

Ing. Viktor PLAČEK, Ph.D.
 ČVUT v Praze, Fakulta strojní,
 Ústav přístrojové a řídicí techniky

Kontinuální odhad výhřevnosti paliva pro kotle spalující biomasu

Continuous Estimation of Fuel Calorific Value for Biomass Burning Boilers

Recenzent
 prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.

Počet instalovaných automatických kotlů nízkých výkonů spalujících biomasu v posledních deseti letech významně vzrostl. Ekologický přínos spalování biomasy v těchto zařízeních je závislý nejen na konstrukci zařízení, ale i na algoritmu, který řídí spalovací proces. Jeden z důležitých vstupních údajů pro správné fungování současných řídicích algoritmů je výhřevnost použitého paliva. Tuto informaci nelze ekonomicky únosným způsobem kontinuálně měřit. Příspěvek představuje matematický model spalovacího procesu, který umožňuje výhřevnost paliva kontinuálně odhadovat z hodnot ostatních měřených veličin.

Klíčová slova: kotel, biomasa, výhřevnost, algoritmus řízení, regulace

The number of installed automatic biomass burning low-power boilers has significantly grown in the last decade. The ecological benefit of burning biomass in these devices depends not only on the design of the device, but also on the algorithm controlling the combustion process. One of the important input data for proper function of the current control algorithms is the calorific value of the used fuel. This information cannot be continually monitored in an economically viable way. The contribution presents a mathematical model of the combustion process, which allows continuous estimation of the fuel calorific value, based on the values of the other measured quantities.

Keywords: boiler, biomass, calorific value, control algorithm, control

ÚVOD

Spalování biomasy jako zdroje tepla využívá lidstvo od pravěku. Během dvacátého století byla biomasa do jisté míry vytlačena fosilními palivy, a to i na poli zdrojů tepla nízkých výkonů (do 200 kW). Na počátku 21. století však spalování biomasy opět získává na významu. Je to způsobeno jak celkovým přikláněním se ekonomicky rozvinutých zemí k využívání obnovitelných zdrojů energie, tak rozšířením automatických kotlů, které dokáží biomasu v předzpracované formě (např. pelety, štěpka) spalovat s minimální nutností zásahů provozovatele.

Aby mělo zařízení spalující biomasu jako obnovitelný zdroj energie skutečně přínos v podobě šetrnosti k životnímu prostředí, je nutné, aby splňovalo dvě kritéria optimality provozu. Jde o kritérium minimálních emisí škodlivých plynů a maximální účinnosti využití chemické energie vázané v palivu. Optima podle obou těchto kritérií lze dosáhnout vhodnou konstrukcí spalovacího zařízení a jeho správným řízením (o podrobnostech kritérií blíže pojednává [4]).

Konstrukce automatických kotlů nízkých výkonů spalujících biomasu vychází z dlouholeté zkušenosti s konstrukcí kotlů s ručním přikládáním a za posledních deset let dosáhla pravděpodobně svého maxima. S nástupem automatických kotlů však přešla úloha řídit spalovací proces z uživatele na řídicí algoritmus kotle.

Ačkoliv se na první pohled může zdát problematika spalování homogenizované biomasy např. ve formě dřevních pelet jako poměrně snadno automatizovatelná úloha, opak je pravdou. Spalování tuhých paliv s plynným okysličovadlem (tzv. nehomogenní spalování) patří z pohledu modelování a řízení mezi úlohy obtížné. Je to především s ohledem na nelineární charakteristiky chemických dějů probíhajících při spalování, závislost dějů současně na více veličinách, velkou provázanost dějů mezi sebou, citlivost dějů na neměřitelné vlivy, dopravní zpoždění nebo neminimálně-fázové chování některých veličin a vsudypřítomný silný šum, plynoucí z chaotické podstaty hoření, který svým frekvenčním spektrem zasahuje až do oblasti frekvenčního spektra užitečného měřeného signálu.

Z důvodu obtížné říditelnosti spalovacího procesu vychází v současnosti používané řídicí algoritmy automatických kotlů nízkých výkonů spalujících biomasu z letité zkušenosti výrobců s provozem zařízení. V řízení se hojně využívá dopředného řízení s pouze nejnutnějším použitím zpětné vazby. Na obr. 1 je ukázka takového algoritmu. Zpětná vazba od skutečné teploty ohřívání vody a její požadované hodnoty určuje, jaký je okamžitý požadovaný výkon kotle. Na základě hodnoty požadovaného výkonu pak řídicí jednotka kotle, podle výrobcem předem naprogramovaných křivek, nastaví tok paliva do kotle a množství vhnětého primárního a sekundárního spalovacího vzduchu. Důvod takto jednoduchého dopředného řízení je především spolehlivost takového algoritmu. Nevyužíváním klasické zpětnovazební regulace se tak výrobci vyhýbají problémům se stabilitou zpětnovazebního řízení, která u takto obtížně říditelných procesů představuje skutečně významnou překážku (více o této problematice pojednává např. [1]).

Slabinou využití dopředného řízení je však citlivost algoritmu na zachování podmínek, pro které bylo řízení „nalaďeno“. Problematické změny podmínek mohou být např. zanesení výměníků ploch, zapečení biomasy na roštu, částečná porucha některého z akčních členů nebo ztráta kredibility některého ze senzorů. Hlavním zdrojem změny podmínek však je použité palivo. Škála parametrů paliva na bázi biomasy je velice široká (bylinný nebo dřevní původ, hustota, výhřevnost, vlhkost, velikost částic atp.) a bez znalosti alespoň některých zásadních parametrů paliva není možné efektivně proces řídit dopřednou regulací.

V současné době výrobci řeší problém znalosti parametrů paliva pomocí vyžadování této informace řídicí jednotkou od provozovatele kotle. To však může být problém, protože provozovateli kotlů nízkých výkonů jsou obvykle běžní spotřebitelé, kteří mají jen malé znalosti procesu spalování a často přistupují k automatickému kotli jako k plně autonomnímu zařízení a zadávání této informace zanedbávají.

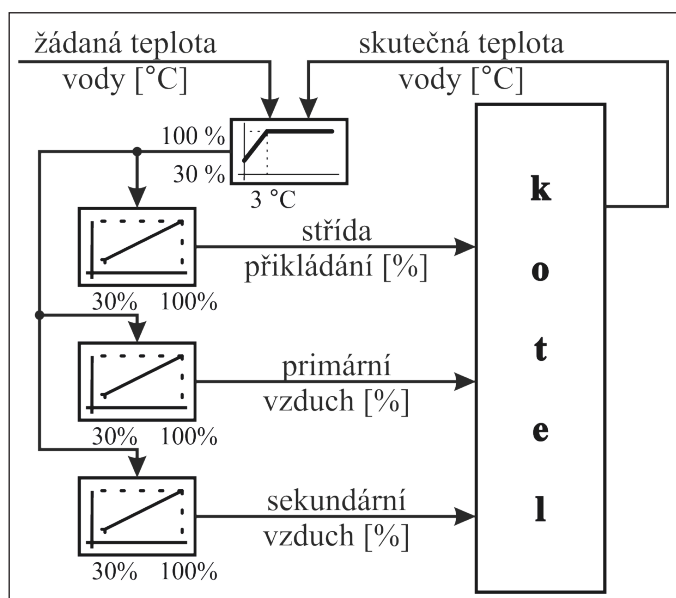
Jedním z řešených úkolů byla metoda, jež by umožnila alespoň některé z parametrů paliva odhadnout i bez nutnosti zásahu uživatele. Hlavním parametrem, ovlivňujícím pracovní bod spalovacího procesu, je výhřev-

nost paliva, která při experimentálním provozu v naší laboratoři dosahovala rozsahu od 6 MJ/kg pro mokrou lesní hrabanku do 17 MJ/kg pro štěpku z drcených dřevěných palet. Často byla pozorována i významná změna výhřevnosti paliv v rámci jedné šarže způsobená pravděpodobně skladováním (voda z uskladněného paliva se vypařuje na povrchu). Výhřevnost paliva je navíc parametr, který v domácím prostředí není prakticky možné měřit a už vůbec ne kontinuálně.

Určitého úspěchu bylo dosaženo s použitím fuzzy regulátoru [2]. Přesnějšího a spolehlivějšího odhadu výhřevnosti lze dosáhnout využitím informací z existujícího měření ostatních veličin a vzájemných vztahů mezi výhřevností a ostatními měřenými veličinami. Vzájemné vztahy lze vhodně popsat matematickým modelem.

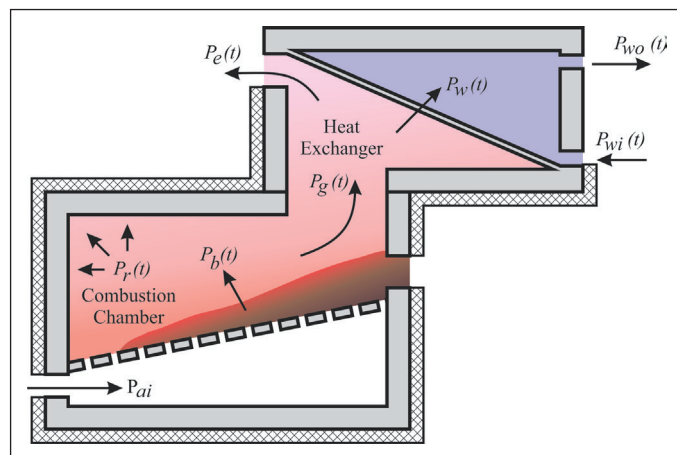
MATEMATICKÝ MODEL SPALOVACÍHO PROCESU

Během rešerše modelů spalovacího procesu nebyl nalezen žádný model, který by byl dostatečně jednoduchý, avšak zároveň přesný pro využití



Obr. 1 Příklad regulace výkonu kotle se zpětnou vazbou od teploty výstupní vody

Fig. 1 Example of boiler power control with feedback from the output water temperature



Obr. 2 Schéma modelových tepelných toků uvnitř kotle tvořících základ matematického modelu

Fig. 2 Scheme of the model heat flows in the boiler comprising the basis for the mathematical model

v procesním řízení. Dlouho byla překážkou vytvoření vlastního modelu neexistence prakticky použitelného vztahu popisujícího dynamiku uvolňování energie z paliva ve spalovací komoře. Průlomem v této oblasti byl empirický vztah publikovaný prof. Havlenou [3]. Přestože vztah (3) je určený pro fluidní kotel o výkonu 300 MW, chování, na základě kterého byl vztah navržen, bylo pozorováno i u 100 kW roštového kotle. Tento chybějící vztah byl pak součástí matematického modelu, který byl sestaven na výkonových bilancích uvnitř jednotlivých částí kotle. Na obr. 2 jsou schematicky znázorněny energetické toky, které jsou základem matematického popisu.

Zdrojem energie v kotli je hořící vrstva paliva na roštu ve spalovací komoře. Tepelný výkon je zároveň závislý na ploše spalovaného paliva, která je přímo úměrná hmotnosti tohoto paliva. Hmotnostní bilanci lze popsat rozdílem příslunu přikládání paliva a úbytku paliva odhořením:

$$\frac{dm_b(t)}{dt} = M_{bi}(t) - M_{bo}(t) \quad (1)$$

Úbytek paliva odhořením lze vypočítat z tepelného výkonu hořící vrstvy paliva a její výhřevnosti:

$$M_{bo}(t) = \frac{P_b(t)}{H(t)} \quad (2)$$

Vztah pro výkon získaný spalováním paliva je empirický vztah převzatý z publikace [3] a získaný pravděpodobně z průběhu naměřených veličin:

$$P_b(t) = H(t)k_p(Q_{pri}(t) - Q_{prio})m_b(t) \quad (3)$$

Dosazením vztahu (3) a (2) do vztahu (1) získáme diferenciální rovnici popisující dynamiku hmotnosti spalované vrstvy paliva:

$$\frac{dm_b(t)}{dt} + k_b(Q_{pri}(t) + Q_{prio})m_b(t) = M_{bi}(t) \quad (4)$$

Výpočet energie předané vrstvou paliva spalínám vychází z tepelné bilance ve spalovací komoře:

$$\frac{dE_g(t)}{dt} = P_b(t) + P_{ai} - P_r(t) - P_g(t) \quad (5)$$

Přestup tepla do spalín i do vyzdívky je modelován jako prostá konvekce. Přenos tepla sáláním do vyzdívky je pro jednoduchost zanedbáván a kompenzován umělým navýšením přestupu tepla konvekcí. Protože je však zanedbané sálání silně nelineární ve vztahu k teplotě, je tato kompenzace platná pouze v úzkém rozsah pracovních teplot. Dosazením do rovnice (5) získáme diferenciální rovnici popisující dynamiku teploty spalín na výstupu ze spalovací komory:

$$c_g V_g \frac{d\vartheta_g(t)}{dt} + (k_r + c_g Q_g(t))\vartheta_g(t) = H(t)k_p(Q_{pri}(t) - Q_{prio})m_b(t) + k_r \vartheta_r(t) \quad (6)$$

Pro kotle s adiabatickou komorou, mající významnou hmotnost vyzdívky, je třeba modelovat vliv teploty vyzdívky na tepelnou dynamiku kotle:

$$c_r m_r \frac{d\vartheta_r(t)}{dt} = k_r (\vartheta_g(t) - \vartheta_r(t)) \quad (7)$$

Tepelná bilance spalin po průchodu suchou částí tepelného výměníku kotle je:

$$\frac{dE_g(t)}{dt} = P_g(t) - P_w(t) - P_e(t) \quad (8)$$

Po dosažení do výkonů ve vztahu (8), s využitím střední aritmetické teploty spalin a vody, získáme diferenciální rovnici popisující teplotu spalin odcházejících do komína:

$$\begin{aligned} c_g V_g \frac{d\vartheta_g(t)}{dt} + \left(\frac{k_w}{2} + c_g Q_g(t) \right) \vartheta_g(t) = \\ = \left(c_g Q_g(t) - \frac{k_w}{2} \right) \vartheta_g(t) + \frac{k_w}{2} \vartheta_{wo}(t) + \frac{k_w}{2} \vartheta_{wi}(t) \end{aligned} \quad (9)$$

Z podobné bilance jako vztah (9) vychází i diferenciální rovnice popisující dynamiku teplé vody vycházející z tepelného výměníku:

$$\begin{aligned} c_w m_w \frac{d\vartheta_{wo}(t)}{dt} + \left(\frac{k_w}{2} + c_w M_w(t) \right) \vartheta_{wo}(t) = \\ = \left(c_w M_w(t) - \frac{k_w}{2} \right) \vartheta_{wi}(t) + \frac{k_w}{2} \vartheta_g(t) + \frac{k_w}{2} \vartheta_g(t) \end{aligned} \quad (10)$$

Vztahy (4, 6, 7, 9 a 10) tak tvoří pět diferenciálních rovnic dostatečných pro popis základních rysů statického i dynamického chování kotle. Forma zápisu s jedinou derivací v každé rovnici také umožňuje přenos do nelineárního stavového popisu. Vnitřní stavy matematického modelu jsou $m_b(t)$, $\vartheta_g(t)$, $\vartheta_r(t)$, $\vartheta_e(t)$ a $\vartheta_{wo}(t)$. Vstupní proměnné jsou $Q_{pri}(t)$, $Q_{sec}(t)$, $M_{bi}(t)$, $H(t)$, $M_w(t)$, $\vartheta_{wi}(t)$.

KÁLMÁNŮV FILTR

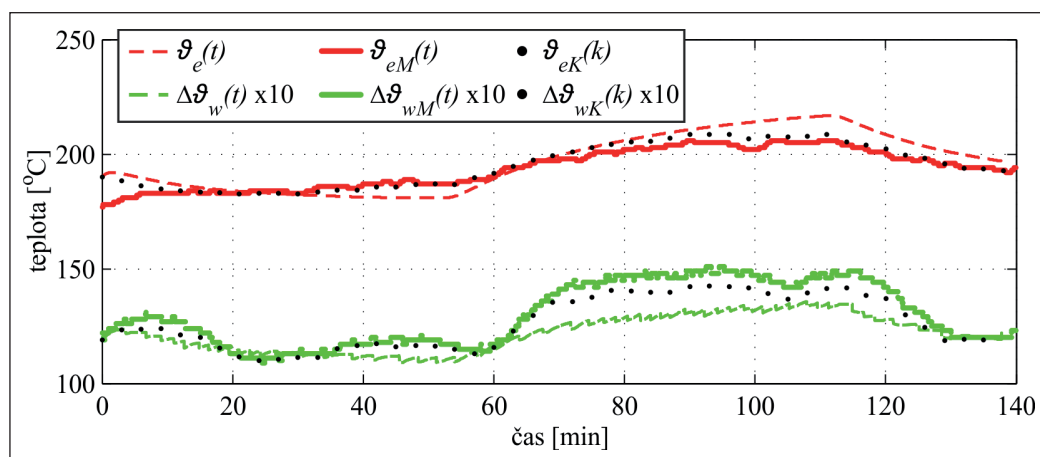
Model představený v předchozím odstavci je pouze přibližný. Kromě vstupních veličin, se kterými model počítá, působí na spalovací proces i řada dalších veličin, které se obvykle neměří nebo je ani měřit nelze. Konstanty použité v modelu jsou v reálném provozu závislé na některých veličinách (např. měrná objemová tepelná kapacita spalin na teplotě) nebo se i s časem mění (např. součinitel prostupu tepla stěnou tepelného výměníku vlivem zanášení suché strany stěny). Tyto vlivy způsobí, že se výstupní veličiny modelu provozovaného paralelně s reálným zařízením postupně s časem začínou rozcházet od veličin naměřených na skutečném procesu – bude růst tzv. chyba modelu.

Jelikož představený model je určen pro kontinuální odhad výhřevnosti paliva, bude model vždy provozován paralelně s provozem reálného procesu. Toho lze využít k průběžné korekci vnitřních stavů (proměnných) modelu využitím kontinuálního sledování chyby modelu. Kálmánův filtr je jedna z metod, která koriguje vnitřní proměnné modelu tak, aby minimalizovala chybu modelu při zachování fyzikálních vazeb mezi proměnnými danými modelem.

V odvozeném modelu je jednou ze vstupních proměnných i výhřevnost paliva $H(t)$. Hodnotu této proměnné však neznáme a naším cílem je ji odhadnout. Proto pro účely kontinuálního odhadu výhřevnosti paliva byla proměnná $H(t)$ zakomponována do modelu zároveň jako stavová proměnná s konstantní hodnotou:

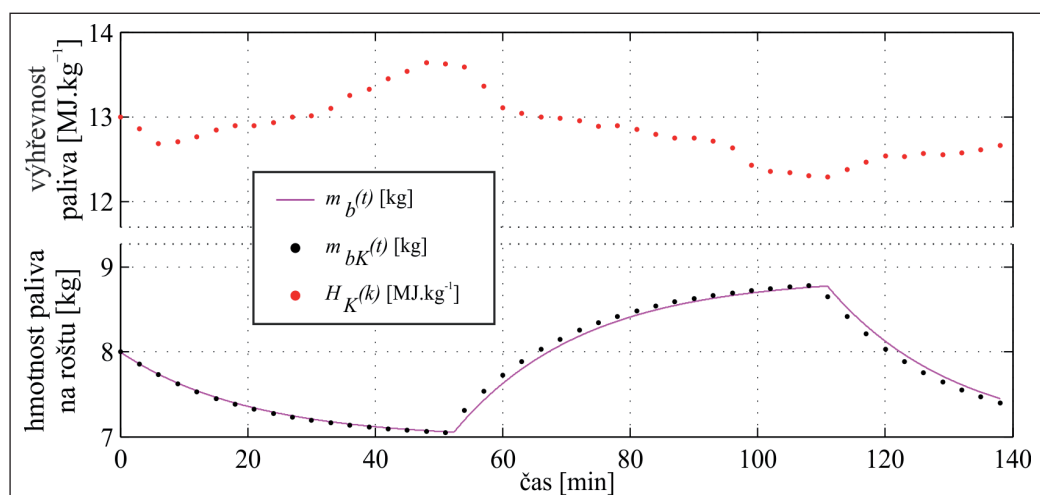
$$\frac{dH(t)}{dt} = 0 \quad (11)$$

V samostatném modelu tedy ke změně hodnoty výhřevnosti nikdy nedojde. Kálmánův filtr však může tuto hodnotu korigovat od její počáteční hodnoty tak, aby minimalizoval chybu modelu (odchylku ostatních výstupních veličin od jejich protějšků měřených na reálném procesu).



Obr. 3 Porovnání průběhu teploty spalin odcházejících do komína a rozdílu teplot vody naměřených při reálném experimentu, získaných simulací a s korekcí modelu s využitím Kálmánova filtru

Fig. 3 Comparison of the temperature course of the combustion products leaving to the chimney and water temperature difference measured for the real experiment, obtained from the simulation and with model correction using Kalman Filter



Obr. 4 Ukázka odhadu neměřených veličin hmotnosti paliva na roštu a výhřevnosti paliva

Fig. 4 Sample estimation of the measured weight of the fuel on the grate and fuel calorific value

OVĚŘENÍ MODELU

Funkce modelu a odhad výhřevnosti byl ověřen na datech získaných z experimentu provedeném na experimentálním 100kW horkovodním kotli Fiedler. Během osmihodinového experimentu byl nejprve kotel uveden do ustáleného stavu odpovídajícímu asi 50 % nominálního výkonu. Poté byl zvýšen přívod paliva do kotle a výkon se ustálil na zhruba 80 % nominálního výkonu. Množství paliva bylo pak opět sníženo tak, aby výkon klesl na původních 50 %. Část parametrů modelu byla získána z technické dokumentace kotle (např. hmotnost vodní náplně, objem spalovací komory atp.). Podle ustálených hodnot naměřených při experimentu byly určeny i ostatní parametry modelu.

Na obr. 3 je porovnání hodnot proměnných naměřených na reálném kotli (plnou tučnou čarou) s hodnotami nekorigovaného modelu (tenkou přerušovanou čarou) a s korigovanou hodnotou stavu modelu pomocí Kálmánova filtru (černými diskretními body). Na obr. 4 jsou hodnoty neměřených veličin odhadovaných korigovaným modelem. Jde o hmotnost paliva na roštu a výhřevnost paliva. Z obrázku je vidět, že korigovaný model odhaduje výhřevnost na 13 MJ/kg. Skutečná výhřevnost paliva změřená kalorimetrem na odebraném vzorku byla 13,3 MJ/kg. Kolísání odhadu výhřevnosti může být způsobeno jak chybou odhadu, tak skutečným kolísáním výhřevnosti paliva dodávaného během experimentu.

ZÁVĚR

Jedním z parametrů, který zásadním způsobem ovlivňuje řízení spalovacího procesu, je výhřevnost použitého paliva. Tento parametr nelze v podmínkách běžných domácností ekonomicky dostupnou metodou měřit. Přitom výhřevnost paliva se mění nejen mezi jednotlivými dodávkami paliva, ale i v rámci jedné šarže a s ohledem na způsob skladování se může měnit i v čase.

Příspěvek představuje zjednodušený matematický model, který je schopný odhadnout hodnotu výhřevnosti paliva porovnáváním měřených hodnot při provozu skutečného zařízení s výstupy současně simulovaného referenčního modelu.

Použití Kálmánovým filtrem korigovaného modelu k odhadu výhřevnosti paliva je pouze jedna z možností využití modelu. Procesní model může sloužit k celé řadě dalších aplikací využívajících model, jako je detekce poruch zařízení, detekce ztráty kredibility senzorů, predikce chování procesu využívaná k přesnému řízení (Model Predictive Control) atp.

Kontakt na autora: viktor.placek@fs.cvut.cz

Poděkování: Projekt TA02020836 byl finančně podpořen Technologickou agenturou České republiky.



Legenda symbolů:

c	měrná tepelná kapacita	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹] nebo [kJ m _N ⁻³ K ⁻¹]
E	tepelná energie	[kJ]
H	výhřevnost paliva	[kJ kg ⁻¹]
k	koeficient přestupu tepla	[kJ K ⁻¹]
k_p	empirický koeficient vlivu hmotnosti paliva na roštu na výkon kotle	
M	hmotnostní tok	[kg s ⁻¹]
m	hmotnost	[kg]
P	tepelný výkon	[kW]
Q	objemový tok	[m _N ³ s ⁻¹]

V	objem	[m ³]
ϑ	teplota	[°C]
$\Delta\vartheta$	teplotní difference ohřívání vody a zpátečky	[°C]

Použité indexy:

g	(gas) spaliny opouštějící spalovací komoru,
e	(exhaust) spaliny opouštějící tepelný výměník,
r	(refractory) vyzdívka,
w, w_i, w_o	(water in/out) voda vstup/výstup,
b, b_i, b_o	(bed in/out) vrstva paliva na roštu, přítok/odhořívání,
ai	(air in) spalovací vzduch,
pri, sec	primární/sekundární vzduch,
M	měřeno
K	korigováno Kálmánovým filtrem.

Použité zdroje:

- [1] HRDLIČKA, J., PITEK, J., PLAČEK, V., ŠULC, B., VRÁNA, S. Experimentální prověřování nových možností řízení u malých kotlů na biomasu. In: Automatizácia a riadenie v teórii a praxi 2011. Košice: Technická univerzita v Košiciach, 2011, s. 19–1–19–9. ISBN 978-80-553-0606-3.
- [2] PLAČEK, V., OSWALD, C. Methods of Small and Medium-scale Biomass Combustion. *International Journal of Power and Energy Systems*. ISSN 1078-3466.
- [3] HAVLENA, V., PACHNER, D. *Model-Based Predictive Control of a Circulating Fluidized Bed Combustor*. Power Plant Applications of Advanced Control Techniques. 1st edition. ProcessEng Engineering GmbH, 2010. ISBN 9783902655110.
- [4] PLAČEK, V., OSWALD, C., HRDLIČKA, J. Optimal Combustion Conditions of a Small-scale Biomass Boiler. *Acta Polytechnica*. 2012, roč. 52, č. 3, s. 89–92. ISSN 1210-2709. ■

Kolik lidí v EU žije ve vlhkých bytech?

EU zadala ve Fraunhoferově ústavu Institut für Bauphysik (IBP), Holzkirchen, studii o podílu obyvatelstva, které žije v bytech s netěsnými střechami, vlhkými stěnami, podlahami a základy a s netěsnými okny. Podle této studie s údaji za rok 2013 vychází jako nejlepší země Finsko s podílem 5 %, Norsko s cca 7 %, Švédsko s cca 8 %, Slovensko s cca 8 % a Česká republika s 10 %. Německo jako země, ve které byla studie provedena, má cca 12,5 %. Na opačném konci je Portugalsko s cca 32 %, Kypr s cca 31 %, Lotyšsko s cca 27 % a Slovinsko s cca 26 %. Průměr všech 28 zemí EU je cca 16 %, což znamená, že stejné procento evropského obyvatelstva žije v nevyhovujících bytech a špatně větraných bytech s vysokou pravděpodobností vzniku plísní.

Pramen: CCI 05/2015, s. 48 a www.ibp.fraunhofer.de

(AB)

Smart Town za 420 milionů euro

Po dvou letech stavby bylo koncem listopadu 2014 otevřeno město Fujisawa Sustainable Smart Town (SST), ležící 50 km západně od Tokia. Slavnosti na ústředním náměstí se zúčastnilo všech 18 partnerů stavby, kteří si dali ambiciózní cíl. Město na ploše 180 000 m² s 1 000 bytů pro 3 000 obyvatel bude udržitelné následujících 100 let. Podle společnosti Panasonic, hlavního sponzora stavby, je udržitelnost pouze jednou stranou mince. Design a technická infrastruktura města budou vytvořeny pro maximálně pohodlný životní styl obyvatel.

Každý obytný dům je vybaven 4,5kW fotovoltaickým zdrojem, baterií a vysoce efektivními a propojenými elektropřístroji. Nabídka a servis v oblasti ochrany životního prostředí, energie, mobility, zdraví, komunikace a bezpečnosti najdou obyvatelé SST ve Fujisawě na ústředním náměstí. Zde budou rovněž informační střediska pro nákup a prodej energie SMARTHEMS (SMART Home Energy Management System, který se stará o výkup přebytečné energie a nákup potřebné energie), půjčovna osobních automobilů a elektrokol přátelských vůči životnímu prostředí a místa pro semináře a kulturní akce. K dokončení projektu za 420 mil. € (tj. ceně 420 000 € za 1 dům nebo 140 000 € na obyvatele) a splacení dojde koncem roku 2018.

Pramen: CCI 01/2015, s. 4

(AB)