

Využití vlhčení spalovacího vzduchu pro zvýšení výkonu spalínových kondenzátorů u kotlů na biomasu

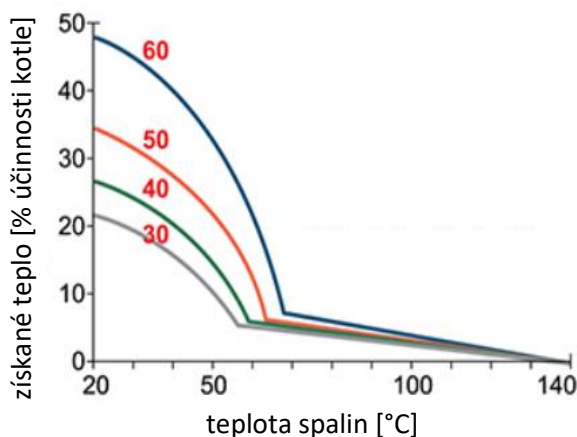
prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc., Ing. Vít Schneberger
Ústav energetiky, Fakulta strojní, ČVUT v Praze
tomas.dlouhy@fs.cvut.cz

Abstrakt

Získávání a využití skupenského kondenzačního tepla vodní páry ze spalin je dobře řešitelné a zvládnuté při spalování plynu, kde tzv. kondenzační kotle se ve vytápěcí technice staly standardem. Poněkud odlišná je situace u kotlů na biomasu, kde jsou spaliny mnohem více znečištěné jak plynnými tak i tuhými látkami, které se váží na kondenzát a mohou způsobovat jeho zvýšenou korozní agresivitu či tvorbu úsad. Proto se obecně uvádí, že při spalování biomasy je pro získávání kondenzačního tepla vodní páry ze spalin na místo rekuperačního výměníku vhodnější použít kondenzátor sprchový. Zatímco u rekuperačního výměníku se teplo odebrané spalinám předává do ohřívané látky přímo, u sprchového kondenzátoru se teplo nejprve převede do sprchové vody a z ní se následně využívá např. pro předehřev vratné vody z CZT. Energetický přínos tohoto řešení lze ještě zvýšit zvlhčováním spalovacího vzduchu pro kotel ve sprchovém zvlhčovači, do něhož se rozstříkuje ohřátá procesní voda ze spalínového kondenzátoru. Nasycením spalovacího vzduchu vlhkostí se zvýší teplota rosného bodu spalin, čímž se jednak zvýší teplotní úroveň pro využití odpadního tepla o cca 3 až 5 °C a zlepší se i míra rekuperace tepla ze spalin až o 5 až 10 % výkonu kotle. Kondenzačního efektu tak lze dosáhnout i při vyšší teplotě vratné vody z CZT. V příspěvku jsou uvedeny výsledky energetické bilance systému biomasový kotel – spalínový kondenzátor – zvlhčovač spalovacího vzduchu a vyhodnocen potenciální přínos tohoto řešení.

1 Úvod

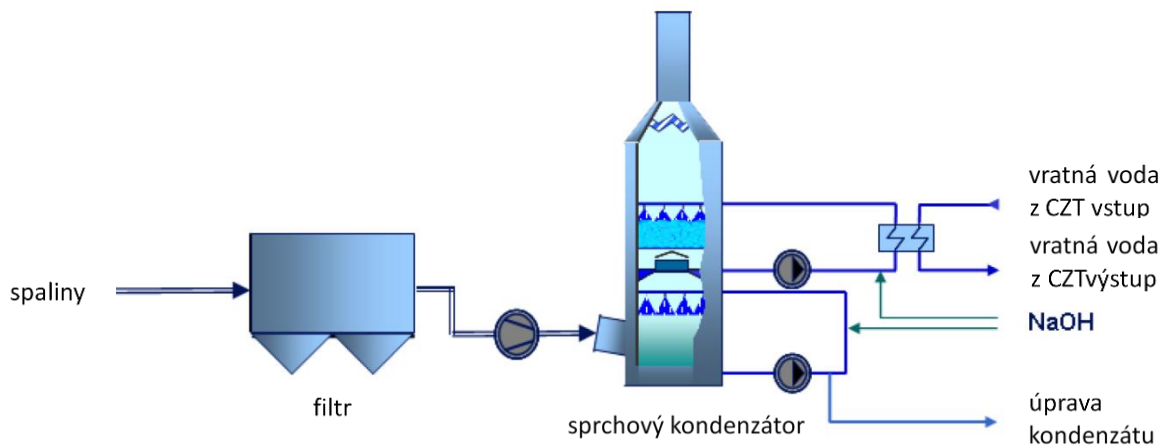
V současnosti je hlavním cílem energetických zdrojů pro výrobu užitečného tepla maximalizovat celkovou účinnost, aby využití paliva bylo co nejefektivnější [1]. Největší ztrátou kotlů je tzv. komínová ztráta, tedy ztráta citelným teplem spalin za kotlem, jejichž teplota je ovlivněna parametry a provedením kotle a může být v rozmezí 70 až 200 °C. Jsou-li aplikovány spalínové kondenzátory, lze dosáhnout teploty spalin o 5 až 20 °C vyšší, než je teplota chladicího média [1]. Spalínové kondenzátory je obvykle výhodné instalovat, pokud je vlhkost paliva vyšší než 20 % hm. Spalínový kondenzátor lze využít pro získávání skupenského tepla spalin a lze dosáhnout teploty spalin v komíně i pod 40 °C.



obr. 1: Závislost získaného tepla na teplotě spalin a vlhkosti paliva. Červené číslice značí obsah vody v palivu v procentech hmotnosti paliva. Zlom na křivkách nastává při dosažení teploty rosného bodu [2]

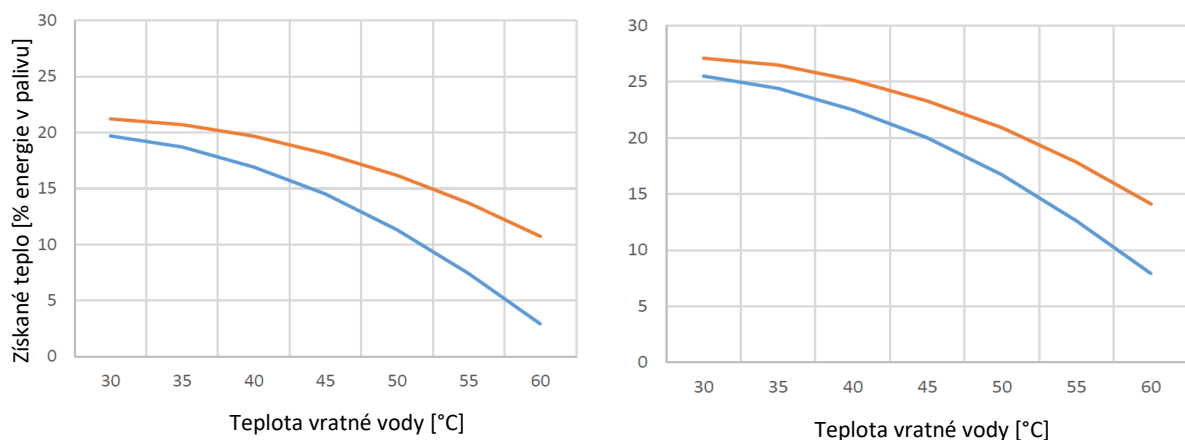
Ve zdroji pro výrobu tepla lze pro kondenzaci spalin využít vratnou vodu z otopné soustavy. Na obr. 1 jsou uvedeny závislosti získaného tepla na koncové teplotě spalin a vlhkosti paliva. Zlom v průbězích odpovídá teplotě rosného bodu spalin pro dané palivo. Ze závislosti plyne, že teplota vratné vody z otopné soustavy musí s nižší vlhkostí paliva klesat, aby mohlo být využito kondenzace spalin pouze užitím spalinového kondenzátoru [2].

Pro kondenzaci vodní ze spalin lze užít rekuperační či sprchové kondenzátory. Rekuperační kondenzátory jsou obvykle řešené jako výměníky se svislými trubkami, jimiž proudí spaliny, vně trubek se přivádí ohříváná topná voda. Ke kondenzaci dochází na vnitřní stěně trubek, kondenzát stéká gravitačně do jímky pod výměníkem. Sprchové kondenzátory fungují na principu rozstříku chladící vody do proudu spalin, ke kondenzaci dochází na povrchu kapek vody, která se tím ohřívá. Při spalování biomasy jsou hlavními nevýhodami rekuperačních kondenzátorů koroze a tvorba úsad, trubky proto musí být z nerez a proplachované vodou. Sprchové kondenzátory jsou konstrukčně výrazně jednodušší, a tedy i levnější, a netrpí zanášením, což jejich užití upřednostňuje. Příklad zapojení sprchového spalinového kondenzátoru je uveden na obr. 2. Kondenzátor má obvykle 2 až 3 sprchové sekce. V první dochází ke zchlazení a částečnému dovlhčení spalin, v dalších pak nastává kondenzace vodní páry ze spalin.



obr. 2: Příklad zapojení sprchového spalinového kondenzátoru [3]

V případě, že rozdíl mezi teplotou rosného bodu spalin a teplotou vratné vody je malý, teplo získané navíc kondenzací spalin je minimální. Tehdy je možné instalovat zvlhčovač spalovacího



obr.3: Závislost získaného tepla ve spalinovém kondenzátoru na teplotě vratné vody. Průběh při aplikaci CAH je vyznačen oranžově, bez CAH modře. Graf vlevo, resp. vpravo, je sestaven pro palivo s obsahem 40, resp. 50, % hm. vody [3].

vzduchu (angl. combustion air humidifier - CAH), který navýší teplotu rosného bodu spalin zvýšením jejich vlhkosti. Vyšší teplotou rosného bodu a zachováním teploty vratné vody se zvýší potenciál tepla získatelného ve spalínovém kondenzátoru. Vliv použití CAH na množství tepla získaného ve spalínovém kondenzátoru je uveden na obr.3 [3].

Dalším řešením pro aplikaci spalínového kondenzátoru v případě, že teplota vratné vody je příliš blízko teplotě rosného bodu spalin, je použití tepelného čerpadla. S tím je ovšem spojena investice jak do systému tepelného čerpadla, tak do jeho provozu.

2 Energetický zisk sprchového spalínového kondenzátoru

Celkové teplo spalin je tvořeno citelným teplem a latentním (taktéž skupenským) teplem vodní páry obsažené ve spalinách. Závislost velikosti citelného tepla na teplotě spalin je téměř lineární. Získávání latentního tepla spalin je možné tehdy, když jsou spaliny ochlazené pod teplotu rosného bodu vodní složky spalin. Tehdy dojde k uvolnění energie potřebné pro fázovou přeměnu vodních par ve spalinách, kdy vodní podíl kondenzuje. Kondenzace nastává v případě, kdy se parciální tlak vodních par rovná tlaku sytých par. Vlhkost obsažená ve spalinách se s klesající teplotou prudce zmenšuje z důvodu strmého sklonu křivky tlaku sytých par. Čím nižší je tedy teplota chladicího média oproti teplotě rosného bodu vodních par ve spalinách, tím efektivnější přenos tepla je dosažen [4] – viz obr. 1. V případě užití sprchového kondenzátoru však bude průběh této závislosti poněkud odlišný, neboť je nutné ještě zohlednit proces vlhčení spalin ve fázi jejich ochlazení k teplotě rosného bodu, kdy část získaného citelného tepla spalin se spotřebuje na odpaření části sprchové vody. Tím dojde ke zvýšení obsahu vodní páry ve spalinách a tedy i teploty rosného bodu, což umožňuje sprchovou vodu ohřát na vyšší teplotu a tím zlepšit podmínky pro rekuperaci tepla. Proces vlhčení spalin a následné kondenzace odpařené vody se energeticky kompenzuje, proto se při ochlazení spalin pod původní teplotu rosného bodu v celkové energetické bilanci neprojeví. Proces vlhčení spalin bude záviset na mnoha okolnostech, zejména na průtoku a teplotě sprchové vody, na rozstřiku vody či užití výplně, na podmínkách přestupu tepla mezi spalinami a sprchovou vodou apod. Tyto podmínky je velmi obtížné teoreticky popsat. Bilančně lze spočítat maximální dosažitelné nasycení spalin, k němuž by došlo za předpokladu, že veškeré citelné teplo spalin získané jejich ochlazením k nové, vyšší teplotě rosného bodu se využije pouze na odpaření odpovídajícího množství sprchové vody.

Modelové výpočty byly provedeny pro biomasu ve formě dřevní štěpky s proměnným obsahem. Základní parametry paliva jsou následující

Složení paliva:

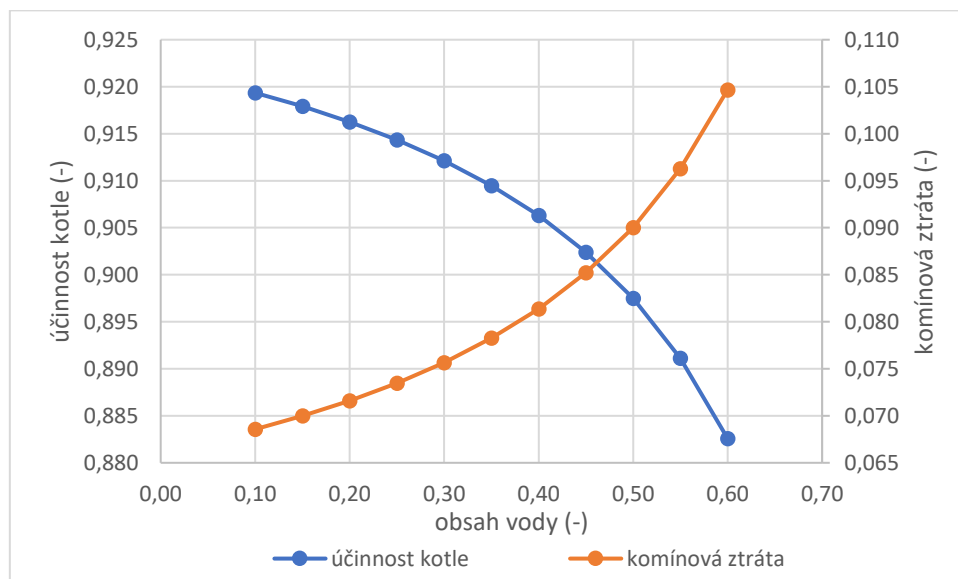
vlhkost	0,1 až 0,6	
popel v sušině	0,0150	
uhlík v hořlavíně	0,5096	
vodík v hořlavíně	0,0693	
dusík v hořlavíně	0,0026	
síra v hořlavíně	0,0001	
kyslík v hořlavíně	0,4184	
Spalné teplo hořlaviny paliva	21 334	kJ/kg

Jako referenční zařízení pro vyhodnocení přínosů byl zvolen fiktivní parní kotel s těmito parametry:

výkon kotle	30 t/h
teplota páry	400 °C
tlak páry	4 MPa
teplota napájecí vody	105 °C
tlak napájecí vody	4,5 MPa
výkon kotle	23,1 MW
teplota spalin za kotlem	150 °C
přebytek vzduchu ve spalinách za kotlem	1,3

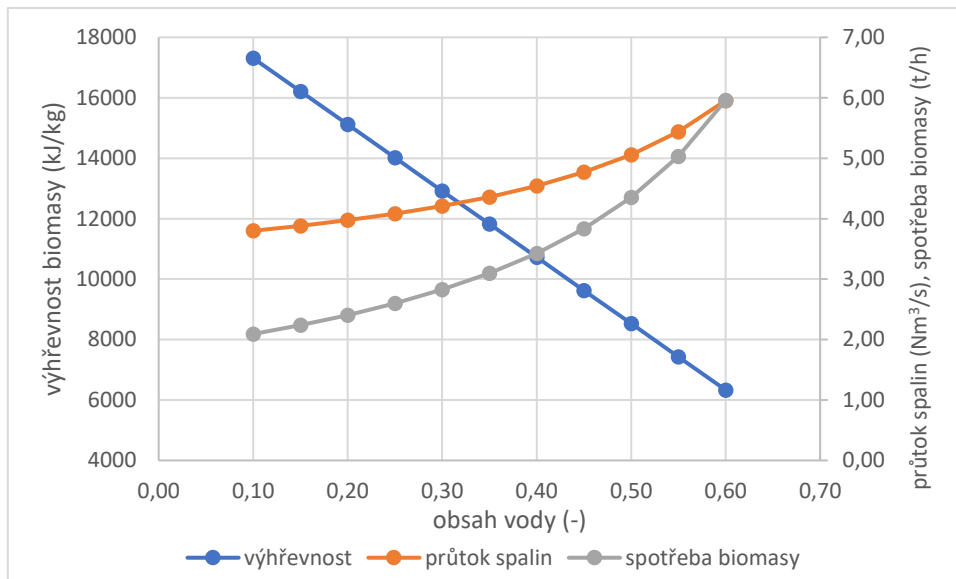
Účinnost kotle v závislosti na obsahu vody v biomase je uvedena na obr. 4. Vliv obsahu vody v biomase na účinnost kotle je zohledněn pouze změnou velikosti komínové ztráty. Velikost ostatních ztrát kotle byla určena výpočtem dle obvyklé metodiky a vyšla následovně:

Z_{CO}	0,00050
Z_C	0,00319
Z_f	0,00029
Z_{sv}	0,00850



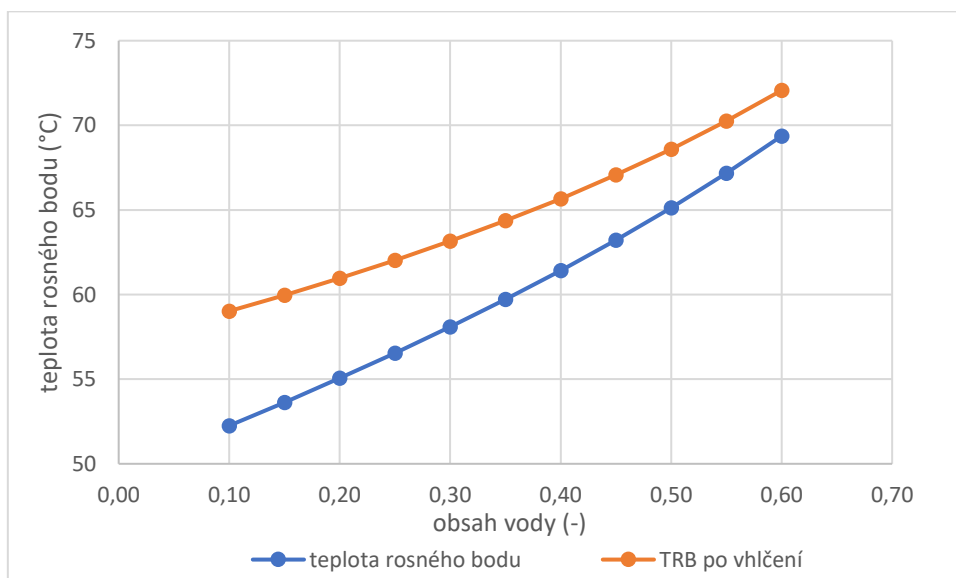
obr. 4 Závislost komínové ztráty a účinnosti kotle na obsahu vody v biomase

Na obr. 5 je pak uvedena závislost výhřevnosti a spotřeby biomasy a průtoku spalin na obsahu vody v biomase.



obr. 5 Závislost výhřevnosti a spotřeby biomasy a průtoku spalin na obsahu vody v biomase

Klíčovým parametrem, který rozhoduje o zahájení využívání latentního tepla vodní páry ze spalin, je teplota rosného bodu (TRB) spalin. Ta odpovídá stavu, kdy při ochlazování spalin vodní pára v nich obsažená dosáhne stavu sytosti a při dalším ochlazování dochází k její částečné kondenzaci. TRB spalin a odhad jejího potenciálního zvýšení v důsledku vlhčení spalin odparem části sprchové vody ve sprchovém kondenzátoru v závislosti na obsahu vody v biomase je uvedena na obr. 6. Zvýšení TRB je zde počítané jako maximální za předpokladu, že se veškeré citelné teplo získané ochlazením spalin k TRB spotřebuje na odpaření části sprchové vody. Reálný nárůst TRB by byl zřejmě menší, na druhou stranu ve výpočtu není zohledněn nárůst TRB spalin v důsledku navlhčení spalovacího vzduchu, které by podle zvoleného stupně navlhčení vzduchu mohlo TRB spalin ještě dále zvýšit.

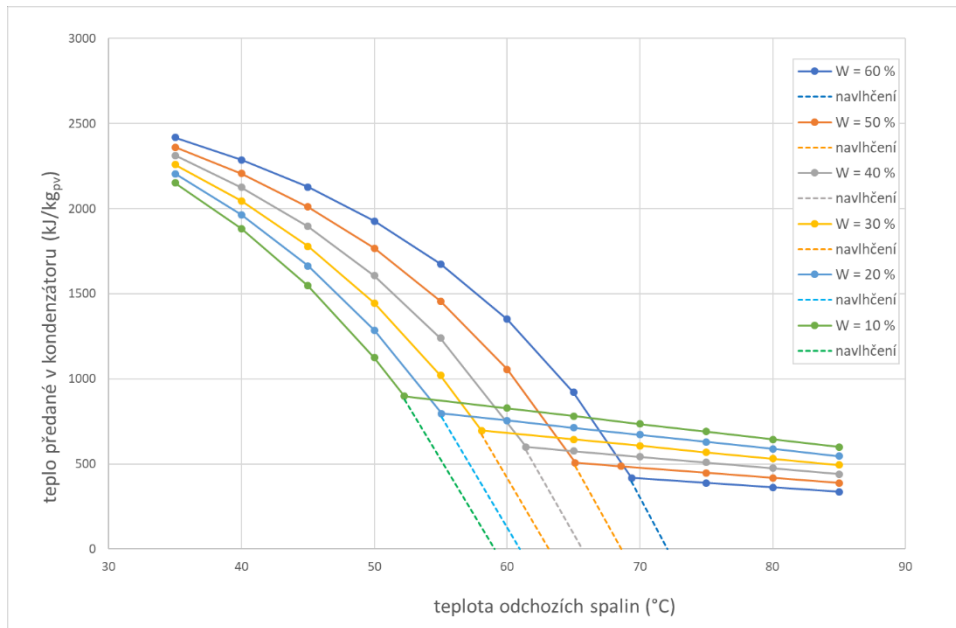


obr. 6 Závislost teploty rosného bodu spalin a TRB s uvažováním vlhčení spalin na obsahu vody v biomase

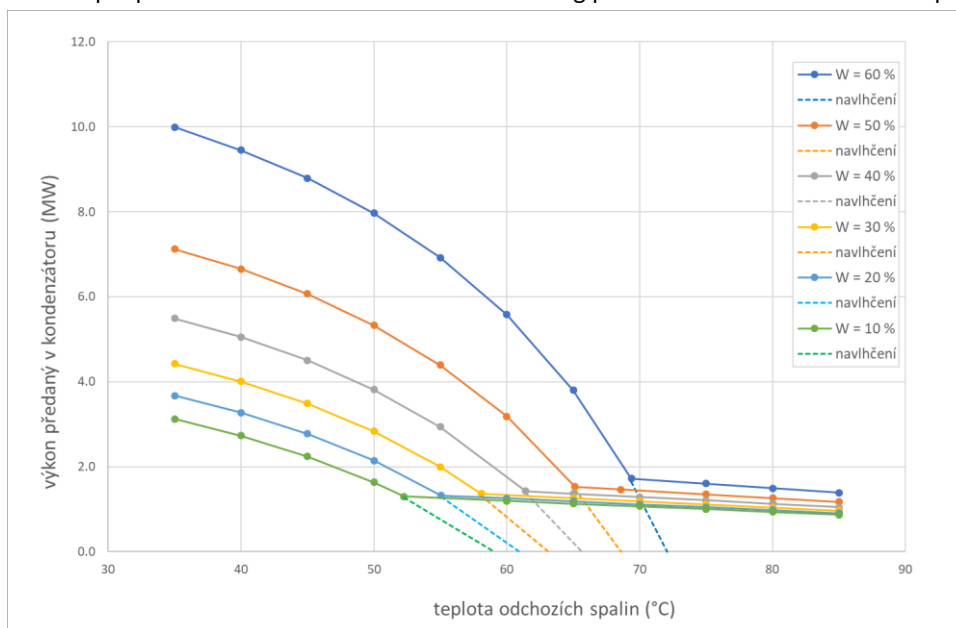
Teplo získané ochlazením spalin z 1 kg spalného paliva je uvedeno na obr. 7. Obdobná závislost vztažená na 1 MW tepelného výkonu kotle je uvedena na obr. 8. Plnými čarami je vyneseno tepelný zisk bez uvažování vlhčení spalin, tedy v případě užití rekuperačního kondenzátoru.

Zlom v průběhu křivek odpovídá ochlazení spalin na teplotu rosného bodu, kdy nastane kondenzace vodní páry.

V případě sprchového kondenzátoru, kdy by docházelo k vlhčení spalin před jejich následnou kondenzací, by se teplota rosného bodu spalin zvýšila. Mezní situací je stav, kdy by se veškeré citelné teplo spalin získané jejich ochlazováním spotřebovalo na odpaření sprchové vody. Energetický zisk z chlazení spalin by pak byl nulový až k nové, vyšší teplotě rosného bodu spalin, při jejímž dosažení by došlo ke kondenzaci vodní páry a energetickému zisku, který by se při dosažení původní teploty rosného bodu v podstatě rovnal teplu získanému bez uvažování vlhčení spalin. Tato situace je v obrázcích znázorněna přerušovanými čarami.



obr. 7 Teplo předané v kondenzátoru vztažené na 1 kg paliva v závislosti na ochlazení spalin

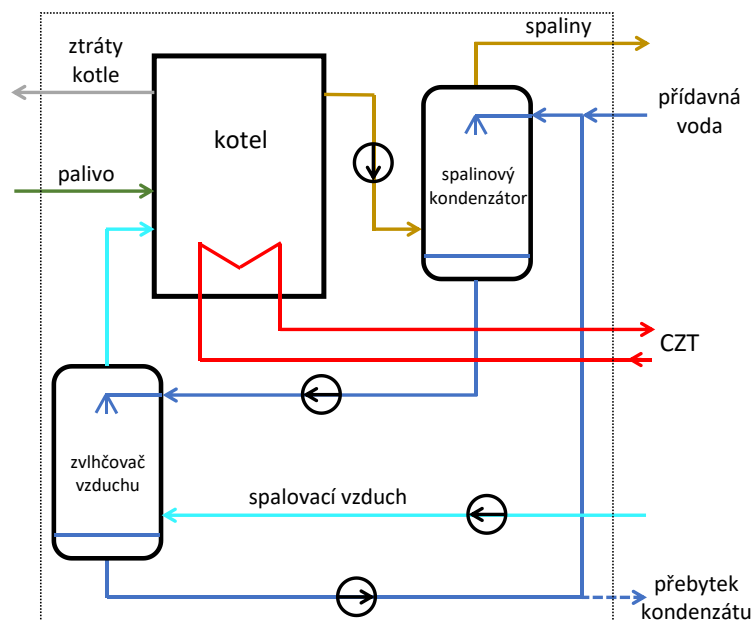


obr. 8 Výkon získaný v kondenzátoru v závislosti na teplotě ochlazení spalin

Z hlediska energetické efektivity aplikace kondenzátoru spalin je lepší potenciál jeho použití při spalování mokrého paliva, protože lze získat podstatně více tepla na vyšší teplotní úrovni. Užití rekuperačního kondenzátoru spalin poskytuje možnost rekuperovat citelné teplo ze spalin, tedy i na vyšší teplotě, než je teplota rosného bodu spalin, avšak za cenu užití výměníku s velkou výhřevnou plochou, limitem zde může být přiměřený koncový teplotní spád. Proti tomu sprchový kondenzátor bude materiálově méně náročný, nebude trpět korozí a zanášením, nevýhoda jeho provozu na nižší teplotní úrovni bude částečně kompenzována efektem zvýšení TRB navlhčením spalin.

3 Bilance účinnosti systému kotel – kondenzátor – zvlhčovač

Schématické znázornění systému kotel – spalinový kondenzátor – zvlhčovač spalovacího vzduchu je uveden na obr. 9. Kotel spaluje palivo pomocí ohřátého a zvlhčeného vzduchu, spalin jsou ve spalinovém sprchovém kondenzátoru ochlazen pod teplotu rosného bodu, získané teplo se převede do sprchové vody, ta je vedena do sprchového zvlhčovače spalovacího vzduchu nasávaného z okolí, vzduch se ve zvlhčovači ohřeje a navlhčí a použije se jako spalovací. Sprchová voda se ve zvlhčovači ochladí a je vrácena zpět do spalinového kondenzátoru. Sprchová voda tedy v systému cirkuluje a slouží pro přenos tepla ze spalin do spalovacího vzduchu. Podobně cirkuluje i voda převedená ve zvlhčovači do vzduchu ve formě páry, která ve spalinovém kondenzátoru vykondenzuje, přejde do sprchové vody a ve zvlhčovači se znovu odpaří.



obr. 9 Bilanční schéma systému kotel – spalinový kondenzátor – zvlhčovač vzduchu

Bilanci energetické účinnosti systému lze provést porovnáním vstupujících a vystupujících tepelných toků, které procházejí bilanční hranicí systému na obrázku znázorněnou tečkovanou čarou. Z tohoto pohledu je do systému přiváděno teplo v palivu Q_p , nasávaném spalovacím vzduchu Q_{vz} a v přídavné vodě Q_{pv} a odváděno ve spalinách z kondenzátoru Q_s a v přebytku kondenzátu Q_k . Zohledněny by měly být též ztráty kotle Z_k , které vznikají při nedokonalém spalování paliva a odvodu popela, a ztráty tepla do okolí, které budou pro zjednodušení zanedbány.

Vyjádření přínosu resp. zlepšení účinnosti tohoto systému proti případu kotle bez spalínového kondenzátoru je poněkud složité, neboť naráží na nedokonalost metodiky běžně užívané pro určení účinnosti kotlů, která pracuje s výhřevností paliva a skupenské teplo vody obsažené v palivu a páry ve spalínách neuvažuje. V rámci řešeného výzkumného projektu byla odvozena metodika, která tento nedostatek eliminuje a umožňuje zlepšení účinnosti systému vyjádřit. Jednodušší a přesnější je však vyhodnocení rozdílu v účinnosti a spotřebě paliva tepelným přepočtem konkrétního kotle, který pracuje s ohřátým a zvlhčeným vzduchem, neboť tímto způsobem je možné zohlednit i vliv navlhčení spalovacího vzduchu na jeho provoz.

Přepočet byl proveden pro modelový kotel, který by spaloval biomasu s obsahem vody 50 %, porovnán byl případ bez užití spalínového kondenzátoru a se spalínovým kondenzátorem a zvlhčovačem spalovacího vzduchu, kde bylo předpokládáno ohřátí vzduchu ve zvlhčovači na 56,1 °C a navlhčení vzduchu vyjádřené zvětšení objemového podílu vodní páry z 1,6 na 9 %. Přepočet ukázal následující výsledky:

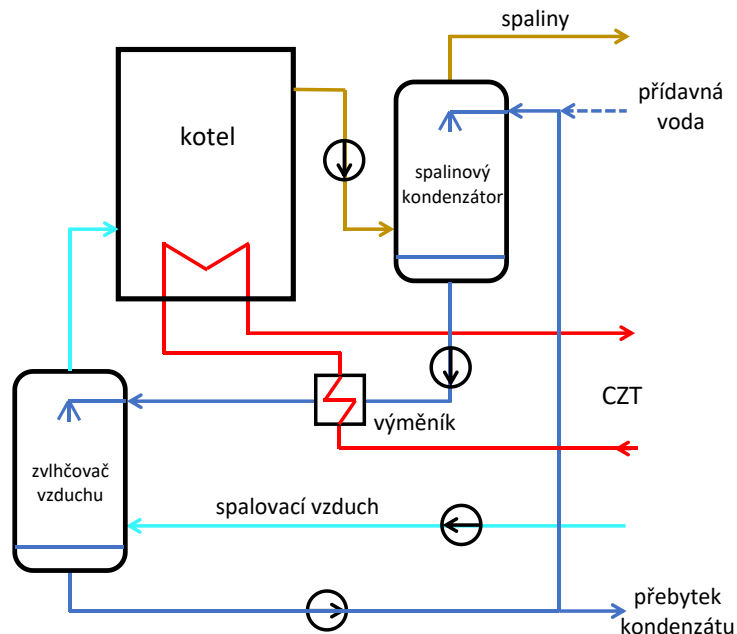
- nárůst teploty spalin za kotlem o 3,4 °C, což v kombinaci s vyšším průtokem spalin znamená zhoršení účinnosti kotle o 0,59 proc. bodu, spotřeba paliva však naopak o 1,35 % klesla v důsledku přehřevu spalovacího vzduchu
- zvýšení teploty rosného bodu spalin z 65,1 °C na 68,4 °C, tedy o 3,3 °C
- nárůst teploty vody v EKV o 5 °C, riziko vzniku varu by však nemělo nastat
- pokles maximální teploty spalování o 43 °C a na výstupu ze spalovací komory o 5 °C, což je nepodstatné.
- zvýšením výkonu přehříváků v součtu o 1,9 %, což má za následek zvýšení regulačního vstřiku o 10 %.

Souhrnně lze tedy konstatovat, že změny provozních parametrů kotle v důsledku vlhčení spalovacího vzduchu jsou malé. Úspora paliva, jíž se dá aplikací tohoto zapojení dosáhnout a která se v závislosti na konkrétních podmínkách může pohybovat v řádu 1,0 až 1,5 %, se zdá být poměrně malá. Je to dáno tím, že pro ohřev a navlhčení vzduchu ve zvlhčovači postačí jen poměrně malé množství tepla, takže ke kondenzaci vodní páry ve spalínovém kondenzátoru dochází jen ve velmi malé míře a spaliny kondenzátor opouštějí těsně pod TRB. Mnohem výraznějšího zlepšení účinnosti a úspory paliva by bylo možné dosáhnout v kombinaci s využitím tepla v CZT, pokud by byla teplota vratné vody dostatečně nízká, aby do ní teplo získané ve spalínovém kondenzátoru bylo možné předávat.

4 Zapojení kotel – kondenzátor – výměník CZT – zvlhčovač

Zjednodušené bilanční schéma zapojení spalínového kondenzátoru s výměníkem CZT a zvlhčovačem spalovacího vzduchu pro kotel je uvedeno na obr. 10. Sprchová voda ohřátá ve sprchovém kondenzátoru projde výměníkem CZT, kde se ochladí a část svého citelného tepla předá do vratné vody z CZT, a je dále vedena do sprchového zvlhčovače spalovacího vzduchu, který je nasáván z okolí. Teplota i tepelný obsah sprchové vody je dostatečný pro ohřátí spalovacího vzduchu o 20 až 30 °C, přičemž část vody se odpaří a ve formě páry přejde do spalovacího vzduchu a zvýší jeho vlhkost. Ochlazená sprchová voda ze zvlhčovače je použita pro sprchování spalin v kondenzátoru. Očekávaným benefitem tohoto řešení je jednak rekuperace tepla ze spalin do vzduchu, jednak zvýšení teploty rosného bodu spalin, takže

z kondenzátoru bude odcházet teplejší sprchová voda, což zlepší podmínky pro přenos tepla ve výměníku CZT a přispěje ke zvýšení jeho výkonu.



obr. 10 Schéma zapojení spalínového kondenzátoru se zvlhčovačem spalovacího vzduchu

Výsledky hmotnostní a energetické bilance tohoto zapojení jsou do značné míry závislé na volbě velikosti parametrů systému, především:

- na teplotě a průtoku sprchové vody ze spalínového kondenzátoru, které budou záviset jednak na teplotě a průtoku spalin z kotle, jednak na provedení kondenzátoru
- na teplotních spádech mezi sprchovou a vratnou vodou ve výměníku CZT, které budou záviset na jeho velikosti
- na teplotě a navlhčení spalovacího vzduchu, které budou záviset na vychlazení sprchové vody ve výměníku CZT a na provedení zvlhčovače

Tím vzniká dosti složitá úloha s větším počtem volných a vzájemně závislých parametrů, která není obecně jednoznačně řešitelná. Naprosto zásadní význam při tom bude mít teplota vrané vody z CZT. Pokud by tato teplota byla vyšší, jež je TRB spalin, žádné teplo by se ve výměníku CZT nepředávalo a systém by fungoval s poměrně malou úsporou paliva vyjádřenou v předchozí kapitole. Čím však bude teplota vratky nižší, tím efektivita tohoto systému progresivně poroste, a to i v porovnání se zapojením se spalínovým kondenzátorem bez zvlhčovače spalovacího vzduchu dle obr. 2. Jako příklad výsledků provedených modelových bilancí lze uvést, že při spalování biomasy s obsahem vody 45 % a při teplotě vratné vody z CZT u kotle s teplotou odchozích spalin 160 °C by bylo možné instalací spalínového sprchového kondenzátoru uspořit zhruba 10 % paliva a doplněním zvlhčovače spalovacího vzduchu dalších cca 7 % při stejné dodávce tepla do CZT. Pokud by byla teplota vratné vody nižší, potenciální efekt by se ještě zvýšil a naopak, přičemž významnou roli zde již mohou hrát změny v řádu jednotek °C. Při poklesu vlhkosti biomasy by se potenciální úspora zmenšila, při obsahu vody 35 % by dosažitelná úspora paliva klesla zhruba na 7 a 14 %.

5 Závěr

V příspěvku byl analyzován přínos vlhčení spalovacího vzduchu pro zvýšení výkonu spalinových kondenzátorů u kotlů na biomasu. Vlhčení by se provádělo ve sprchovém směšovacím výměníku (zvlhčovači), kde by se rozstříkala ohřátá sprchová voda ze spalinového kondenzátoru, která před tím byla částečně ochlazena ve výměníku pro predehřev vratné vody z CZT. Ve zvlhčovači by došlo ke zvýšení vlhkosti a ohřátí spalovacího vzduchu, čímž by se jednak realizovala rekuperace tepla ze spalin zpět do kotle, jednak by došlo ke zvýšení vlhkosti a rosného bodu spalin, což by umožnilo získat více tepla ve spalinovém kondenzátoru na vyšší teplotní úrovni, takže by bylo možné předat více tepla do CZT i při vyšší teplotě vratné vody. Dle provedených výpočtů lze navýšení výkonu dodávaného do CZT odhadnout na 5 až 10 % úspory paliva proti případu, kdy by byl kotel vybaven pouze spalinovým kondenzátorem.

Toto energeticky efektivní řešení je možné poměrně jednoduše dodatečně doplnit i do již existujících instalací kotlů se spalinovými kondenzátory, neboť se ukazuje, že navlhčení spalovacího vzduchu nemá na provozní parametry kotle podstatný vliv. Zvlhčovač vzduchu je konstrukčně jednoduchý. Tvoří jej válcová nádoba, spodem je přiváděn spalovací vzduch nasávaný z okolí, pod stropem je umístěn systém trysek pro rozstřík sprchové vody, pro zvýšení styčného povrchu vody se vzduchem se pod tryskami umísťuje smáčená výplň. Ohřátý navlhčený vzduch se odvádí horem, na výstup je umístěn demister pro záchyt unášených kapek, doporučuje se zařadit i ohřev vzduchu, aby nedocházelo ke kondenzaci vlhkosti ve vzduchovodech.

Hlavním provozním důsledkem aplikace zvlhčování spalovacího vzduchu je zvýšení průtoku spalin až o 10 % a zvětšení objemového průtoku vzduchu za zvlhčovačem, které by mohlo činit až 20 %. Posílit by bylo zřejmě nutné též výkon výměníku pro dodávku tepla do CZT.

Acknowledgment

Tato práce byla podpořena projektem TK04030297 s názvem „Využití kondenzačního tepla ze spalin kotlů na biomasu“. Tímto děkujeme za podporu z tohoto projektu.

Použité literární zdroje

- [1] B. Hebenstreit *et al.*, “Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 71, pp. 12–22, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.biombioe.2014.01.048.
- [2] Condens Oy, “Flue Gas Cleaning and Heat Recovery.” <https://www.condens.fi/en/flue-gas-cleaning-and-heat-recovery> (accessed Apr. 04, 2022).
- [3] L. Kuukkanen, J. Alin, and A. Pasanen, “Energy Efficient District Heating Concept,” *In Proceedings of the POWER-GEN Europe 2015*, Jun. 2015.
- [4] J. Uotila, “Heat Recovery and Environmental Impacts of Flue Gas Condensing,” Aalto University of Chemical Technology, 2015.