

Doc. Ing. Jiří BAŠTA, Ph.D.
 ČVUT v Praze, Ústav techniky prostředí

Provozní předpoklady kondenzačních kotlů

Operational Preconditions of Condensation Boilers

Recenzent
 doc. Ing. Karel Brož, CSc.

Článek popisuje podmínky potřebné pro využití kondenzačního tepla vodních par ve spalínách plynových kotlů. Je porovnán provoz nízkoteplotních kotlů a kondenzačních kotlů.

Klíčová slova: vytápění, zemní plyn, nízkoteplotní kotel, kondenzační kotel, výhřevnost, spalné teplo, účinnost, stupeň využití

The article describes the conditions necessary for the utilization of water vapors condensation heat in combustion products of natural gas boilers. The low-temperature boilers operation is compared with that of condensation boilers operation.

Key words: heating, natural gas, low-temperature boiler, condensation boiler, heating value, combustion heat, efficiency, efficiency of boiler utilization.

ÚVOD

Stále nižší potřeba energie rodinných domů na vytápění posouvá poměr ročních nákladů na energie a pořizovacích nákladů na zařízení směrem k nižším hodnotám. Čím menší je potřebný instalovaný výkon, tím méně příznivý je poměr pořizovacích nákladů. Různá dotační opatření a očekávané výrazné zdražení plynu a elektrické energie však tento trend zastaví či dokonce zvrátí.

Prioritu tak získávají úspory energie oproti dříve uvažovaným investicím do zdroje tepla. Zvýšené investice např. do kondenzační techniky se budou v rámci trendu úspor a výrazného zdražování energií uměřovat ve stále kratší době.

Náklady na provoz, tj. na energie na jedné straně a pořizovací náklady na straně druhé přispěly k diferenciaci nabídky zdrojů tepla. Stále větší důraz bude kladen na hospodárnost a množství produkovaných škodlivin. K hospodárnému provozu budeme donuceni stále se zvyšujícími cenami energií a k omezení produkce škodlivin zase legislativními opatřeními stran ochrany životního prostředí. Optimální variantou, splňující obě podmínky, se tak jeví využití kondenzační techniky. Její použití však musí odpovídat určitým podmínkám v rámci provozních stavů tak, aby bylo využití kondenzační techniky přínosné a opodstatněné.

OTOPNÁ KŘIVKA JAKO SPOLEČNÝ ZÁKLAD

Uvažujme, že nízkoteplotní kotle (NTK) a kondenzační kotle (KK) využívají ekvitermní regulaci a přizpůsobují tak teplotu kotlové vody provozním podmínkám podle teploty venkovního vzduchu a zároveň podle potřeby tepla ve vytápěném objektu (obr. 1).

Potřebné provozní teploty otopné soustavy lze stanovit jako funkci venkovní teploty. Grafické zobrazení této závislosti se pak prezentuje jako otopná křivka (obr. 2).

Teplota vratné vody závisí na ochlazení vody v otopných plochách. Teplotní spád byl dříve u otopných těles volen 90/70 °C, tj. ochlazení bylo 20 K. Dnes je nejvyšší vstupní teplota do otopného tělesa 75 °C a často volený teplotní spád např. 75/60 °C nebo 70/50 °C. U podlahového vytápění se volí ochlazení 8 až 12 K a jmenovitá teplota přírodní vody je pod 50 °C.

Jaký vliv má otopná křivka na provoz NTK a KK ukazuje obr. 2. Plochy pod otopnou křivkou představují pokrývanou potřebu tepla vždy pro interval venkovních teplot 5 K. Průměrná venkovní teplota za otopné období s uvažovanou venkovní oblastní výpočtovou teplotou -15 °C (např. Č. Budějovice) se pohybuje okolo +2 °C.

Poloha a průběh otopné křivky jsou parametry ovlivňující hospodárnost provozu kotle. Správnou volbou lze ovlivnit ztrátu kotle a u KK režim kondenzace v průběhu otopného období.

Provoz NTK a KK s měnící se teplotou kotlové vody má za následek, že kondenzát vzniká při podkročení teploty rosného bodu vlhkosti obsažené ve spalínách, u plynových kotlů s pH hodnotou v rozmezí 3,5 až 4,5 a u kotlů na topný olej cca 2,5. U KK lze považovat vznik kondenzátu za vítaný energetický přínos. U NTK je třeba dbát na to, aby nevznikly díky kondenzátu žádné provozní poruchy či škody. Většinou se tak dbá u NTK na striktní vyvarování se či alespoň minimalizaci vzniku kondenzátu. U těchto kotlů se v zájmu vysoké hospodárnosti udržuje přebytek spalovacího vzduchu na co možná nejnižší úrovni.

Moderní NTK jsou tak vlastně více ohroženy než ty starší s vysokým přebytkem vzduchu. Současně působí i provozní teplota mnohdy nižší než 40 °C. Jsou proto nutná taková konstrukční opatření, aby u NTK zabránila škodám z nízkoteplotní koroze, které by vznikly na teplosměnných plochách.

Využití kondenzačního tepla se dnes omezuje především na zemní plyn, neboť je zde rozdíl mezi výhřevností a spalným teplem zhruba dvojnásobný oproti oleji. Tomu rovněž odpovídá i energetický zisk a také teplota rosného bodu leží o cca 8 K výše. Zlepší se tak, resp. rozšíří prakticky využitelná oblast pro kondenzační techniku. V protikladu k NTK, musí být KK konstruovány tak, aby kondenzace zdárně probíhala v co největší míře v částech kotle k tomu určených a nezapříčinila provozní poruchy.

PODMÍNKY VZNIKU KONDENZÁTU

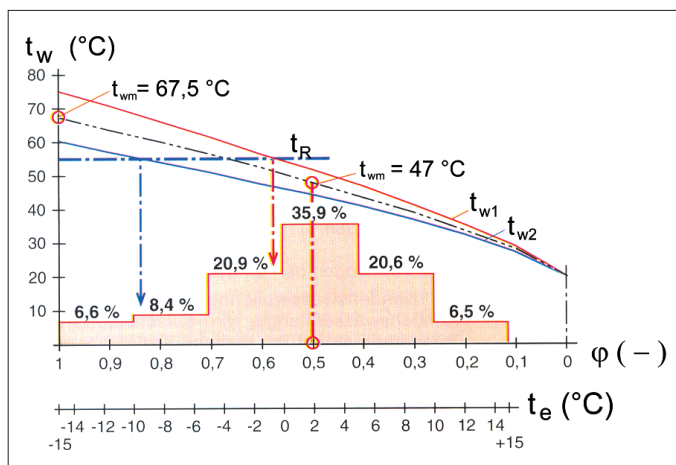
Vznik kondenzátu, resp. jeho množství je závislé na průběhu teploty ve spalínové trubce, tj. po délce teplosměnné plochy na straně spalin. Velmi dobrou představu nám poskytne termografické zobrazení teplotního profilu na obr. 3.

Rozhodujícími jsou dvě kritéria: teplota jádra spalin a povrchová teplota teplosměnné plochy. Ta jsou určena především provozními parametry kotlové vody. Teplota kotlové vody tak vytváří základní předpoklady, aby mohla kondenzovat vlhkost obsažená ve spalínách. Podle polohy a tvaru teplotního profilu a průběhu teploty rosného bodu můžeme rozlišit tři typické provozní stavy.

První je bez kondenzace, kdy je teplota kotlové vody nad teplotou rosného bodu (obr. 4)

Druhý případ se vyznačuje částečnou kondenzací. Teplota kotlové vody je sice pod teplotou rosného bodu, ale teplota jádra spalin je nad teplotou rosného bodu. Množství kondenzátu závisí na poloze průsečíku teplotního profilu vody a spalin a přímkou vyznačující teplotu rosného bodu (obr. 5).

Třetí případ lze označit jako úplnou kondenzaci. Teplota jádra spalin probíhá pod teplotou rosného bodu. Kondenzace je aktivní v celém průřezu proudu spalin (obr. 6). Pro KK je přirozený co možná největší pracovní rozsah s úplnou kondenzací. U NTK je tomu naopak. U dnešního provedení NTK a s ohledem na evropskou definici minimální teploty do 40 °C, není třeba se obávat ani částečné kondenzaci při odpovídajících provozních stavech. Vodní tahy kotle jsou



Obr. 1 Okrajové podmínky pro stanovení otopné křivky

OK2 – otopná křivka vratné vody

$$t'_{w2} = (t_{wm} - 20) \cdot \varphi^{\frac{1}{n}} - \frac{\varphi}{2} \cdot (t_{w1} - t_{w2}) + 20$$

OK1 – otopná křivka přívodní vody

$$t'_{w1} = (t_{wm} - 20) \cdot \varphi^{\frac{1}{n}} + \frac{\varphi}{2} \cdot (t_{w1} - t_{w2}) + 20$$

$$\varphi_e = \frac{20 - t'_e}{20 - t_e} \quad \varphi_i = \left[\frac{t'_{wm} - 20}{t_{wm} - 20} \right]^n \quad \varphi_w = \frac{t'_{w1} - t'_{w2}}{t_{w1} - t_{w2}}$$

Q' tepelná ztráta při t_e (hodnoty s_n představují aktuální hodnoty, nikoli jmenovité)

Q jmenovitá tepelná ztráta

$\varphi = Q' / Q$ stupeň vytížení

t_e venkovní oblastní výpočtová teplota

t_{wm} jmenovitá střední teplota otopné plochy

t_{w1} jmenovitá teplota přívodní vody

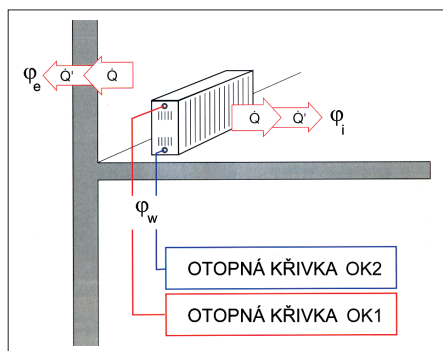
t_{w2} jmenovitá teplota vratné vody

n teplotní exponent otopné plochy

konstruovány tak, aby za běžných provozních stavů povrchová teplota teplosměnné plochy na straně spalin neklesla pod teplotu rosného bodu. Na základě poznatků z praxe není ani částečná kondenzace u NTK za některých provozních stavů škodlivá, neboť je řádově nepatrná a malé množství kondenzátu se za provozu velmi rychle opět odpaří.

Optimální provozní podmínky můžeme jak pro NTK, tak pro KK nastavit prostřednictvím řízení spalovacího procesu podle spárovaných teplotních čidel – teplota jádra spalin a teplota kotlové vody.

U KK by měly být zajištěny co možná nejlepší podmínky pro úplnou kondenzaci. Vzhledem k tomu je určujícím průběh teploty v průřezu proudu spalin a poloha průsečíku s teplotou rosného bodu. Obr. 7 zřetelně ukazuje, že při povrchové teplotě stěny (můžeme brát přibližně rovnu teplotě vody) pod teplotou rosného bodu je množství kondenzátu určeno teplotou jádra spalin. Nejlepší KK vykazují na konci spalinové cesty v kotli jen malý teplotní rozdíl mezi teplotou jádra spalin a teplotou vratné vody. Toho se docílí speciální, velice efektivní kon-



Obr. 2 Průběh otopné křivky ovlivňující provozní podmínky a hospodárnost provozu zařízení

t_w teplota otopné vody

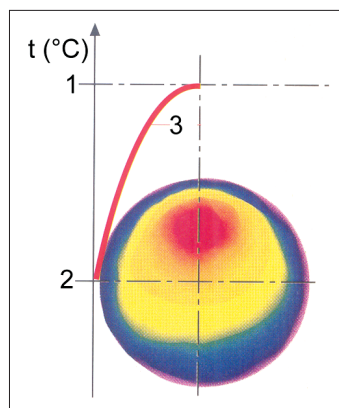
t_R teplota rosného bodu

t_{w1} teplota přívodní vody

t_{w2} teplota vratné vody

φ stupeň vytížení

t_e venkovní teplota



Obr. 3 Rozložení teplot v proudovém průřezu spalinového tahu (trubky)

t teplota

1 jádro proudu spalin

2 stěna

3 teplotní profil v proudovém průřezu spalinového tahu

strukcí teplosměnné plochy vzhledem k podmínkám kondenzace a změně vedení spalin.

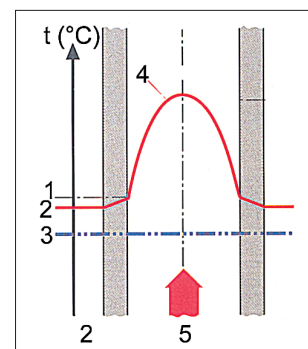
Nejnižší teplotu jádra spalin bychom v kotli měli přirozeně dosahovat na konci cesty spalin. Pro efektivní práci KK tak musíme na konec přivádět i vodu o nejnižší teplotě. Na rozdíl od souprůdého principu, využívaného u NTK, se využívá u KK protiproudu spalin a kotlové vody.

Modře vybarvené části na obr. 9 ukazují průřez, resp. část průřezu po délce teplosměnné plochy, kde probíhá kondenzace. Červeně vybarvené části vyznačují oblast s vyšší teplotou spalin než je teplota rosného bodu, tj. většinou jádro spalin.

Z obr. 9 je patrné, že i při teplotě přívodní vody do otopné soustavy 40 °C, tedy hluboce pod teplotou rosného bodu, nedochází v přední části vedení spalin k žádné kondenzaci, neboť se teplota jádra spalin pohybuje od 300 do 700 °C. Rovněž tak i ve střední oblasti, kde je teplota jádra spalin 200 až 300 °C dochází jen k minimální kondenzaci. Teprve na posledních 20 až 25 % teplosměnné plochy dochází ke kondenzaci. Tudiž lze říci, že teplota přívodní vody do otopné soustavy nehraje z hlediska kondenzace téměř žádnou roli. Stejně tak velikost zvýšení teploty přívodní vody nad teplotu rosného bodu nestojí za zmínku z hlediska teplotních poměrů na konci vedení spalin v kotli.

ZÁVĚR

Efektivita vytápění KK je dána teplotou jádra spalin v oblasti přívodu vratné



Obr. 4 Průběh teplot bez kondenzace

t teplota

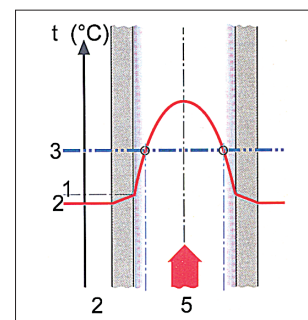
1 stěna

2 voda

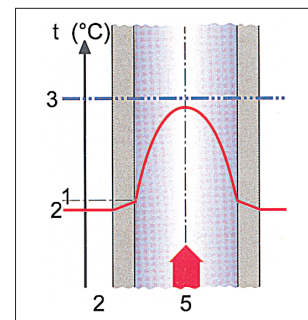
3 teplota rosného bodu

4 teplotní profil v proudovém průřezu spalinového tahu

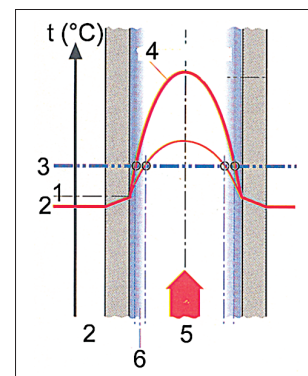
5 spaliny



Obr. 5 Průběh teplot při částečné kondenzaci (legenda viz obr. 4)

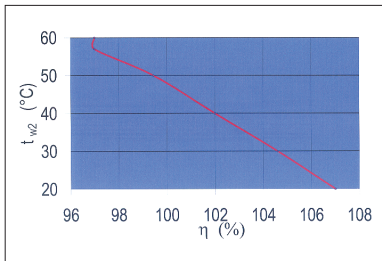


Obr. 6 Průběh teplot při úplné kondenzaci (legenda viz obr. 4)



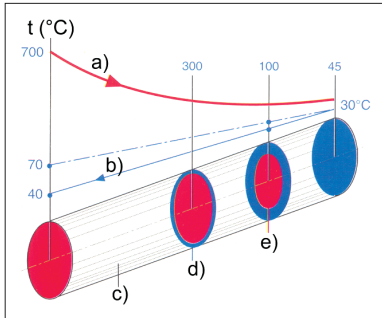
Obr. 7 Změna průběhu teploty spalin způsobená optimalizací povrchu teplosměnné plochy

6 tloušťka kondenzační vrstvy (ostatní legenda viz obr. 4)



Obr. 8 Závislost účinnosti na teplotě vratné vody u běžného KK

t_{w2} teplota vratné vody ze soustavy (zpátečky)
 η účinnost KK vztahovaná k výhřevnosti



Obr. 9 Schématické znázornění protiproudu spalin a kotlové vody, resp. nabíhající vratné vody o teplotě 30 °C

t teplota
 a) průběh teploty spalin
 b) průběh teploty kotlové vody
 c) spalinová trubka
 d) kondenzační zóna
 e) teplota jádra spalin

hřevnosti, což u KK vede k hodnotě vyšší než 100 %. Je zřejmé, že výhřevnost u KK již nedává vhodné měřítko. Přechod z výhřevnosti na spalné teplo dělá situaci jasnější. Přepočtovou veličinou je pak podíl spalného tepla a výhřevnosti, který je pro zemní plyn cca 1,114. Použijeme-li oproti zvyklostem u KK spalné teplo namísto výhřevnosti, dostaneme účinnost menší než 100 %, což je fyzikálně v pořádku a zde to činí cca 96 %. Při výpočtu potřeby tepla bychom měli za účinnost kotle η_K dosazovat hodnotu převedenou na spalné teplo.

Zkusme učinit zjednodušenou úvahu, kdy teoretická potřeba tepla, vypočtená denostupňovou metodou bude 100 GJ. Pro zjednodušení se úmyslně dopustíme nepřesnosti a uvažujeme účinnost obsluhy $\eta_O = 1$ a rozvodu $\eta_R = 1$. Nyní se podívejme, jak vyjde potřeba tepla z jmenovité hodnoty účinnosti KK, tj. $\eta_K = 107 \% \rightarrow 96 \%$ a jak vyjde z částečně modifikované hodnoty podle průběhu z obr. 10.

Pro maximální účinnost je potřeba tepla

$$Q = \frac{Q_N}{\eta_K \cdot \eta_O \cdot \eta_R} = \frac{100}{0,96 \cdot 1 \cdot 1} = 104 \text{ GJ}$$

Pro částečnou modifikaci (skutečné trvání kondenzace) uvažujeme:

42 % $\rightarrow Q_{N42} = 42 \text{ GJ} \rightarrow \eta_K = 107 \% \rightarrow 96 \%$
 53 % $\rightarrow Q_{N53} = 53 \text{ GJ} \rightarrow \eta_K = 100 \% \rightarrow 90 \%$
 5 % $\rightarrow Q_{N5} = 5 \text{ GJ} \rightarrow \eta_K = 97 \% \rightarrow 87 \%$

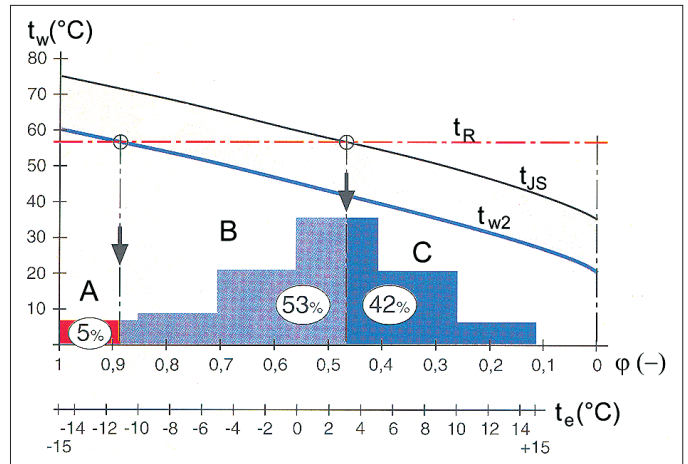
$$Q = \frac{Q_{N42}}{\eta_{K42} \cdot \eta_O \cdot \eta_R} + \frac{Q_{N53}}{\eta_{K53} \cdot \eta_O \cdot \eta_R} + \frac{Q_{N5}}{\eta_{K5} \cdot \eta_O \cdot \eta_R} = 108 \text{ GJ}$$

Vyšší hodnota potřeby tepla za otopné období cca o 4 % se jeví reálnější, neboť nezajistíme v průběhu celého otopného období úplný režim kondenzace,

vody. Naproti tomu má teplota přivodní vody menší vliv. Pro různé teplotní režimy KK tak lze, na základě znalosti teploty vratné vody, stanovit tři charakteristické fáze: bez kondenzace, s částečnou kondenzací a s úplnou kondenzací s odpovídajícím podílem získaného tepla. Obr. 10 platí pro velmi často projektovanou teplotu vratné vody 60 °C (porovnejte s obr. 2).

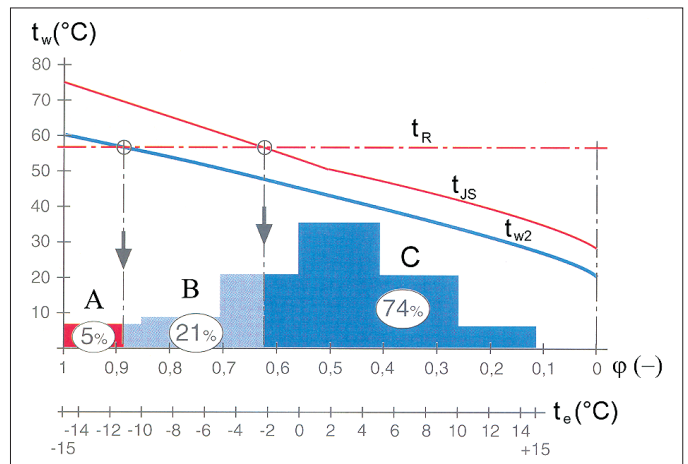
Teplota jádra spalin zde probíhá téměř rovnoběžně s teplotou vratné vody, je však posunuta o 15 K nahoru. Jako efektivní se jeví snížení teploty spalin při částečném vytížení, kdy se dostaneme do fáze úplné kondenzace. Na obr. 11 je patrné, že se 50% vytížení kotle při venkovní teplotě 20 °C posune do oblasti úplné kondenzace. Průsečík teploty rosného bodu a teploty jádra spalin se přesouvá doleva a podíl tepla získaného při úplné kondenzaci vzroste na 74 %. Za těchto podmínek lze dosáhnout normovaný stupeň využití cca 107 %.

Stupeň využití, či účinnost, se valnou většinou vztahují k výhřevnosti,



Obr. 10 Zobrazení odevdaného tepla pro vytápění při použití jednostupňového hořáku

A – bez kondenzace, $t_{w2} > t_R$
 B – částečná kondenzace, $t_{w2} < t_R$; $t_{JS} > t_R$
 C – úplná kondenzace, $t_{w2} < t_R$; $t_{JS} < t_R$
 t_w teplota vody
 t_R teplota rosného bodu
 t_{JS} teplota jádra spalin
 t_{w2} teplota vratné vody (zpátečky)
 t_e venkovní teplota
 φ stupeň vytížení



Obr. 11 Zobrazení odevdaného tepla pro vytápění při použití modulačního hořáku (legenda jako u obr. 10)

tj. nezískáme všechno kondenzační teplo vlhkosti obsažené ve spalinách. Můžeme objektivně namítnout, že přibližný výpočet byl proveden pro hodnoty z obr. 10, tj. především pro jmenovitou teplotu vratné vody 60 °C. U projektované nižší teploty vratné vody pod teplotou rosného bodu, bychom dostali lepší výsledek. Nezapomínejme však, že i když bude projektovaná teplota vratné vody nižší než je teplota rosného bodu, ani tehdy nemusí docházet k úplné kondenzaci a nevyužijeme celé latentní teplo. Je to závislé ještě na mnoha projekčních i provozních parametrech, jako je použití beztlakého nebo termohydraulického rozdělovače, přepouštění, řazení spotřebitelských okruhů na rozdělovači atd.

Použití zdroje:

[1] Buderus Heiztechnik: *Handbuch für Heizungstechnik*. Beuth Verlag GmbH, Berlin 2002. ISBN 3-410-15283-0
 [2] Bašta, J.: *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Praha: *Ediční středisko ČVUT*, 2003. – 252 s., 209 obr., ISBN 80-01-02808-9.
 [3] Bašta, J.: Od účinnosti ke stupni využití. In: *Vytápění, větrání, instalace*, 8, č. 1/1999, s. 24–28
 [4] Bašta, J.: Četnost sepnutí hořáku kotle a velikost spínací diference. In: *VVI*, 2001, roč. 10, č. 1, s. 6–12.