

4 SPALOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Spalovací zařízení parních a horkovodních kotlů se skládá z ohniště s hořáky nebo roštem a z pomocných zařízení, tj. zařízení k přípravě paliva ke spalování, zařízení k zachycování a odstraňování tuhých zbytků po spalování, z ohříváků spalovacího vzduchu, sacích a vzduchových ventilátorů, odlučovačů popílku, komína, ofukovačů atd.

4.1 OHNIŠTĚ

4.1.1 FUNKCE A ZÁSADY SPRÁVNÉHO NAVRHOVÁNÍ

Ohniště parního kotle je prostor vymezený výhřevnými plochami, popř. i nechlazenými keramickými stěnami, v němž se průběžně spaluje požadované množství paliva za účelem uvolnění potřebného toku tepla. Dobře pracující ohniště musí splňovat celou řadu požadavků, z nichž nejdůležitější jsou:

- zajistit dokonalé průběžné spalování přiváděného paliva s optimálním přebytkem spalovacího vzduchu a s nejvyšší možnou účinností,
- umožnit co nejširší palivový program, aniž by vznikly provozní potíže nebo příliš poklesla účinnost kotle,
- vznikající tuhé a plynné spaliny nesmějí vyvolávat zkrácení provozní periody, např. nadměrnou tvorbou nánosů a korozi, ucpáváním průtočných, vypustných a recirkulačních průřezů apod.,
- ve spalinách nemají být jedovaté složky, např. CO, As apod. a mělo by být minimum SO₃, NO_x apod.,
- ohniště má mít jednoduchou a účinnou regulaci výkonu v co nejširším rozmezí,
- stabilita hoření musí být dobrá jak při stacionárních, tak i při přechodových stavech, jmenovitě v blízkosti minimálního výkonu,
- obestavěný objem a půdorysná plocha mají být minimální,
- stěny ohniště musí umožňovat vytvoření potřebné výhřevné plochy k ochlazení spalin tak, aby na konci ohniště měly teplotu nižší než, je teplota

měknutí popelovin, a aby nebyla překročena určitá teplota stěny přehřívákových trubek, popř. nebyly v ohništi místní vysoké teploty,

- ztráty tepla do okolí a cena izolace musí být minimální, obezdvíka lehká, jednoduchá a levná,
- ohniště musí být těsné, aby při přetlaku neunikaly spaliny do prostoru kotelny a při podtlaku se nepřisával falešný vzduch,
- opotřebení jednotlivých částí ohniště (opalem, erozí a korozi) musí být přiměřené,
 - nosná konstrukce ohniště by měla být lehká a tuhá,
 - vlastní spotřeba energie při provozu ohniště a jeho pomocných zařízení se požaduje co nejnižší,
 - výroba, montáž a demontáž při opravách mají být jednoduché a snadno proveditelné.

Všechny uvedené požadavky nelze současně na nejvyšší míru splnit, protože jednotlivé z nich vyžadují často opačná opatření. Bude tedy záležet na umění konstruktéra, aby navrhl optimální řešení, které by splňovalo v nejvyšší míře co nejvíce z uvedených požadavků.

4.1.2 POROVNÁVACÍ KRITÉRIA OHNIŠŤ

- Intenzita uvolňování tepla v ohništi se posuzuje podle středního měrného tepelného zatížení \bar{q} , objemu ohniště V_o (m³),

$$\bar{q}_v = \frac{M_{pv} Q_n}{V_o} \quad (\text{kW m}^{-3}), \quad (4.1)$$

které závisí na toku paliva M_{pv} (kg s⁻¹) při jmenovité výkonnosti kotle M_{pj} (t h⁻¹), na jeho výhřevnosti Q_n (kJ kg⁻¹) a na typu ohniště, jak je zřejmé z tab. 4.1 a z obr. 4.1, popř. z obr. 4.2. Obecně platí, že s klesající výhřevností a klesající poměrnou výkonností hodnota \bar{q}_v klesá. Zmenšuje se i s rostoucí jmenovitou výkonností, a to podle vztahu

$$\frac{\bar{q}_{v1}}{\bar{q}_{v2}} = \left(\frac{M_{pj1}}{M_{pj2}} \right)^{-k}, \quad (4.2)$$

v němž pro granulární ohniště na hnědém uhlí $k = 0,3$ až $0,36$.

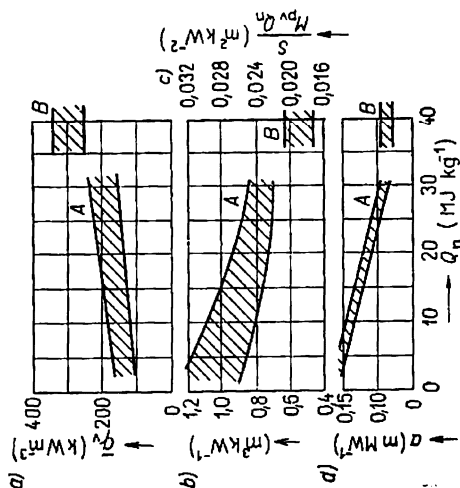
Střední měrné tepelné zatížení ohniště \bar{q}_v definované podle (4.1) respektuje teplo přivedené do ohniště ohřátým vzduchem, ani teplo recirkulovaných spalin a citelné teplo paliva. Zdálo by se, že tím vzniká chyba při určení objemu ohniště, avšak pro předběžný odhad V_o vztah (4.1) postačí. Ne-

dostatek lze kompenzovat při volbě \bar{q}_v tím, že se pro nižší teplotu ohřátého vzduchu a menší hodnotu recirkulace použije nižší hodnota a naopak.

Tab. 4.1. Střední měrná tepelná zátěž ohniště a tepelných motorů

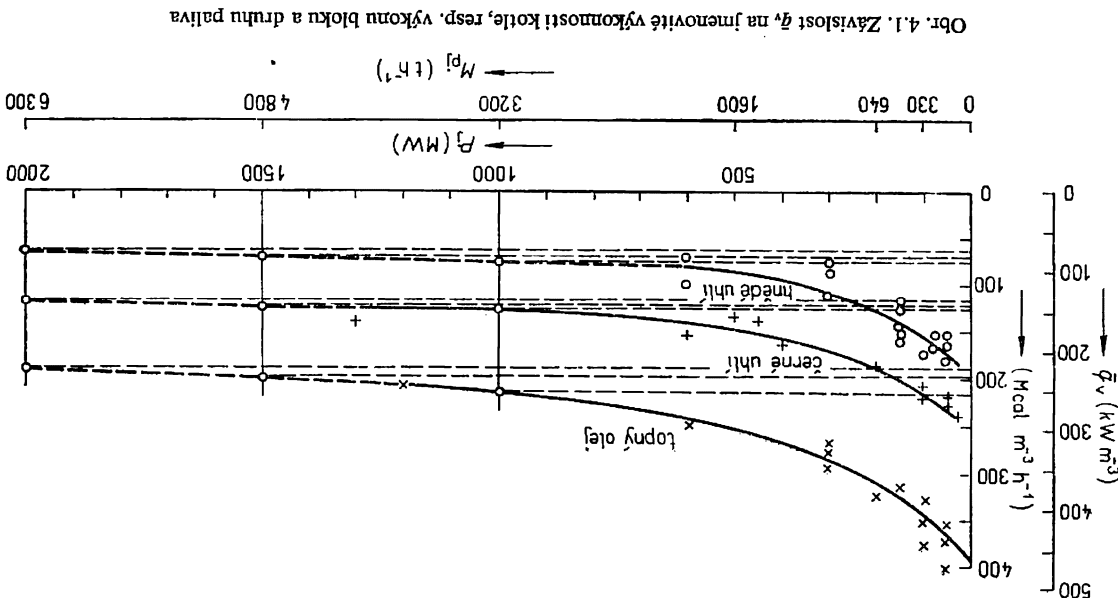
Ohniště	\bar{q}_v (kW m ⁻³)	Tepelné zařízení	\bar{q}_v (10 ³ kW m ⁻³)
roštová	100 až 400	automobilový motor	7,2 až 36
granulační prášková	100 až 200	kombustor letecké	10 až 50
výtavná prášková	150 až 300	plynové turbíny	40 až 100
svíslá cyklónová	800 až 1 200	rakety	400 až 1 000
vodorovná cyklónová	3 000 až 6 000	homogenní atomový	
na topné oleje	200 až 2 000	reaktor	
plynová	200 až 2 000		

Místní měrné tepelné zátěže \bar{q}_v není v celém objemu ohniště konstantní, ale mění se podle stupně vyhoření paliva po výšce i šířce, jak je např. vidět z obr. 4.3.



Obr. 4.2. Vliv výškovosti na měrné hodnoty ohniště
 $a - q_v$, $b -$ měrný obestavený prostor, $c -$ měrná výhřevná plocha, $d -$ poměrná šířka.
 Palivo: A — uhlí, B — topný olej

U granulačních ohnišť je důležité zejména místní měrné tepelné zátěžení objemu hořákového pásma, neboť je jedním z kritérií sloužících k posouzení sklonu těchto ohnišť k zastruskování.



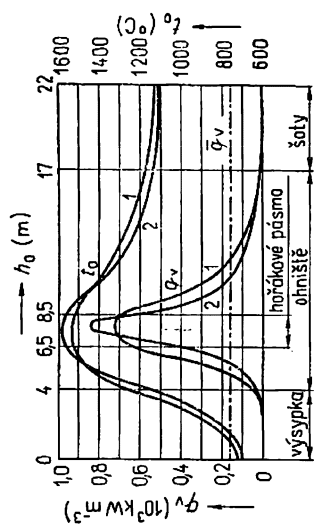
Obr. 4.1. Závislost \bar{q}_v na jmenovité výkonnosti kotle, resp. výkonu bloku a druhu paliva

b) *Sřední měrný tepelný tok* do výhřevných ploch na stěnách ohniště

$$\bar{q}_{st} = \frac{Q_{st}}{S} = \frac{Q_u + Q_r - Q_{ok} - Q_f}{S} = \frac{\mu_o(Q_u(1 - \zeta_r) + Q_r)}{S} \quad (\text{kW m}^{-2}), \quad (4.3)$$

závisí na celkovém tepelném toku do výhřevných ploch ohniště

$$Q_{st} = Q_u + Q_r - Q_{ok} - Q_f = \mu_o(Q_u + Q_r - Q_f) \quad (\text{kW}), \quad (4.4)$$



Obr. 4.3. Průběh q_v a teploty spalín podél výšky ohniště:
1 — hnědé uhlí,
2 — černé uhlí

ke kterému dochází převážně sáláním obsahu ohniště, a na ploše vnitřního povrchu ohniště S (m^2). Teplo uvolněné v ohništi

$$Q_u = Q_{pv} + Q_v \quad (\text{kW}) \quad (4.5)$$

se skládá z tepla přivedeného v palivu

$$Q_{pv} = M_{pv}[(1 - \zeta_N) Q_n + c_{pv} t_{pv}] \quad (\text{kW}), \quad (4.6)$$

z tepla v ohřátém spalovacím vzduchu

$$Q_v = M_{pv}(1 - \zeta_N) V_{\zeta, v} t_v = M_{pv}(1 - \zeta_N) \alpha_o V_{v, \text{min}} c_{v, v} \quad (\text{kW}) \quad (4.7)$$

a tepla v recirkulovaných spaliniích

$$Q_r = r M_{pv}(1 - \zeta_{MN}) V_{st} c_{st} t_{st} = r M_{pv}(1 - \zeta_{MN}) [V_{sv, \text{min}} + (\alpha_r - 1) V_{v, \text{min}}] c_{st} t_{st} \quad (\text{kW}). \quad (4.8)$$

Citelné teplo paliva $M_{pv} c_{pv} t_{pv}$ bývá relativně malé a zanedbává se. V rovnicích (4.3) a (4.4) se někdy pro přehlednost vypouští citelné teplo ve skváře a struce Q_f . Objem vzduchu V_v ($\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$) odpovídá součiniteli přebytku vzduchu v ohništi α_o .

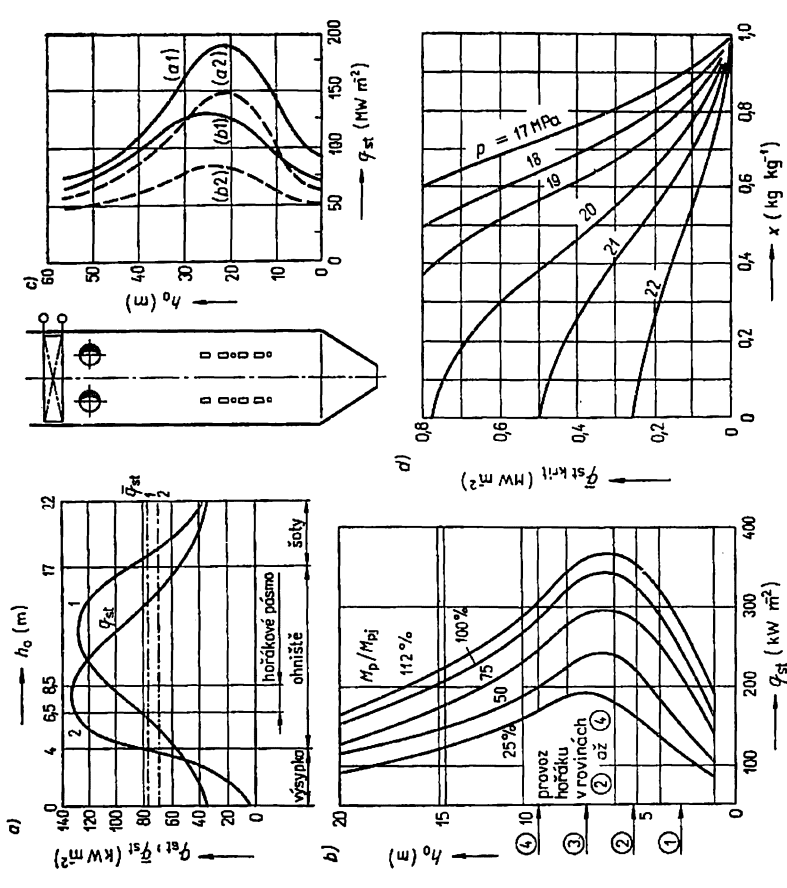
Teplo recirkulovaných spalín závisí na poměrné recirkulaci r ($\text{m}^3 \text{m}^{-3}$), na součiniteli přebytku vzduchu α_r a teplotě odběru. (Poměrné ztráty mechanickou ζ_{MN} a chemickou ζ_{CN} , popř. celkovou ζ_N nedokonalostí spalování

viz [4.23], kap. 6.6.3 a 13.4.4). Teplo odcházející v plynných spaliniích z ohniště

$$Q_{ok} = M_{pv}(1 - \zeta_{MN}) V_{\zeta, \text{ok}} t_{ok} = M_{pv}(1 - \zeta_{MN})(1 + r) V_{\zeta, \text{ok}} t_{ok} \quad (\text{kW}) \quad (4.9a)$$

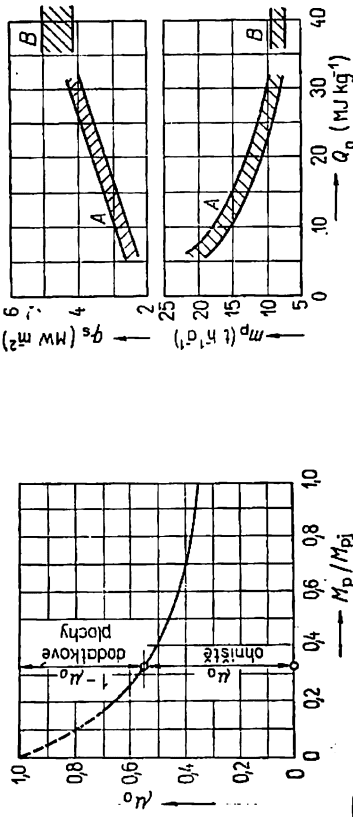
vyplyne z požadované teploty spalín na konci ohniště t_{ok} . Teplo odváděné v tuhých spaliniích — skváře (ζ_k), struce (ζ_r) a popílku (ζ_p) odváděného z ohniště přímo — (teplo v popílku unášeného spalinií je zahrnuto v Q_{ok})

$$Q_f = \sum M_{pv} \frac{A}{1 - C_{Ai}} X_i C_i t_i \quad (i = \text{šk, str, pop}) \quad (4.9b)$$



Obr. 4.4. Průběh místních měrných tepelných toků do stěn ohniště po jeho výšce a — uhlí hnědé (1), černé (2), b — vliv částečné výkonnosti a polohy vypnutých horákových pásem, c — vliv částečného zatížení ($a = 100\%$, $b = 40\% M_{pj}$) a zaškvrňování (1 — čistá plocha, 2 — nános před odstavením) u kotle na hnědé uhlí pro blok 600 MW, d — kritický tepelný tok do stěny výparníku v závislosti na tlaku a suchosti x

závisí na obsahu popela A (kg kg^{-1}) v palivu, nespáleném uhlíku C_i (kg kg^{-1}) a podílu X_i , který přechází ve škváru, strusku a popílek. Teplota popílku odcházejícího se spalninami je $t_{\text{pop}} = t_{\text{ok}}$. Místní měrné tepelné toky q_{st} se mohou v jednotlivých částech ohniště značně lišit od střední hodnoty \bar{q}_{st} , jak je patrné z obr. 4.4. Maximální hodnoty q_{st} bývají často až dvojnásobkem \bar{q}_{st} . Příliš vysoké místní měrné toky mohou nepříznivě působit na pevnost materiálu výhřevných ploch, způsobují opal trubek a uvnitř varnic var ve filmu. Tím se



Obr. 4.3 Poměrné předané teplo v ohništi v závislosti na poměrné výkonnosti kotle
 Obr. 4.4 Místní měrné tepelné toky q_{st} a jejich střední hodnoty \bar{q}_{st} v závislosti na výkonnosti a šířkové parní výkonnosti
 Obr. 4.6 Měrné průřezové zatížení ohniště a šířková parní výkonnost v závislosti na výkonnosti
 A — tuhé palivo, B — kapalné palivo

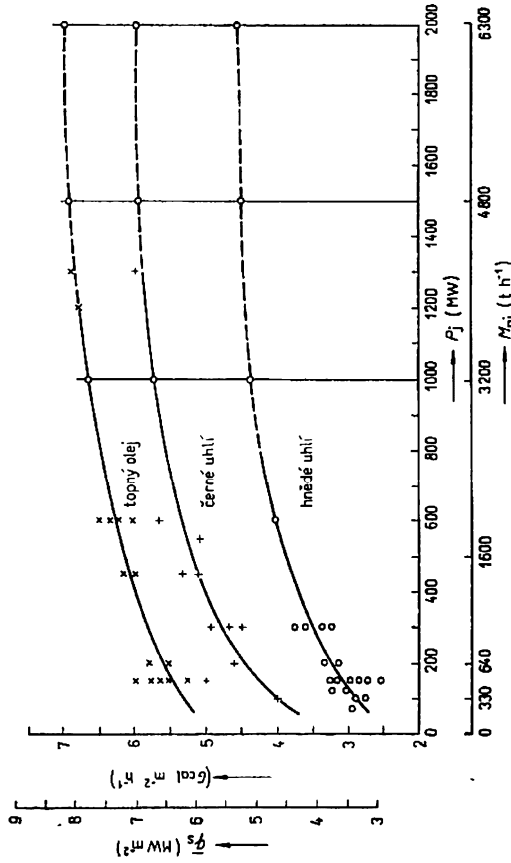
poškozuje vnitřní protikorozní ochranná vrstva a zahušťují se soli v mezní vrstvě. Proto se musí pro vyšší $q_{st, \text{max}}$ volit i lepší kvalita napájecí vody, popř. větší poměrný odluh. Z obr. 4.4 jsou zřejmé i vlivy druhu paliva, zastruskování a snížení výkonu kotle na průběh q_{st} . Jak závisí kritický q_{st} na tlaku a suchosti x je vidět z obr. 4.4d.

Na zrovnoměnění q_{st} v ohništi má příznivý vliv disociace spalin, která probíhá při teplotách nad 1500°C samovolně a způsobuje v jádře plamene snížení teploty spalin a tedy i q_{st} . Zrovnoměnění průběhu q_{st} lze dosáhnout recirkulací spalin o nižší teplotě do ohniště a umístěním hořáků do širšího pásma.

c) Poměrné předané teplo do výhřevných ploch v ohništi

$$h_0 = \frac{Q_{st}}{Q_m + Q_r - Q_f} = \frac{\bar{q}_{st} S}{Q_{pv} + Q_v + Q_r - Q_f} \quad (\text{kW kW}^{-1}) \quad (4.10)$$

závisí hlavně na středním měrném tepelném toku, tj. hlavně na střední teplotě spalin v ohništi t_0 a teplotě výhřevné plochy, na velikosti výhřevné plochy, jejím uspořádání a zanesení, na tvaru ohniště a složení spalin. S rostoucím poměrným výkonem kotle klesá μ_0 podle obr. 4.5.



Obr. 4.7 Závislost \bar{q}_s na jmenovité výkonnosti, resp. výkonu a druhu paliva

d) Měrné průřezové zatížení ohniště

$$\bar{q}_s = \frac{M_p Q_n}{S_0} \quad (\text{kW m}^{-2}) \quad (4.11)$$

a měrná šířková parní výkonnost

$$m_p = \frac{M_p}{a} \quad (\text{t h}^{-1} \text{m}^{-1}) \quad (4.12)$$

slouží k navrhování, popř. ke kontrole, průřezu S_0 (m^2) a šířky a (m) ohniště. Jejich orientační hodnoty v závislosti na Q_n a M_{pj} jsou v obr. 4.6 a 4.7. Mate-
 matická závislost $\bar{q}_s = f(M_{pj})$ má pro $M_{pj} > 300 \text{ t h}^{-1}$ tvar

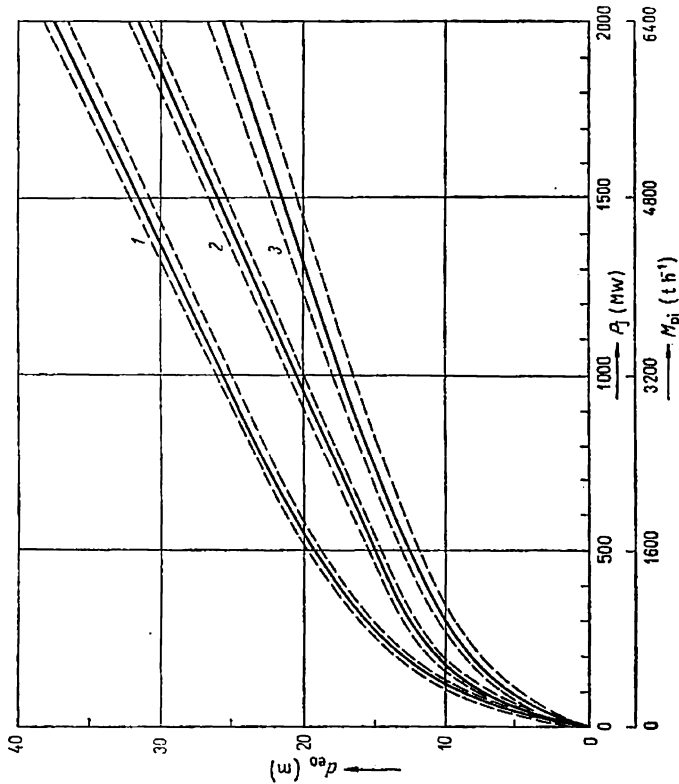
$$\frac{\bar{q}_{s1}}{\bar{q}_{s2}} = \left(\frac{M_{pj1}}{M_{pj2}} \right)^m \quad (4.13)$$

Pro granulaci uhlí na hnědá uhlí $m = 0,17$ až $0,22$.

e) Ekvivalentní průměr ohniště

$$d_e = \frac{4S_0}{O} \quad (\text{m}) \quad (4.14)$$

se zavádí proto, že příčný průřez ohniště má různý tvar, např. obdélník, nebo čtverec, řídceji osmiúhelník, popř. kruh. U čtverce $d_e = a$, u kružnice $d_e = d$.



Obr. 4.8. Závislost ekvivalentního průměru průřezu ohniště na jmenovité výkonnosti, resp. výkonu

1 — hnědé uhlí, 2 — černé uhlí, 3 — topný olej a zemní plyn

U obdélníkového průřezu je plocha $S_0 = ab$ a obvod $O = 2a + b$, takže při poměru $\lambda_1 = b/a$ je

$$d_e = 2 \frac{ab}{a+b} = 2a \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + 1} \quad (\text{m}) \quad (4.14a)$$

Z požadavku, aby průřez ohniště byl dobře vyplněn plamenem bez nebezpečí opalování a zaškvrňování stěn, plyne, že hydraulický průměr ohniště musí růst se vzrůstajícím jmenovitým výkonem kotle, obr. 4.8.

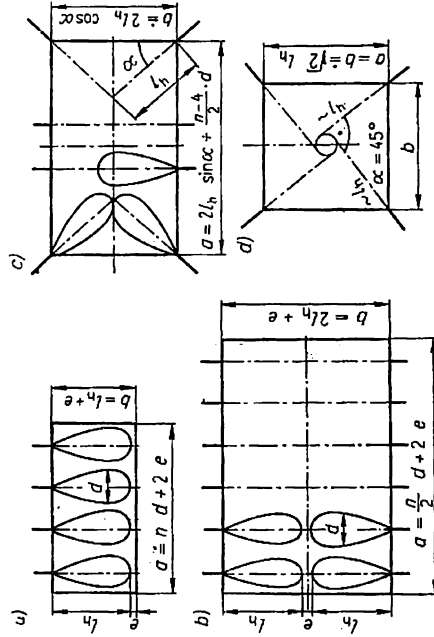
f) Tvarový faktor ohniště

$$f_0 = \frac{S}{V_0} = \frac{S}{S_0 h_0} \quad (\text{m}^{-1}) \quad (4.15)$$

vyjadřuje, do jaké míry se dá využít ohniště pro přenos tepla do pracovní látky, resp. jakou výhřevnou plochu S (m^2) lze na stěnách (popř. mezistěnách) ohniště umístit. Pro ohniště tvaru hranolu o šířce a (m), hloubce $b = \lambda_1 a$ (m) a výšce $h_0 = \lambda_2 a$ (m) je $V_0 = abh_0 = \lambda_1 \lambda_2 a^3$ a $S = k 2(a+b) h_0 = 2k(1 + \lambda_1) \cdot \lambda_2 a^2$, takže

$$f_0 = 2k \left(1 + \frac{1}{\lambda_1} \right) \frac{1}{a} = 4k \frac{1}{d_e} \quad (\text{m}^{-1}) \quad (4.16)$$

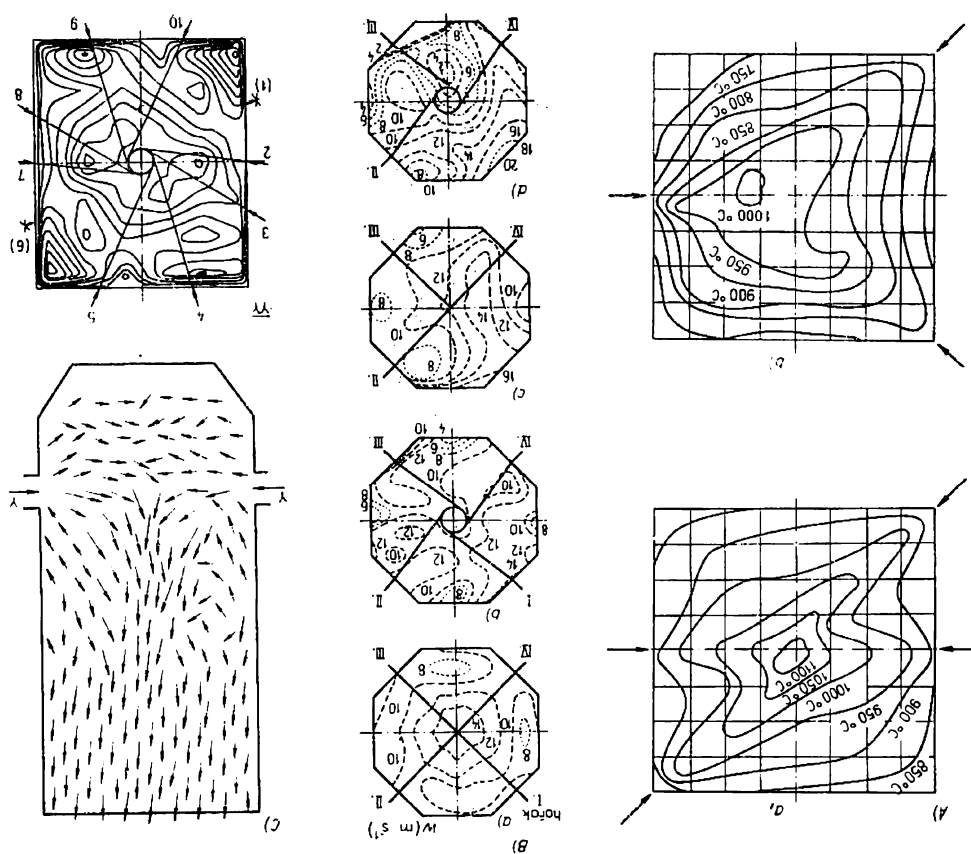
Z (4.16) je vidět, že tvarový faktor ohniště závisí nepřímo úměrně na ekvivalentním průměru d_e příčného průřezu, resp. na charakteristickém rozměru a a tvaru průřezu λ_1 . Na štihlosti ohniště λ_2 , resp. h_0 , prakticky f_0 nezávisí;



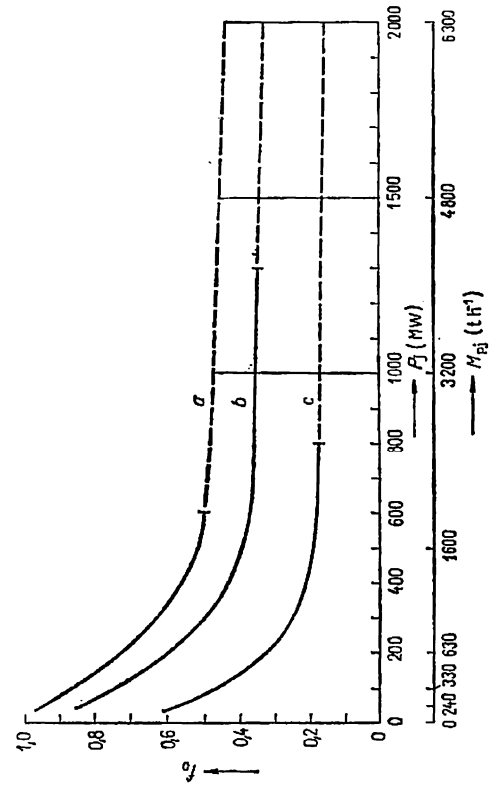
Obr. 4.9. Vliv délky plamene, počtu a výkonu hořáků na příčný průřez ohniště

h_0 a λ_2 jsou určovány požadavkem dodržení určité teploty spalin na konci ohniště t_{sk} . Součinitel k vystihuje podíl pokrytí vnitřního povrchu ohniště výhřevnou plochou. Geometrický tvar příčného průřezu ohniště nutno volit se zřetelem na uspořádání hořáků tak, aby průřez byl plamenem vyplněn v maximální míře, avšak bez ošlehávání protějších a bočních stěn, aby nedocházelo k abrazi, tvorbě nánosů, popř. sazí. Meze rozměrů jsou tedy dány „průrazností“ (otevřením a délkou) plamene a uspořádáním hořáků, jak je patrné z obr. 4.9.

Obr. 4.10. Izotermny (A), izotachy (B) a vektory rychlosti (C) v granulacním ohništi na hnědé uhlí se čtvercovým, obdélníkovým a osmiúhelníkovým příčným průřezem ($M_{pj} = 1800 \text{ t h}^{-1}$)



Délka plamene závisí na rychlosti směsi paliva se vzduchem, na viskozitě směsi a spalín, na úhlu kužele rozprášení paliva atd. U práškových hořáků bývá $l_h \approx l_{max} = 6$ až 12 m pro rychlosti směsi v ústí hořáků 15 až 40 m s^{-1} a rychlost vzduchu 30 až 60 m s^{-1} . Z obr. 4.9 je vidět, že maximální hloubka práškového ohniště $b \approx 2l_{h,max} = 24 \text{ m}$, čemuž při čtvercovém průřezu $a = b$ odpovídá pro hnědé uhlí maximální jmenovitá výkonost kotle $M_{pj} = 2500$ až 3200 t h^{-1} , resp. výkon bloku $P_j = 800$ až 1000 MW . Pro vyšší výkony musí být ohniště se zřetelem na vyplnění průřezu plamenem obdélníkový průřez.



Obr. 4.11. Závislost tvarového faktoru ohniště na jmenovité výkonosti kotle, resp. jmenovitém výkonu bloku a typu ohniště
a — olejová ohniště, b — výtavná ohniště, c — granulacní ohniště

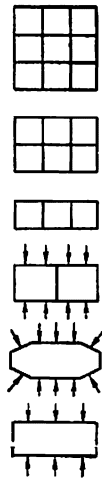
Při navrhování nových ohnišť velkých výkonů se vyplnění příčného průřezu ohniště studuje současně s aerodynamikou a mísením v ohništi na modelech. I když modelování proudění v ohništi se provádí často jen izotermicky za studena a nelze u něj respektovat všechna podobnostní kritéria, jsou získané výsledky důležitými podklady pro konstruování ohnišť velkých kotlů. Příklady průběhu izoterm a izotach u ohniště práškového kotle jsou na obr. 4.10. Tvarový faktor lze vyjádřit pomocí (4.1) a (4.10) ve tvaru

$$f_0 = \mu_0 \frac{\bar{q}_v}{\bar{q}} \frac{Q_{pv} + Q_v + Q_c - Q_f}{Q_{pv}} = \mu_0 \frac{\bar{q}_v}{\bar{q}_{st}} \left(1 + \frac{Q}{Q_{pv}} + \frac{Q_c}{Q_p} \right) \quad (\text{m}^{-1}), \quad 4.17$$

resp. při nízké teplotě ohřátého vzduchu a vysoké výhřevnosti u kotle bez recirkulace spalin

$$f_0 \doteq \mu_0 \frac{\bar{q}_v}{\bar{q}_{st}} \quad (\text{m}^{-1}) \quad (4.18)$$

Ze srovnání (4.18), (4.16) a (4.15) plyne, že s rostoucí jmenovitou výkonností kotle M_{pj} , tj. s rostoucím d_c , klesá f_0 (obr. 4.11) a výhřevná plocha na stěnách ohniště by nemusela stačit při přijatelném \bar{q}_{st} k odebrání poměrného tepla μ_0 .



Obr. 4.12. Příčný průřez ohniště

V tom případě se musí volit příčný průřez ohniště podle obr. 4.12 tak, že se použije mezistěn omývaných spalinami po obou stranách. Z obr. 4.11 je vidět, že při stejné jmenovité výkonnosti M_{pj} má největší hodnotu f_0 u granuláčnic a nejmenší u olejových a plynových ohnišť.

g) Zatěžovací číslo ohniště

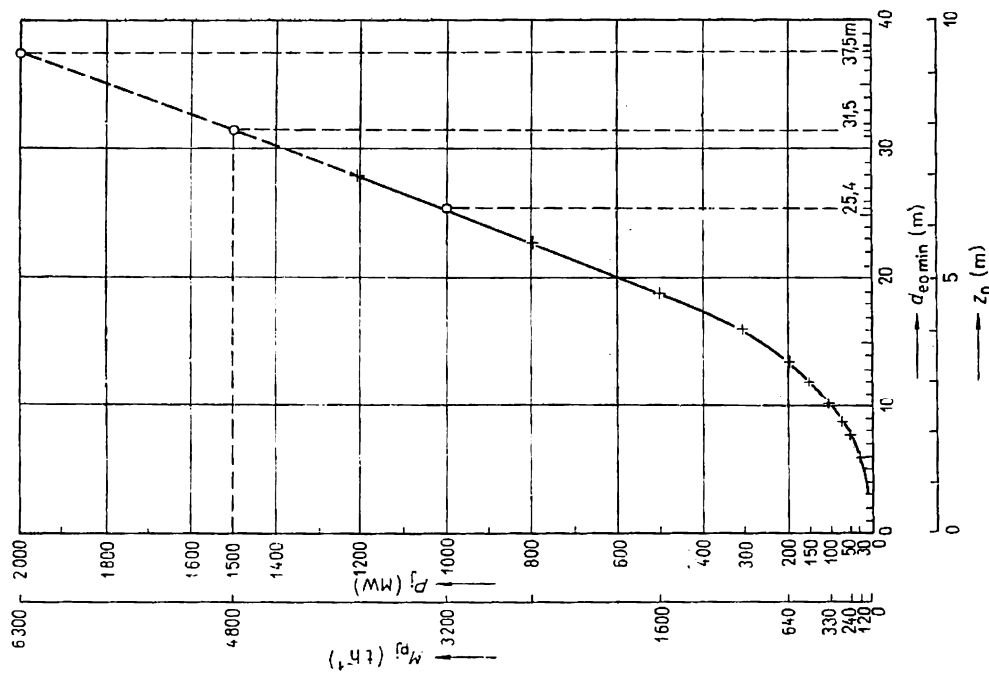
$$\begin{aligned} z_0 &= \frac{\bar{q}_{st}}{\bar{q}_v} = \frac{\mu_0}{f_0} \left(1 + \frac{Q_v}{Q_{pv}} + \frac{Q_r}{Q_{pv}} - \frac{Q_f}{Q_{pv}} \right) = \\ &= \frac{1}{4k} \mu_0 d_c \left(1 + \frac{Q_v + Q_r - Q_f}{Q_{pv}} \right) \quad (\text{m}) \quad (4.20) \end{aligned}$$

Je měřítkem intenzity přenosu a uvolňování tepla v ohništi. S jeho klesající hodnotou rostou teploty v jádru plamene a rostou i maxima q_{st} a q_v vůči průměrným hodnotám \bar{q}_{st} a \bar{q}_v . Závislost $z_0 = f(M_{pj})$ je na obr. 4.13. U obdélníkového průřezu ohniště bez recirkulace při nízké teplotě spalovacího vzduchu $z_0 \doteq \frac{1}{2k} \frac{\mu_0}{a+b} = \frac{1}{2k} \frac{\mu_0}{\lambda_1} a \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + 1}$. Čím bude větší jmenovitá výkonnost kotle (větší d_c), tím nižší bude při stejném z_0 hodnota μ_0 a bude nutné použít šotových výhřevných ploch nebo mezistěn v ohništi.

h) Výška h_0 a šířkost λ_2 ohniště

$$\begin{aligned} h_0 &= \frac{V_0}{S_0} = \frac{\bar{q}_s}{\bar{q}_v} = \frac{\bar{q}_s}{\bar{q}_{st}} z_0 = \\ &= \frac{1}{4k} \frac{\bar{q}_s}{\bar{q}_{st}} \mu_0 \left(1 + \frac{Q_v + Q_r - Q_f}{Q_{pv}} \right) d_c = \lambda_2 d_c \quad (\text{m}) \quad (4.19) \end{aligned}$$

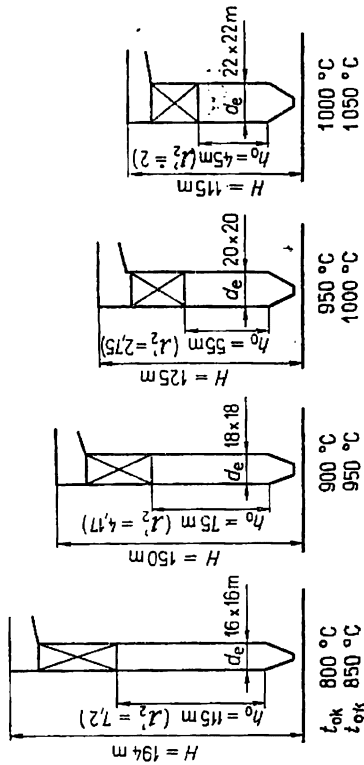
závisí kromě na jmenovité výkonnosti M_{pj} (tj. vlastně na d_c) hlavně na vychla-



Obr. 4.13. Závislost zatěžovacího čísla a ekvivalentního průměru ohniště na jmenovité výkonnosti kotle a jmenovitém výkonu bloku

zení ohniště μ_0 , teplotě spalovacího vzduchu a recirkulaci spalin, které vlastně určují t_{np} a t_{sk} . Přitom teplota na konci ohniště t_{sk} je z funkčních důvodů určena teplotou měknutí popelovin $t_{ok} = t_{mk} - 50$ až 70°C , popř. přípustnou teplotou stěn přehřívákových trubek zařazených za ohništěm. Závislost výšky granuláč-

ního, olejového a plynového ohniště i kotle a šířlosti d_2 na t_{ok} (resp. t_{mk}) a na M_{pj} (popř. P_j) jsou na obr. 4.14 a obr. 4.15. Na obr. 4.16 je orientační závislost h_o , S_o a V_o na jmenovitém výkonu a druhu paliva. Průběhy závislosti základních tepelné technických ukazatelů ohniště parních kotlů na jmenovitém výkonu



Obr. 4.14. Závislost výšky, šířlosti, ekvivalentního průměru granulárního ohniště i výšky celého věžového kotle na teplotě spalin v místě odchodu z ohniště (blok 600 MW na hnědé uhlí)

bloku na základní druhy paliv jsou pro srovnání souhrnně uvedeny na obr. 4.17 [4.49].

i) Velikost výhřevné plochy S umístěné v ohništi není totožná s geometrickou plochou S_g na stěnách ohniště ani s účinnou sálavou plochou S'_g a závisí na součiniteli geometrického uspořádání x a na součiniteli zanesení ζ ,

$$S'_g = \zeta x S_g \quad (\text{m}^2). \quad (4.21)$$

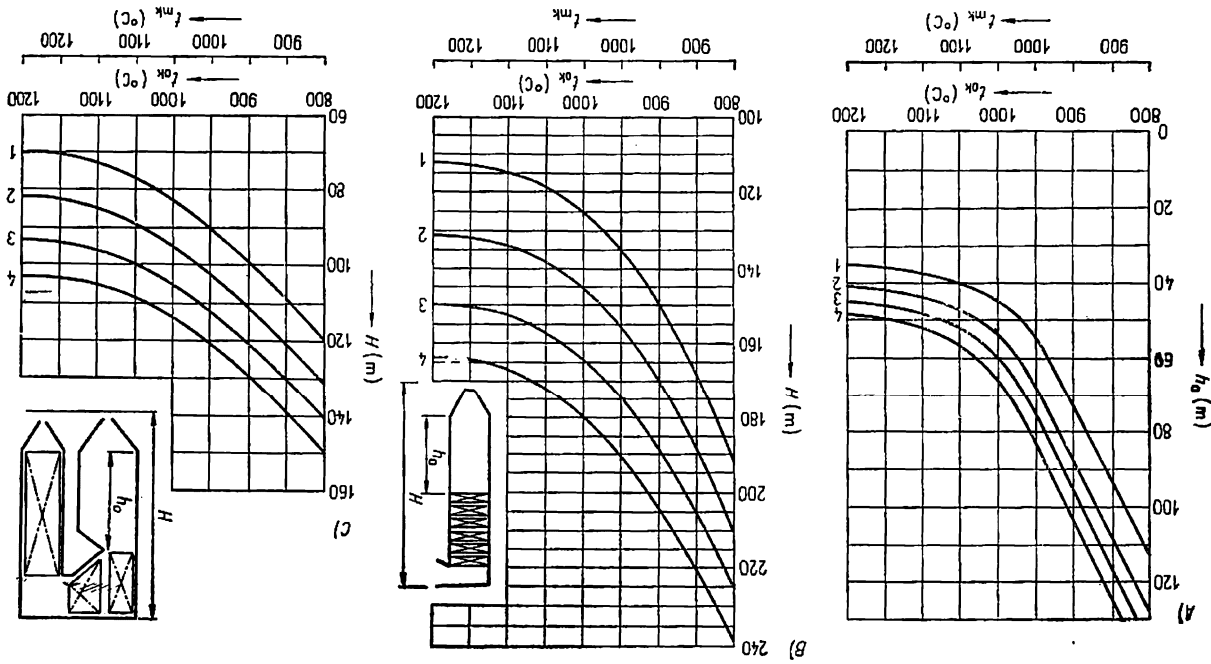
Součinitel ζ závisí na druhu spalovaného paliva, typu ohniště, poměrném výkonu kotle na aerodynamických a provozních poměrech. Volí se podle tab. 6.17. Podle [4.31] je možné určit součinitel zanesení u výtavných ohnišť nebo zastruskované stěny ze vztahu $\zeta = 0,53 - 0,25 \frac{t_{te}}{1000}$ nebo podle [4.32] ze vztahů

$$\zeta = 0,06 + 1,1 \left(1 - \frac{T_{mk}}{T_{np}} \right)$$

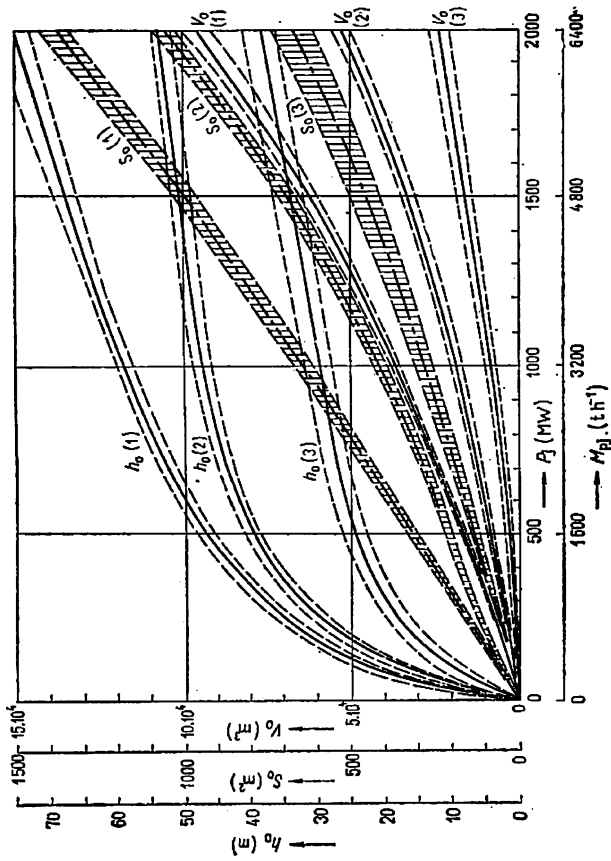
$$\zeta = \frac{T_{0max}^4 - T_{te}^4}{T_{0max}^4 - T_{np}^4}$$

a

Obr. 4.15. Vliv teploty měkčutí popela na výšku ohniště (A) a celého kotle (B), (C) na hnědé uhlí pro blok o výkonu P_j ; 1 — 500, 2 — 1000, 3 — 1500 a 4 — 2000 MW



(T' je teplota bodu varu vody ve varnicích tvořících stěny ohniště (K).) Součinitel x souvisí se stupněm vychlazení ohniště a udává, jaký podíl plochy ohniště se využije pro přenos tepla do pracovního média. Hodnota $1 - x$ vyjadřuje velikost keramické a nevyužitě plochy. Podrobněji je volba ζ a x probrána v kap. 6.7.1.



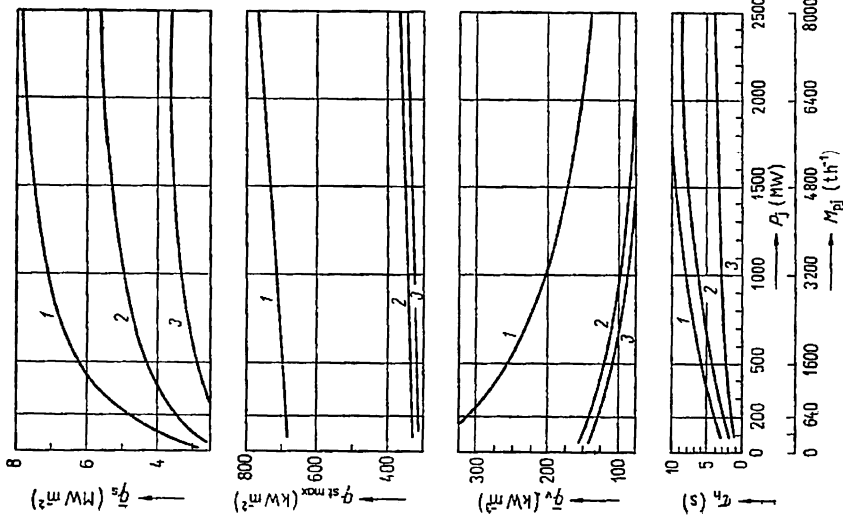
Obr. 4.16. Závislost V_0 , S_0 a h_0 na jmenovité výkonnosti kotle, resp. jmenovitém výkonu bloku a na typu ohniště
1 — hnědé uhlí, 2 — černé uhlí, 3 — topný olej a zemní plyn

1 — hnědé uhlí, 2 — černé uhlí, 3 — topný olej a zemní plyn

j) *Stupeň zachycování popela v ohništi*

$$\beta = \frac{(M_3 + M_{\text{pop}}) \tau}{M_{\text{pv}} A \tau} = \frac{m_3 + m_{\text{sr}} + m_{\text{pop}}}{M_{\text{pv}} A \tau} \quad (\text{kg kg}^{-1}) \quad (4.22)$$

vyjadřuje, jaká část popela přivedená s tokem paliva M_{pv} (kg s^{-1}) do ohniště za čas τ (s) se v ohništi zachytí ve formě škváry m_3 (kg), strusky m_{sr} (kg) a popílku m_{pop} (kg). Průměrné hodnoty β pro různé typy ohnišť na tuhá paliva jsou v tab. 4.2. Poměrný úlet popelovin z ohniště je $(1 - \beta)$ (kg kg^{-1}).



Obr. 4.17. Průběh tepelné technických ukazatelů u ohnišť parních kotlů v závislosti na jmenovitém výkonu bloku a druhu paliva
1 — hnědé uhlí, 2 — černé uhlí, 3 — topný olej a zemní plyn

Tab. 4.2. Stupeň zachycení popela a poměrný úlet u ohnišť na tuhá paliva

Ohniště	Poměrné zachycení β (%)	Poměrný úlet $1 - \beta$ (%)
rošťová	70 až 85	15 až 30
granulační prášková	15 až 25	75 až 85
výtavná prášková	40 až 45	55 až 60
cyklonová svislá	60 až 80	20 až 40
cyklonová vodorovná	80 až 95	5 až 20
fluidní	45 až 70	30 až 55

k) Účinnost ohniště

$$\eta_0 = 1 - \zeta_N - \zeta_f - \zeta_{svo} = \frac{[M_{pv}(1 - \zeta_{MN}) V_s c_s t_{np}] (1 - \zeta_{svo})}{M_{pv} Q_n} \quad (-) \quad (4.23)$$

vyjadřuje podíl tepla přivedeného v palivu do ohniště, který je obsažen ve spalovacích před odevzdáním tepla do výhřevných ploch. Závisí na ztrátách nedokonalostí spalování $\zeta_N + \zeta_{CN}$, nedokonalosti izolace ohniště ζ_{svo} a na ztrátě fyzickým teplem tuhých spalin ζ_f , odváděných z ohniště ve formě strusky a škváry. Jejich určení a směrné hodnoty jsou uvedeny v kap. 6.6.3.

l) Boltzmanovo číslo

$$Bo = \frac{(1 - \zeta_{MN}) M_{pv} V_s c_s (1 + r)}{\sigma S_4 T_{np}^3} \quad (-) \quad (4.24)$$

je bezrozměrné kritérium podobnosti přenosu tepla v ohništi. Závisí na průtoku spalin $(1 - \zeta_{MN}) M_{pv} V_s$ ($m^3 s^{-1}$) při $0^\circ C$ a $0,1 MPa$, na jejich střední měrné tepelné kapacitě \bar{c}_s ($J m^{-3} K^{-1}$) v rozsahu teplot t_{np} až t_{ok} , na účinné sálavé ploše S_4 (m^2) a na univerzální Stefanově-Boltzmanově konstantě $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$. Pokud nebudou do ohniště recirkulovány spaliný, bude poměrná recirkulace $r = \frac{V_{sr}}{V} = 0$.

4.1.3 TEPLA PŘEDANÉ V OHNIŠTI, TEPLOTA NECHLAZENÉHO PLAMENE, STŘEDNÍ TEPLOTA A TEPLOTA NA KONCI OHNIŠTĚ

Tepelná bilance ohniště podle (4.4) až (4.9) má tvar

$$\begin{aligned} & M_{pv}(\eta_0 Q_n + c_{pv} t_{pv}) + M_{pv}(1 - \zeta_N) V_v c_v t_v + \\ & + M_{pv}(1 - \zeta_{MN}) V_{sr} c_{sr} t_{sr} - M_{pv}(1 - \zeta_{MN}) V_{so} c_{so} t_{ok} = \\ & = \varepsilon_0 C_0 S_4 (T_0^4 - T_{gr}^4) = \bar{q}_{sr} S_4 \quad (kW) \end{aligned} \quad (4.25)$$

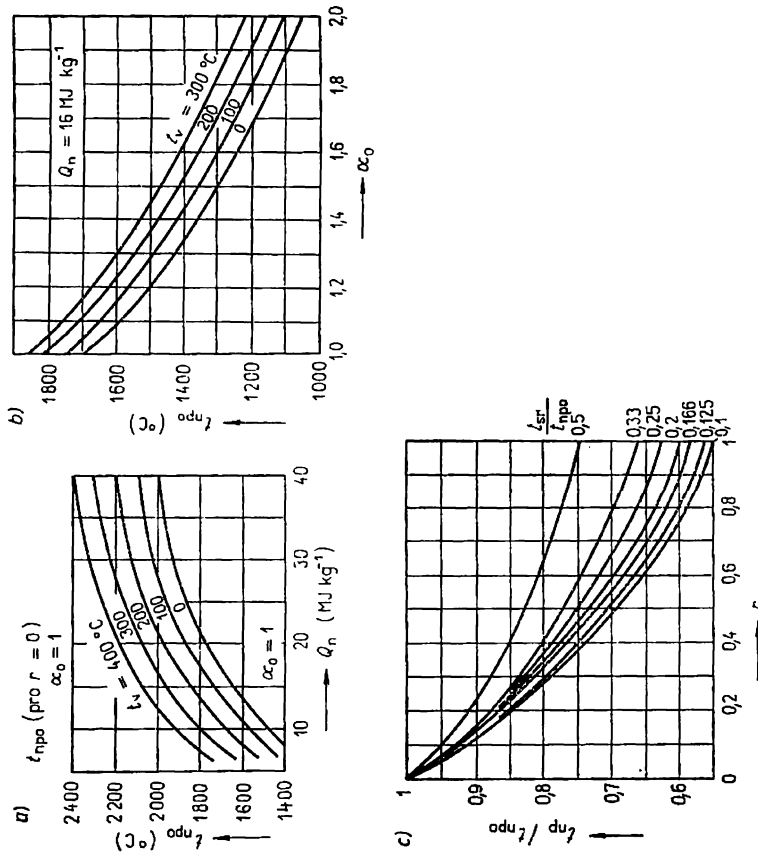
Při poměrné recirkulaci $r = \frac{V_{sr}}{V}$ a součiniteli přebytku vzduchu v ohništi $\alpha_0 \neq \text{konst.}$ lze (4.25) upravit na tvar

$$\begin{aligned} M_{pv} \{ \eta_0 Q_n + (1 - \zeta_N) V_v c_v t_v + (1 - \zeta_{MN}) V_s \bar{c}_s [r t_{sr} - (1 + r) t_{ok}] \} = \\ = \bar{q}_{sr} S_4 \end{aligned} \quad (4.25a)$$

Z rovnice (4.25) vyjde teplota nechlazeného plamene (adiabatická spalovací

teplota) pro $\bar{q}_{sr} = \varepsilon_0 C_0 (T_0^4 - T_{gr}^4) = 0$ a $M_{pv}(1 - \zeta_{MN}) V_{so} c_{so} = 0$

$$t_{np} = t_{o, \max} = \frac{\eta_0 Q_n + c_{pv} t_{pv} + (1 - \zeta_0) V_v c_v t_v + (1 - \zeta_{MN}) r V_{sr} c_{sr} t_{sr}}{(1 - \zeta_{MN})(1 + r) V_s c_{so}} \quad (^\circ C), \quad (4.26)$$



Obr. 4.18. Teplota nechlazeného plamene v závislosti na výhřevnosti, teplotě vzduchu, součiniteli přebytku vzduchu v ohništi a na poměrné recirkulaci a teplotě recirkulovaných spalin

V případě bez recirkulace $r = 0$ a při zanedbání citelného tepla paliva i rozdílu mezi $(1 - \zeta_N)$ a $(1 - \zeta_{MN})$, resp. \bar{q}_0 , platí

$$t_{npo} \approx \frac{Q_n + V_v c_v t_v}{V_s c_{so}} \approx t_{npo} + k t_v \quad (^\circ C), \quad (4.27)$$

tj. t_{npo} závisí na výhřevnosti Q_n , resp. na t_{npo}^x pro $t_v = 0^\circ C$, a na teplotě ohřátého spalovacího vzduchu t_v . Graficky je tato závislost vynesena na obr. 4.18a.

Vliv součinitele přebytku vzduchu v ohništi α_o na t_{np} se projeví poklesem t_{npo}^* tím více, čím nižší bude Q_n . Součinitel $k = \frac{V_{cv}}{V_{cso}}$ se s α_o příliš nezmění. Závislost $t_{np} = f(\alpha_o)$ pro hnědé uhlí o $Q_n = 10,9 \text{ MJ kg}^{-1}$ je na obr. 4.18b. Vliv poměrné recirkulace do ohniště r a teploty recirkulovaných spalin t_{sr} lze vyjádřit pomocí teploty nechladeného plamene bez recirkulace t_{npo} podle obr. 4.18c

$$t_{np} = \frac{1}{1+r} \left(t_{npo} + r \frac{c_{sr}}{c_s} t_{sr} \right) \quad (^\circ\text{C}) \quad (4.28)$$

Tab. 4.3. Disociace spalin ze zemního plynu při teplotách 1 750, 2 000, 2 250 °C a entalpie spalin při a bez disociace

Složení (% obj.)	Bez disociace	Disociace při teplotě (°C)		i složky (kJ m ⁻³)	i (kJ m ⁻³)	
		1 750	2 000		2 250	bez disociace
H ₂ O	16,73	16,23	15,09	930,4	157,7	151,0
O ₂	0,21	0,63	1,40	752,6	—	4,7
H ₂	0,13	0,37	0,88	671,7	—	2,5
OH	0,08	0,31	0,86	765,9	—	2,4
H	0,01	0,06	0,28	443,5	—	0,3
O	0,00	0,04	0,20	443,2	—	0,2
CO ₂	11,45	10,07	8,22	1 168	133,7	117,6
CO	0,40	1,27	2,95	719,4	—	9,1
NO	0,08	0,22	0,53	765,5	—	1,7
N ₂	70,77	69,97	68,76	712,2	50,40	498,3
Ar	0,83	0,83	0,83	440,5	3,7	3,7
q_{dis} (kJ m ⁻³) paliva	18,4 483,0	58,8 1 544	158,2 4 155			

Vlivem disociace složek spalin (zejména CO₂ a H₂O) při teplotách nad 1 500 °C nelze při adiabatickém spalování dosáhnout t_{np} vypočtených podle (4.26) až (4.28), protože disociační rozklad je endotermická reakce, která odnímá spalinám z 1 kg paliva teplo

$$Q_{dis} = 12,6V_{CO} + 10,5(V_{H_2} + V_H - 0,5V_{OH}) + 12,75V_{OH} + 9,7V_H + 11,03V_O + 4,03V_{NO} \quad (\text{MJ kg}^{-1}),$$

takže

$$(t_{np})_{dis} = t_{np} - \frac{Q_{dis}}{V_{dis}c_{dis}} \quad (^\circ\text{C}). \quad (4.28a)$$

Objemy disociovaných složek $V_i = V_{s,i}$ (m³ kg⁻¹) a celkový objem spalin z 1 kg paliva jsou

$$V_{dis} = V_s \left[1 + \frac{0,5(o_{CO} + 0,5o_{OH} + o_{H_2} + 2o_O)}{1 - 0,5(o_{CO} + 0,5o_{OH} + o_{H_2} + 2o_O)} \right] \quad (\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}).$$

Původní entalpie spalin i_s (kJ m⁻³) se disociací sniží na i_{dis} , kterou lze určit buď jako součet všech složek disociovaných spalin (tab. 4.3), nebo z entalpie spalin bez recirkulace odečtením disociačního tepla.

Tab. 4.4. Konstanty A, B, C pro určení rovnovážné konstanty disociace K_i

Disociace	K_{pi}	A	B	C	Rozsah platnosti (°C)
CO ₂ —CO	$K_{p1} = \frac{p_{CO} \sqrt{p_{O_2}}}{p_{CO_2}}$	5,814 79 8,225 25	14 899,97 15 391,92	-0,371 14 -1,027 73	1 000 až 1 750 1 750 až 2 500
H ₂ O—H ₂	$K_{p2} = \frac{p_{H_2} \sqrt{p_{O_2}}}{p_{H_2O}}$	7,824 76 1,861 67	15 321,07 12 881,574	-0,918 21 0,318 42	2 500 až 3 500 1 000 až 3 000
H ₂ O—OH	$K_{p3} = \frac{p_{OH} \sqrt{p_{O_2}}}{p_{H_2O}}$	3,155 21	15 017,289	0,154 02	1 000 až 3 000
H ₂ —H	$K_{p4} = \frac{p_H}{p_{H_2}}$	3,296 09	22 817,16	0,788 69	1 000 až 3 000
O ₂ —O	$K_{p5} = \frac{p_O^2}{p_{O_2}}$	5,480 89	26 146,30	0,394 81	1 000 až 3 000
N + O—NO	$K_{p6} = \frac{p_{NO}}{\sqrt{p_N} \sqrt{p_{O_2}}}$	0,672 07	4 879 79	-0,002 08	1 000 až 3 000

V ohništích parních kotlů převládají disociace CO₂ na CO + ½ O₂ a H₂O na H₂ + ½ O₂, resp. na H + OH. Stupeň disociace

$$X_{dis} = \frac{O_{dis}}{O_i} = \sqrt[3]{\frac{2K_i}{p_{pi}}} \quad (i = \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O})$$

závisí na rovnovážné konstantě K_i a parciálním tlaku disociovaného systé-

mu p_{pi} . Pro disociaci $\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2$ je

$$p_{pi} = p_{p1} = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{O}_2} \quad (\text{Pa}),$$

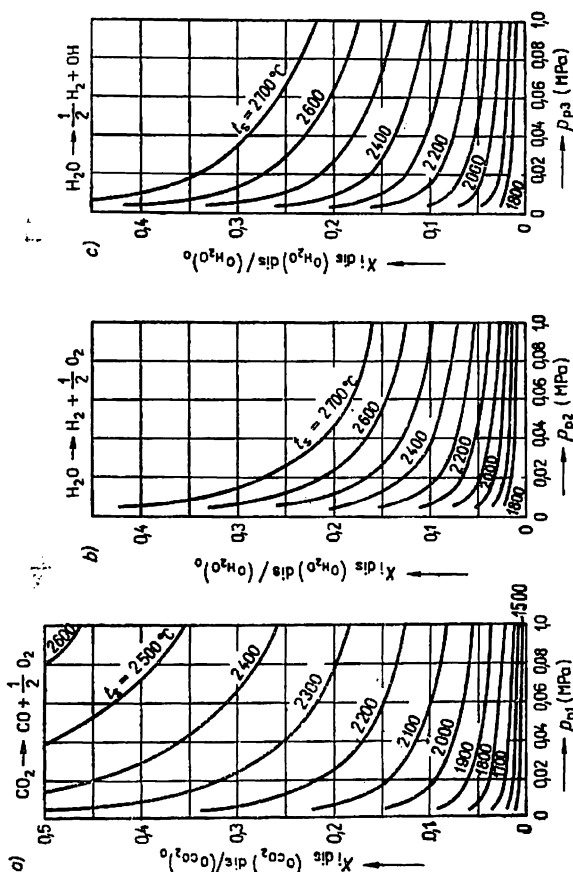
pro $\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2$ je

$$p_{pi} = p_{p2} = p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{O}_2} \quad (\text{Pa}),$$

apod. Rovnovážné konstanty pro jednotlivé disociace lze určit ze vztahu

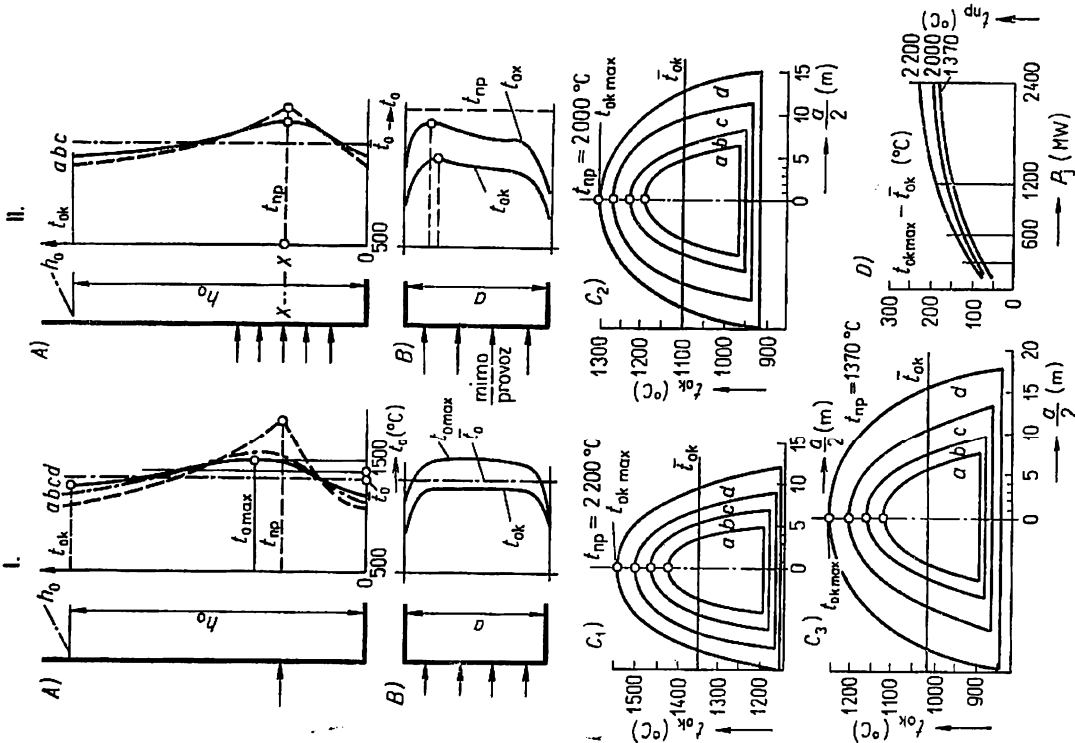
$$\lg K_i = A_i + \frac{B_i}{T} + C_i \lg T.$$

Konstanty A_i , B_i , C_i lze odečíst z tab. 4.4. Stupeň disociace $X_{\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO}} \cdot X_{\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2}$ a $X_{\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{OH}}$ lze podle [4.15] odečíst z obr. 4.19.



Obr. 4.19. Konstanty pro určení $X_{\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2}$ při disociaci spalin v ohništi

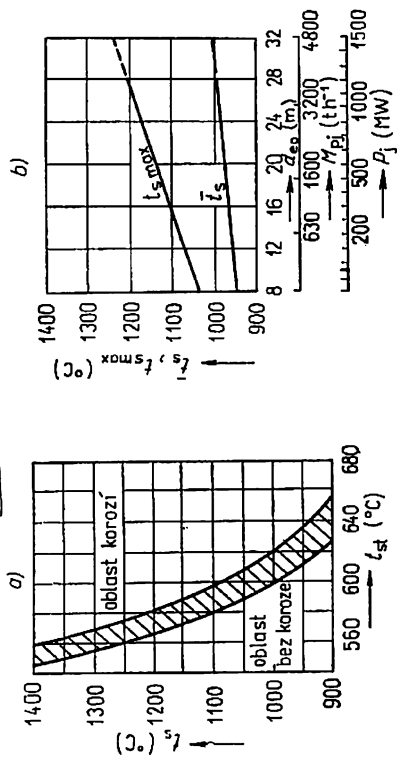
Protože vyhoření paliva neproběhne naráz, ale trvá určitou dobu, a protože ohniště mají vychlazené stěny, jimiž se odvádí teplo do pracovního média, nebude teplota spalin v ohništi t_0 nikdy dosahovat hodnoty $(t_{\text{np}})_{\text{dis}}$ a její průběh podél výšky ohniště bude mít v práškových, olejových a plynových kotlů tvar podle obr. 4.20A. Současně ani po šíře a hloubce ohniště není



Obr. 4.20. Průběh teploty spalin v ohništi s hořáky v jedné (I.) a více (II.) rovinách A — po výšce ohniště (a — bez disociace a při rychlosti hoření $w_h = \infty$, b — bez disociace, ale s konečnou w_h , c — skutečné poměry, d — střední t_0), B — po šířce ohniště, C — porovnání teplotního profilu v příčném průřezu na konci ohniště pro topný olej ('), černé (") a hnědé (°) uhlí u kotle o jmenovité výkonnosti 300 (a), 600 (b) a 2400 (c) a 2400 (d) t h⁻¹, D — závislost teploty nechlazeného plamene t_{np} a maximální nerovnoměrnosti teploty na konci ohniště na jmenovitém výkonu bloku P_j , resp. jmenovité výkonnosti kotle M_{p1}

teplota spalin konstantní, ale bude se měnit, např. podle obr. 4.20B, podle aerodynamických a spalovacích poměrů (viz též obr. 4.4c). Střední teplota spalin v ohništi se zjednodušeně určuje jako geometrický průměr absolutních teplot nechlazeného plamene T_{np} bez disociace a na konci ohniště T_{ok} ,

$$T_o = A \sqrt{T_{np} T_{ok}} \quad (\text{K}). \quad (4.29)$$



Obr. 4.21. Přípustná teplota stěn přehřívákových trubek (a) a nerovnoměrnost teplotního pole v ohništi (b), (c) v závislosti na jmenovité výkonnosti kotle i jmenovitém výkonu bloku, resp. na d_{eo} .

Součinitel $A = 0,93$ až 1. Teplota na konci ohniště musí být u paliv obsahujících popelovinu nižší (asi o $\Delta t = 50$ až 70 K) než teplota měktnutí popela t_{mk} , tj.

$$t_{ok} = t_{mk} - \Delta t \quad (^\circ\text{C}), \quad (4.30)$$

a současně tak nízká, aby u přehříváků řazených za ohništěm nepřekročila teplota stěny hodnotu danou grafem na obr. 4.21. Požadované t_{ok} se dosáhne odpovídajícím vychlazením ohniště μ_{oh} , resp. odvodem tepla Q_{st} ,

$$\mu_{oh} = \frac{Q_{st}}{Q_{pr}} = \frac{Q_u + Q_r - Q_f - Q_{ok}}{Q_u + Q_r - Q_f} = 1 - \frac{Q_{ok}}{Q_{pv} + Q_v + Q_r - Q_f}. \quad (4.31)$$

Vyjádří-li se první 3 členy pomocí t_{np} (s recirkulací a bez disociace), lze po zavedení Boltzmannova čísla podle (4.24) a bezrozměrných teplot

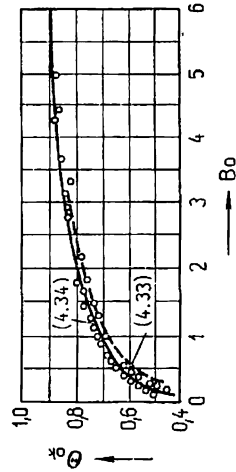
$$\Theta_i = \frac{T_i}{T_{np}} \quad (i = ok, st, o) \quad (4.32a, b)$$

získat pro bilanci ohniště rovnici

$$\frac{Bo}{\varepsilon_o} (\Theta_o - 1) - \Theta_{ok}^2 - \Theta_{st}^4 = 0. \quad (4.33)$$

Řešením vychází bezrozměrná teplota spalin

$$\Theta_{ok1,2} = \left(\frac{T_{ok}}{T_{np}} \right)_{1,2} = \frac{Bo}{2\varepsilon_o} \pm \sqrt{\left(\frac{Bo}{2\varepsilon_o} \right)^2 + \Theta_{st}^4 + \frac{Bo}{\varepsilon_o}}. \quad (4.34)$$



Obr. 4.22. Porovnání vztahů (4.34) a (4.35)

Na základě měření velkého počtu ohnišť parních kotlů zjistil prof. Gurvič experimentální závislost (4.34) ve tvaru

$$\Theta_{ok} = \frac{Bo^{0,6}}{M \varepsilon_o^{0,6} + Bo^{0,6}}, \quad (4.35)$$

kde součinitel M respektující umístění ohříváků, resp. polohy maximálního tepelného toku, se volí podle tab. 6.17, nebo rovnice (6.51) – kap. 6.7.1; $M = 0,4$ až 0,53. Porovnání vztahů (4.34) a (4.35) pro $\Theta_{st} = 0,25$ až 0,33 a $\varepsilon_o = 0,65$ je na obr. 4.22. Z (4.35) vychází

$$t_{ok} = \frac{T_{np}}{\left[\frac{1,48 \cdot 10^{-8} S \bar{c}_s^3 \cdot T_{np}^3}{(1 - \zeta_{MN}) M_{pv}(1 + r) V_s \bar{c}_s} \right]^{0,6}} - 273 \quad (^\circ\text{C}). \quad (4.36)$$

Vztahy (4.33) a (4.34) neplatí pro $Bo < 10\epsilon_0$ a $\Theta_{ok} \geq 0,9$. Podklady pro volbu emisivity (sálavosti) ohniště ϵ_0 , zanesení výhřevné plochy ohniště ζ a součinitele M jsou v kap. 6.7.1. Z rovnice (4.36) a (4.29) je vidět, jak lze teplotu spalin na konci ohniště a střední teplotu v ohništi ovlivňovat změnou podílu recirkulovaných spalin (o nižší teplotě) do ohniště. Tímto způsobem lze nejen regulovat μ_0 , a tím teplotu přehřáté nebo přitřívající páry, ale lze tím zrovnoměrnit teplotové pole v ohništi, a tím omezit struskování ohnišť, popř. snížit i tvorbu SO_3 a NO_x .

Střední teplota povrchu stěny výhřevné plochy ohniště se určí poměrně snadno, je-li výhřevnou plochou ohniště výparník, v němž ohříváné médium – směs vody a páry na bodu varu – má v celém rozsahu stejnou teplotu $t' = t''$ při daném tlaku. U čistých trubek stačí jen odhadnout Δt v mezní vrstvě a ve stěně trubky, což bývá celkem 5 až 15 $^\circ\text{C}$. Vliv chyby při odhadu je možno při přenosu tepla sáláním v relaci čtvrtých mocnin $T_s^4 = T_{st}^4$ a $T_{st}^4 = (T' + \Delta t)^4$ zanedbat, pokud se v rovnici

$$Q_{st} = S_0 \bar{q}_{st} = \bar{\epsilon}_0 \sigma S_0 (T_0^4 - T_{st}^4) \quad (\text{kW}) \quad (4.37)$$

T_0^4 vůči T_{st}^4 nezanedbává vůbec. (Obvykle $T_0/T_{st} = 3$ až 4, takže vzniká chyba číni 0,25 až 1 %.) V rovnici (4.37) se uvažuje, že poměrná sálavost ohniště a pohltivost jsou stejné $\epsilon_0 = a_0$, což bývá obvykle splněno.

Poměrné teplo předané v ohništi lze vyjádřit z (4.31) pomocí (4.34)

$$\mu_0 = 1 - \frac{c_s t_{ok}^{np}}{c_{np} t_{np}} = 1 - \frac{t_{ok}^{np}}{t_{np}} = 1 - \frac{\bar{c}_s}{c_{s,T}} \Theta_{ok} = 1 - k \frac{Bo_0^{0,6}}{M \bar{\epsilon}_0^{0,6} + Bo_0^{0,6}}. \quad (4.38)$$

Z rovnice je vidět, že podíl tepla předaného v ohništi se zvedá s klesajícím Bo , tj. s klesající výkonností viz obr. 4.5. Poměrné teplo pro další výhřevné plochy $(1 - \mu_0)$ naopak s rostoucí výkonností M_p/M_{pj} roste.

Vyjádří-li se μ_0 pomocí \bar{q}_{st} a \bar{q}_v , platí pro teplotu spalin na konci ohniště rovnice

$$t_{ok} = t_{np}(1 - \mu_0) = t_{np} \left(1 - \frac{\bar{q}_{st}}{\bar{q}_v} \frac{S}{V_0} \right) = t_{np}(1 - f_{oz_0}) \quad (^\circ\text{C}), \quad (4.39)$$

kteřá ukazuje, jak t_{ok} závisí na tvarovém faktoru f_0 a zatížení z_0 ohniště.

Podle (4.32) a (4.33) lze průběh teploty v ohništi s hořáky v dolní části stěny vyjádřit matematicky v bezrozměrném tvaru