaku uvádí tab. 2-1.

tab. 2-1 Rozdělení výrobního tepla páry podle jejích parametrů

Parametry			Celkové předané teplo $i_{pp} - i_{nv}$ [kJ/kg]	Části tepla na		
tlak páry p_{pp} [MPa]	teplota páry t_{pp} [°C]	teplota nap. vody t_{nv} [°C]		ohřátí k bodu varu $\frac{i' - i_{nv}}{i_{pp} - i_{nv}}$ [%]	odpařování $\frac{r}{i_{pp} - i_{nv}}$ [%]	přehřátí $\frac{i_{pp} - i''}{i_{pp} - i_{nv}}$ [%]
1,3	350	105	2708	14,9	72	13,1
3,8	445	145	2708	18,8	62	19,2
9,4	540	225	2511	19,2	49,9	30,9
13,6	570	230	2519	25,5	38,1	36,4
17,5	570	250	2390	26,2	34,3	39,5
25,4	570	260	2261			

Rostoucí parametry páry mají rozhodující vliv na konstrukci kotle. Celkové množství tepla odevzdaného napájecí vodě pro výrobu přehřáté páry je dáno rozdílem entalpií $i_{pp} - i_{nv}$ [kJ/kg]. Rozdělení tepla na jednotlivé výhřevné plochy v kotli ukazuje tab. 2-1. S růstem parametrů páry skupenské teplo výparné r [kJ/kg] klesá a roste teplo na ohřev vody k mezi sytosti $i' - i_{nv}$ [kJ/kg] a na přehřátí páry $i_{pp} - i''$ [kJ/kg]. To má za následek, že u kotlů s vysokými parametry, kdy se ještě používá přehřívání páry, tvoří podstatnou část teplosměnných ploch přehříváky a přihříváky. Protože teplota spalín na výstupu z ohniště je nezávislá na parametrech páry a volí se především s ohledem na vlastnosti paliva, nastává u vysokých tlaků přebytek tepla v ohništi a je nutné používat sálavé a polosálavé (deskové) přehříváky páry. Tento faktor z hlediska regulace zlepšuje charakteristiku přehříváku, neboť u sálavých přehříváků při snižování výkonu kotle teplota páry roste, u konvekčních je tomu naopak. Tím lze docílit přijatelné charakteristiky přehříváku málo závislé na výkonu.

3. Vliv tlaku na tepelné schéma kotle

Střední tlak

Středotlaké kotle se uplatňují v průmyslových energetických zdrojích nebo v menších teplárnách. Řeší se většinou jako bubnové s přirozenou cirkulací. Převážná část tepla se využívá pro odpaření vody, proto musí být patřičně dimenzován výparník. Ten obvykle nestačí umístit na stěny spalovací komory a musí být doplněn o konvekční část. Proto se do druhého spalínového tahu umísťuje kotlový svazek ze svislých trubek nebo meandrovitě tvarovaných desek. Bilanci výparníku může zlepšit též použití ekonomizéru s částečným odparem vody.

U středotlakých kotlů s jednostupňovým ohřívákem vzduchu postupně za ohništěm následuje mříž, kotlový svazek, přehřívák, ekonomizér a ohřívák vzduchu. Přírůstek entalpie pracovní látky v ekonomizéru Δi_{EKO} [kJ/kg] a v kotlovém svazku Δi_{KS} [kJ/kg] musí splňovat podmínku

$$\Delta i_{EKO} + \Delta i_{KS} = (i_{pp} - i_{nv}) - (\Delta i_o + \Delta i_p) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.1)$$

kde Δi_o , Δi_p [kJ/kg] je přírůstek entalpie v ohništi a přehříváku. Pokud se teplota na výstupu z ohniště t_{ok} odvozuje od vlastností paliva, je možné prohlásit, že potřebný přírůstek entalpie v EKO a kotlovém svazku je určen použitým palivem.

Stěny spalovací komory pokrývá výparník. Obecně se v ohništi odevzdá 45 až 60 % z celkového přivedeného tepla podle druhu spalovaného paliva. Dle tab. 2-1 je v závislosti na tlaku pro odpaření vody potřeba 60 až 70 % z celkového množství tepla. Proto je zapotřebí zbytek tepla na odpařování získat mimo ohniště v kotlovém svazku a odpařovacím ekonomizéru. Výhodnější je dávat více tepla na odpařovací EKO až do suchosti páry na výstupu $x = 15$ až 20 %. Zbytek tepla se dává na kotlový svazek, který musí mít svislé nebo strmě skloněné trubky, tudíž pro přestup tepla nepříznivé podélné obtékání spaliny. Při rozdělení EKA na dva díly je nutno dbát na to, aby na výstupu z prvního dílu byla ještě voda při všech provozních stavech, tj.

$$i_{EKO1} \leq i' - (125 \div 170) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.2)$$

Vysoký tlak

Vysokotlaké kotle se využívají v elektrárnách nebo větších teplárnách a zajišťují dodávku páry pro pohon parní turbíny kondenzační nebo protitlaké. Dle provozních požadavků mohou být konstruovány jako bubnové s nucenou cirkulací nebo průtlačné.

Při vysokém tlaku se snižuje výparné teplo na hodnotu menší než 50% celkového výrobního tepla, což plně postačuje pro výrobu syté páry ve výparníku umístěném na stěny ohniště, u paliv s malým obsahem vlhkosti lze dokonce hovořit o přebytku tepla v ohništi. Proto se voda v EKO neohřívá na bod varu a v ohništi se umísťuje sálavý koncový díl ekonomizéru a k výstupu polosálavý přehřívák. U vysokotlakých bubnových kotlů odpadá kotlový svazek a stačí použití mříže, která vzniká rozvedením trubek zadní stěny ohniště při jejich průchodu vodorovným přehřívákovým tahem kotle. Přírůstek entalpie pracovní látky v mříži se určí kontrolním výpočtem mříže. Potom přírůstek entalpie v ekonomizéru (obou stupních) se vypočte jako zbytek tepla podle vztahu

$$\Delta i_{EKO} = (i_{pp} - i_{nv}) - (\Delta i_o + \Delta i_{mr} + \Delta i_p) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.3)$$

kde Δi_o , Δi_{mr} , Δi_p [kJ/kg] je přírůstek entalpie v ohništi, mříži a přehříváku

Velmi vysoký tlak

Kotle s velmi vysokým tlakem páry se navrhuje pro kondenzační elektrárny, kde je zapotřebí zajistit maximální termickou účinnost cyklu výroby elektrické energie. Řeší se převážně jako průtlačné nebo se superponovanou cirkulací ve výparníku, vyjimečně mohou být i bubnové.

Použití vyšších tlaků do 14 ÷ 18 MPa je spojeno se zavedením přehřívání (mezipřehřívání) páry. Přírůstek entalpie páry v přehříváku představuje asi polovinu přírůstku entalpie ostré páry. Proto je vhodné přehřívák dělit na dva díly. Výstupní svazek přehříváku se zpravidla umísťuje za výstupním dílem přehříváku, a to v oblasti teplot spalin 800 až 900 °C v závislosti na použitém schématu najíždění bloku. Vstupní díl přehříváku se umísťuje před nebo za první konvekční přehřívák.

Průtlačné kotle s podkritickým tlakem

Průtlačné kotle se používají při vysokém a nadkritickém tlaku. Rozdělení tepla mezi jednotlivými díly a výběr schématu se poněkud zjednodušuje vzhledem k bubnovým kotlům. U průtlačného kotle se udržuje konstantní entalpie pracovní látky ve třech místech a sice :

- za ekonomizérem
- ve výparníku
- za přechodníkem.

Na vstupu do sálavého ekonomizéru umístěného ve výsypce ohniště musí být za všech provozních stavů voda z důvodu rovnoměrného rozdělení pracovní látky do jednotlivých varnic výparníku, a proto maximální entalpie vody na výstupu z konvekčního ekonomizéru (na vstupu do výparníku) musí být

$$i_{EKO2} = i_{lvyp} \leq i' - (170 \div 210) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.4)$$

Poslední část výparníku průtlačného kotle, kde končí odpaření vody a začíná přehřívání, se označuje jako přechodník a nechává se buď ve spalovací komoře jako nepřerušené pokračování výparníku nebo se umísťuje do oblasti nižších teplot (do konvekčního tahu). V případě, kdy se přechodník vynášá z ohniště, je nutné z hlediska rovnoměrného rozdělení proudění směsi do jednotlivých hadů přechodníku, aby suchost páry na výstupu z výparníku, neboli na vstupu do přechodníku, byla v rozmezí $x = 0,75$ až 0,85. Výstupní entalpie z přechodníku i_{2p} [kJ/kg] se volí tak, aby na výstupu z přechodníku byla vždy

mírně přehřátá pára za účelem zabránění usazování solí v následující přehřívákové ploše, která se obvykle umísťuje do horní části ohniště

$$i_{2p} = i'' + (85 \div 170) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.5)$$

Pro snížení tepelné nerovnoměrnosti v jednotlivých dílech přehříváku a pro dosažení příznivé charakteristiky se dělí přehřívák na několik dílů (4 až 5). Přírůstek entalpie páry v jednotlivých stupních se volí v rozsahu $\Delta i_p = 125 \div 330 \text{ kJ/kg}$, přičemž menší hodnota se volí pro výstupní díl přehříváku z důvodu lepší regulace teploty páry. Čím blíže k syté páře, tím větší přírůstek lze v daném rozsahu volit. Ve většině případů se používá následující posloupnost řazení jednotlivých dílů přehříváku: sálavý (nástěnný, stropní), první konvekční (ležatý), polosálavý (deskový, také nazývaný šotový), výstupní konvekční (visutý). Toto schéma odpovídá klasické dvoutahové koncepci kotle.

Výstupní díl přehříváku se často navrhuje jako souproudý, aby se snížilo extrémní teplotní namáhání a prodloužila životnost daná materiálovými vlastnostmi trubek.

U průtlačných kotlů obvykle vystačíme s menším počtem konvekčních dílů přehříváku než u bubnových, neboť horní část spalovací komory a další stěny jsou pokryty stěnovými přehříváky.

Průtlačné kotle s nadkritickým tlakem

Přestože v nadkritické oblasti tlaků kotle již teoreticky nemají výparník, neboť se předpokládá skoková (nebo velmi rychlá) změna skupenství vody přímo v páru, přesto se zachová klasické členění i umístění ploch v kotli (včetně tzv. výparníku). Důvody jsou dva:

- místo fázové změny se s výkonem kotle mění (průtlačné kotle nemají pevný konec odpaření)
- při regulaci výkonu bloku s klouzavým tlakem může při sníženém výkonu dojít k poklesu tlaku páry do podkritické oblasti. Kotel pak funguje jako podkritický a musí splňovat všechny požadavky stabilního a bezpečného provozu i v tomto režimu uvedené výše. Proto může být pro návrh nadkritického kotle určující jeho provozní režim při minimálním výkonu.