# Vyhodnocení vlivu hlavních provozních parametrů sprchového kondenzátoru

*Jakub KREMPASKÝ* [1,*], *Jan HAVLÍK* [1], *Tomáš DLOUHÝ* [1], *Daniel ŠTECHER* [1]

[1]*Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Technická 4, Prague 6 16607, Czech Republic*

*** Email:** jakub.krempasky@fs.cvut.cz

*Sprchové kondenzátory jsou vhodnou technologií pro separaci vodní páry ze spalin při spalování biomasy v kyslíkovém režimu. Optimální provoz těchto zařízení je důležitý pro zajištění dostatečné čistoty oxidu uhličitého jako konečného produktu čištění spalin. V tomto článku jsou představeny identifikované hlavní provozní parametry sprchového kondenzátoru, které mohou mít významný vliv na chladicí výkon kondenzátoru a zkondenzované množství vodní páry. Je zde popsáno experimentální zařízení, na kterém bylo provedeno měření za účelem ověření výsledků z teoretického modelu. Z teoretického modelu byly identifikovány hlavní provozní parametry kondenzátoru, a to obsah oxidu uhličitého ve směsi, průtok chladicí vody, výška kondenzátoru, teplota a průměr kapek chladicí vody. U těchto parametrů pak byl vyhodnocen vliv jejich změny na chladicí výkon a zkondenzované procento vodní páry ze směsi.*

**Klíčová slova:** oxyfuel, spaliny, sprchová kondenzace, nekondenzující plyn, provozní parametry

## 1 Úvod

Spalování v kyslíkové atmosféře je založeno na tom, že se oxidační vzduch ve spalovacím zařízení nahrazuje čistým kyslíkem. Výsledkem náhrady oxidačního média je pak výrazné snížení množství produkovaných spalin a změna jejichž složení oproti spalování se vzduchem. Z důvodu jiného prvkového složení spalin je pak proces separace oxidu uhličitého ze spalin jednodušší než u jiných CCS technologií. Kondenzační výměníky se při kyslíkovém spalování podílí na čištění spalin za účelem zisku bohaté směsi oxidu uhličitého. Vyčištěný oxid uhličitý je pak nutné vhodně trvale ukládat nebo využít v jiných průmyslových odvětví například pro výrobu syntetických paliv. V kondenzátorech lze separovat vodní páru a případně i další složky. Z důvodu přítomnosti nekondenzujících plynů však kondenzace probíhá při nižším součiniteli přestupu tepla, což má dopad na návrh a provoz těchto zařízení.

V Tab.1 je porovnání prvkového složení plynných spalin z kyslíkového spalování a vzduchového spalování při spalování uhlí u dvou testovacích zařízení – Callide Oxyfuel Project a Schwarze Pumpe. Největší rozdíl ve složení spalin lze nalézt v nárůstu koncentrace $CO_2$ a vodní páry, naopak koncentrace dusíku z důvodu separace v kyslíkové separační jednotce klesá. V posledním sloupci je pak ukázáno typické složení spalin na výstupu z kondenzátoru, které je nutné při proměnlivých provozních stavech kondenzátoru dodržet. [1-3]

*Tab. 1 Porovnání prvkového složení plynných spalin [Obj. %] dvou zařízení – Callide Oxyfuel Project a Schwarze Pumpe [2, 3]*

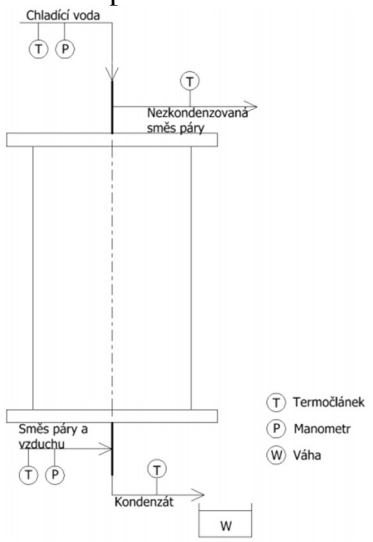
| **Složka** | **Callide Oxyfuel Project** | | **Schwarze Pumpe** | | **Po kondenzaci** |
|---|---|---|---|---|---|
| | Vzduch | Oxyfuel | Vzduch | Oxyfuel | Oxyfuel |
| $CO_2$ | 14 | 55 | 14 | 64 | ~85 - 90 |
| $N_2$ | 73 | 18 | 73 | 3 | ~3 |
| $H_2O$ | 8 | 22 | 9,5 | 29 | ~4 |
| $O_2$ | 4 | 4 | 4,5 | 3,5 | <4 |
| $SO_x$, $NO_x$, Ar | 1 | 1 | 0,5 | 0,5 | <0,1 |

Pro kondenzaci vodní páry ze spalin vzniklých při kyslíkovém spalování lze využít trubkové nebo sprchové kondenzátory. [4] Účelem kondenzátoru je separovat vodní páru na koncentraci obvykle okolo 3 obj. %. [5] Spaliny vstupující do kondenzátoru obsahují zejména $CO_2$, kyslík a vodní páru. Proto je pro zkoumání této problematiky možné tento problém obecně popsat jako kondenzace páry s vysokým obsahem nekondenzujících plynů.

Tento článek se dále zabývá provozem sprchového kondenzátoru z hlediska změny parametrů oproti návrhovým hodnotám a jejich dopadem na chladicí výkon a množství zkondenzované páry. Znalost těchto závislostí je nutná pro vhodný návrh a regulaci, jelikož vstupní průtok a složení spalin se během provozu zařízení může měnit. Výstupní parametry spalin z kondenzačního výměníku je však nutné dodržet na požadovaných hodnotách.

## 2 Experimentální zařízení

Pro identifikaci a analýzu parametrů sprchového kondenzátoru byl sestaven teoretický model, který bylo potřeba ověřit experimentem. Měření probíhala na experimentální trati zobrazené na Obr. 1 a 2. Sprchový kondenzátor se skládá z dvou přírub a válcové nádoby o průměru 0,19 m a výšce 0,77 m. Válcová nádoba je průhledná z tepelně odolného plexiskla, aby bylo možné sledovat rozstřik kapek z trysky. Pro distribuci chladicí vody do kondenzátoru je použita tryska 490.403.1Y.CA od výrobce Hennlich, která byla zvolena na základně materiálu, velikosti, typu rozstřiku a úhlu rozstřiku. Všechny měření probíhala za ustáleného stavu při atmosférickém tlaku.




*Obr. 1 Schéma sprchového kondenzátoru*

*Obr. 2 Experimentální trať*

# 3 Teoretický model

Teoretický model byl vytvořen pro identifikaci hlavních parametrů ovlivňujících chladicí výkon a zkondenzované množství vodní páry při sprchové kondenzaci. Pomocí teoretického modelu lze vyhodnotit vliv změny některých parametrů na proces kondenzace a na provoz zařízení. Využitelnost teoretického modelu a výsledků je ověřena měřením kondenzace směsi vodní páry a vzduchu na experimentální trati popsané v předchozí části.
Teoretický model je založen na modelu kondukce, kdy na proces kondenzace je nahlíženo jako na nestacionární vedení tepla pevnou koulí. Do modelu je zahrnut vliv parciálních tlaků dle Daltonova zákona a vliv koncentračního gradientu plynu kolem kapky při kondenzaci s využitím Ackermanova korekčního faktoru. Teoretický model je podrobněji popsán v literatuře [6 - 9].
Při aplikaci sprchového kondenzátoru spalin nastává nejprve ochlazování spalin na saturační teplotu páry při daném tlaku a po dosažení této teploty nastává kondenzace páry. Pro modelování daného jevu je nejprve nezbytné stanovit počáteční stav a předpoklady pro výpočet. Vstupní parametry výpočtu jsou geometrie kondenzátoru, hmotnostní zlomky směsi páry a vzduchu, látkové vlastnosti médií, počáteční velikost kapek, vstupní teploty médií a vstupní rychlosti médií. Výstupní parametry, které je cílem výpočtu určit, jsou chladící výkon a množství zkondenzované páry. Celkový chladicí výkon zařízení lze vypočíst z chladicí strany dle rovnice 5.1

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot (h_k - h_{w0}) \tag{5.1}$$

kde $\dot{m}_w$ je průtok chladící vody, $h_{w0}$ je měrná entalpie chladicí vody na vstupu a $h_k$ je měrná entalpie chladicí vody a kondenzátu na výstupu. Bilance kondenzační strany výměníku lze stanovit dle rovnice 5.2 a 5.3. Kdy rovnice 5.2 určuje část výkonu výměníku, ve které probíhá kondenzace, a rovnice 5.3 určuje část výměníku, ve které dochází k ochlazení směsi na teplotu rosného bodu páry.

$$\dot{m}_w \cdot (h_{w1} - h_{w0}) = \dot{m}_{kon} \cdot \Delta h_{lat} = \dot{Q}_{kon} \tag{5.2}$$

$$\dot{m}_w \cdot (h_k - h_{w1}) = \dot{m}_v \cdot (h_{v0} - h_{v1}) + \dot{m}_g \cdot \left(h_{g0} - h_{g1}\right) \tag{5.3}$$

kde $h_{w1}$ je měrná entalpie vody na výstupu z kondenzační části, $\dot{m}_{kon}$ je množství zkondenzované páry, $\Delta h_{lat}$ je skupenské teplo páry, $\dot{m}_v$ je průtok páry ve směsi, $\dot{m}_g$ je průtok plynu ve směsi a $h_v$ a $h_g$ jsou měrné entalpie páry a plynu. Z bilance rovnice 5.2 lze určit množství zkondenzované páry, které se při zanedbání podchlazení kondenzátu je

$$\dot{m}_{kon} = \frac{\dot{Q}_w}{\Delta h_v} \tag{5.4}$$

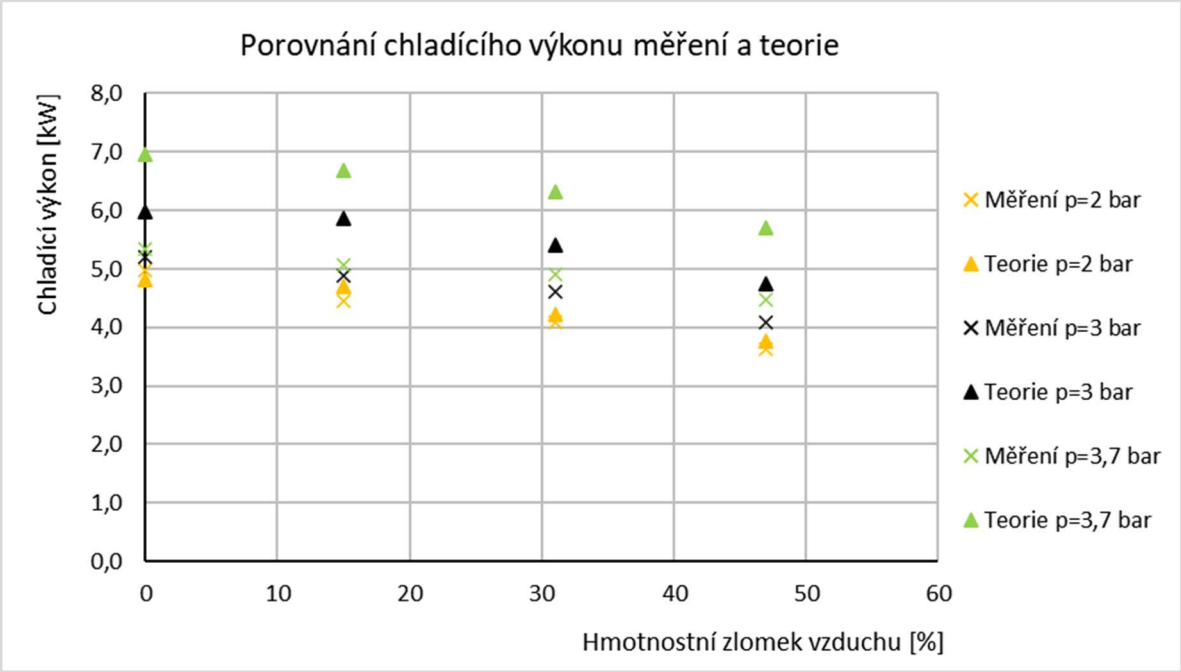
# 4 Výsledky a diskuse

## 4.1 Porovnání výsledků z teoretického modelu a z experimentu

Na Obr. 3 lze vidět porovnání hodnot chladicího výkonu kondenzátoru z teoretického modelu a z experimentu. Výsledky jsou ukázány pro 3 různé provozní stavy chladicí vody, které se liší tlakem, a tedy průtokem chladicí vody. Dále byly měřeny různé koncentrace

vzduchu a vodní páry v rozsahu 0 obj. % až 48 obj. % vzduchu, aby bylo možné porovnat výsledky i pro různé vstupní parametry kondenzující směsi. S rostoucím obsahem vzduchu ve směsi dochází ke snížení chladicího výkonu u všech naměřených hodnot a měřených tlaků chladicí vody. To je způsobeno přítomnosti vzduchu na fázovém rozhraní rozstřikovaných kapek a kondenzující páry, kdy vzduch brání vodní páře v kontaktu s kapkou a kondenzaci.

Výsledky z teoretického modelu poměrně dobře odpovídají naměřeným hodnotám zejména pro nižší tlaky, a tedy průtoky chladicí vody. S rostoucím tlakem chladicí vody se zvyšuje odchylka teoretického modelu od naměřených hodnot. Obecně pro všechna měření predikuje teoretický model vyšší nárust chladicího výkonu se zvyšováním průtoku chladicí vody, než bylo naměřeno při experimentech. Při tlaku chladicí vody 2 bary došlo u měření ke snížení chladicího výkonu o 27 % z 4,97 kW při 0 % vzduchu ve směsi na 3,64 kW při 48 % vzduchu ve směsi. U výsledků z teoretického modelu došlo ke snížení chladicího výkonu o 21,8 % z 4,81 kW při 0 % vzduchu na 3,76 kW při 48 % vzduchu.




*Obr. 3 Porovnání naměřených výsledků chladicího výkonu s teoretickým modelem*

Odchylka teoretické modelu od naměřených hodnot může být způsobena dvěma důvody. Prvním z nich je uvažování výpočtové velikosti kapek, která je určena jako průměrná hodnota za měřený úsek. Výpočtová velikost kapek byla stanovena z měření pomocí zařízení Spraytec, které využívá pro měření distribuce velikosti kapiček techniku laserové difrakce světla. Druhým důvodem odchylky výsledků může být nezaplnění plného objemu válce při kuželovém rozstřiku během experimentů nebo ostřiku stěn. Část směsi vodní páry a vzduchu tak může proudit částí nezaplněného objemu kondenzátoru. Celkově odpovídá teoretický model výsledkům z experimentů s přesností 0 % – 26 %, což lze považovat ze dostatečně přesné výsledky. Z tohoto důvodu bylo konstatováno, že je možné model využít pro identifikaci a rozbor provozních parametrů kondenzátoru.

## 4.2 Zvolené hlavní provozní parametry

Provozní parametry byly sestaveny pro teoretický model, který byl vytvořen pro směs vodní páry a oxidu uhličitého. Tato směs byla vybrána z důvodu většího přiblížení výsledků ke skutečné aplikaci. Z teoretického modelu bylo vybráno několik hlavních parametrů, které mají zásadní vliv na provoz sprchového kondenzátoru. Vybrané provozní parametry jsou ukázány v Tab. 2. Kromě vybraných parametrů má vysoký vliv na provoz kondenzátoru průtok a teplota spalin, jejichž vliv změny však nebyl v tomto vyhodnocení analyzován.

*Tab. 2 Vybrané analyzované parametry sprchového kondenzátoru*

| Parametr | Značení |
|---|---|
| Hmotnostní průtok chladící vody | $\dot{m}_w$ [kg/h] |
| Výška kondenzátoru | H [m] |
| Teplota chladící vody | $T_w$ [°C] |
| Průměr rozstřikovaných kapek | D [μm] |
| Vliv obsahu $CO_2$ ve směsi | x [obj. %] |

Dále byl pro vyhodnocení změny jednotlivých vlivů vytvořen návrh sprchového kondenzátoru. Zadané parametry pro návrh kondenzátoru jsou ukázány v Tab. 2. Zadané parametry odpovídají hodnotám typickým pro skutečné zařízení zmenšené na pilotní jednotku. V Tab. 3 jsou pak zobrazeny volené vstupní parametry sprchového kondenzátoru, ze kterého je vypočítány geometrie kondenzátoru a další výstupní parametry.

*Tab. 3 Zadané parametry pro návrh spalinového kondenzátoru*

| Parametr | Značení | Hodnota |
|---|---|---|
| Objemový tok spalin | $\dot{V}_{fg}$ [Nm³/h] | 25 |
| Objemový zlomek $CO_2$ | $x_{CO_2}$ [-] | 0,55 |
| Objemový zlomek páry | $x_v$ [-] | 0,45 |
| Vstupní teplota spalin | $T_{fg0}$ [°C] | 150 |
| Požadované zkondenzování | - [%] | 90 |

*Tab. 4 Volené vstupní parametry sprchového kondenzátoru*

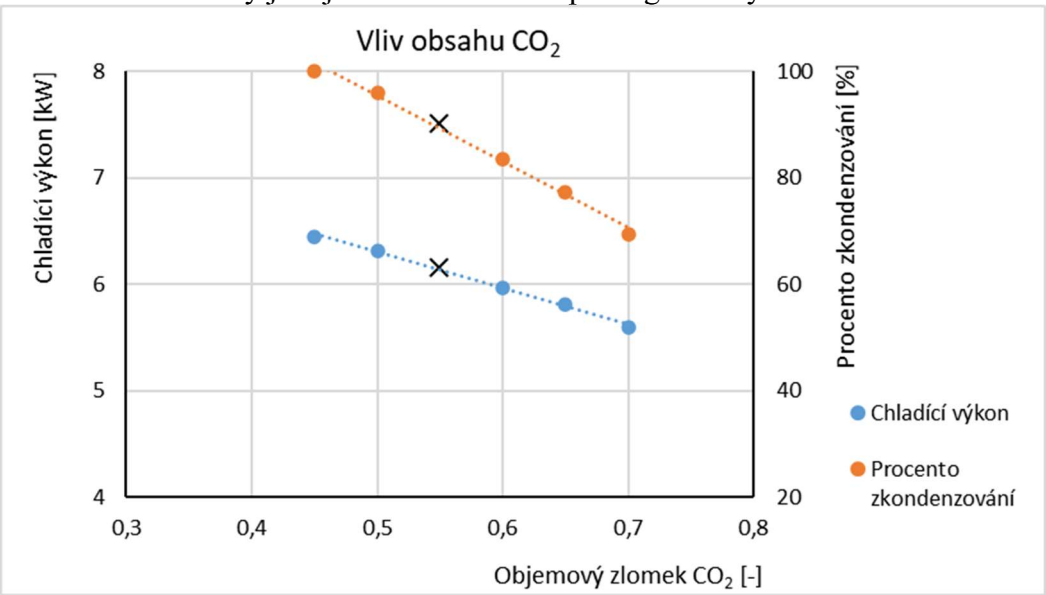
| Parametr | Značení | Hodnota |
|---|---|---|
| Průměr kondenzátoru | d [m] | 1 |
| Tlak spalin | $p_{fg}$ [bar] | 1 |
| Vstupní teplota chladící vody | $T_{w0}$ [°C] | 15 |
| Výpočtový průměr kapek | D [μm] | 250 |
| Úhel rozstřiku trysky | - [°] | 45 |
| Pracovní tlak chladící vody | $p_w$ [bar] | 3 |
| Hmotnostní tok chladící vody | $\dot{m}_w$ [kg/h] | 75 |

## 4.3 Vyhodnocení vlivu změny provozních parametrů

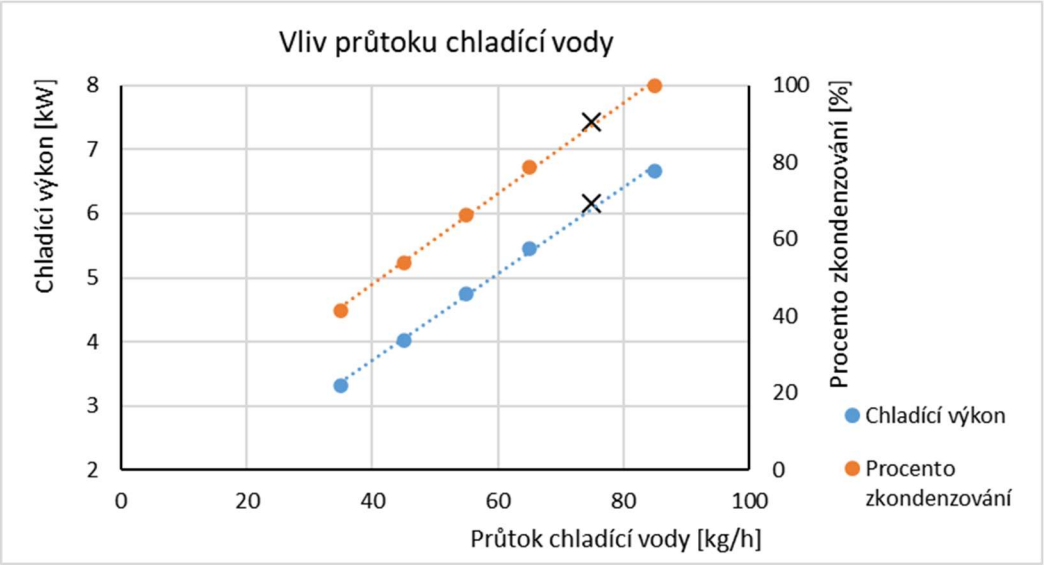
Vliv zvolených parametrů je vyhodnocen z hlediska chladicího výkonu kondenzátoru a zkondenzovaného množství vodní páry. Z návrhového výpočtu pro sprchový kondenzátor určený parametry v části 4.2 je vždy vytvořena citlivost výsledků na změnu provozních parametrů. Návrhový bod spalinového kondenzátoru je v grafech označen křížkem.

S rostoucí koncentrací $CO_2$ ve směsi klesá chladicí výkon kondenzátoru a zkondenzovaný poměr vodní páry (Obr. 4). To má přímý dopad na spolehlivý provoz kondenzátoru, jelikož při změně vstupních parametrů spalin do kondenzátoru může dojít k nedodržení výstupních parametrů spalin a požadovanému zkondenzování vodní páry.

Na Obr. 5 je zobrazen průběh chladícího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na průtoku chladící vody. Zvyšování průtoku chladící vody má za následek zvyšování chladícího výkonu a množství zkondenzované páry. Při zvýšení průtoku chladící vody na 85 kg/h oproti návrhovému bodu 75 kg/h se procento zkondenzování zvyšuje na úroveň plného zkondenzování. Naopak při jeho snížení až na úroveň 35 kg/h dochází k poklesu procenta zkondenzování na úroveň 41 %. Z hlediska dodržení výstupních parametrů kondenzátoru se změna průtoku chladicí vody jeví jako vhodná volba pro regulaci výkonu kondenzátoru.

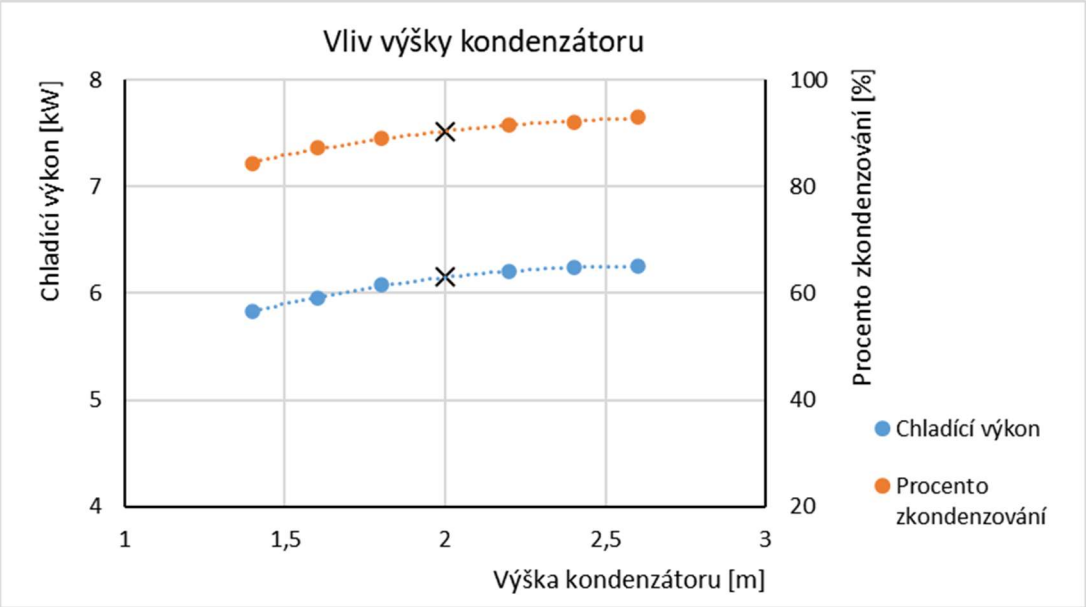



*Obr. 4: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na obsahu $CO_2$ ve směsi*



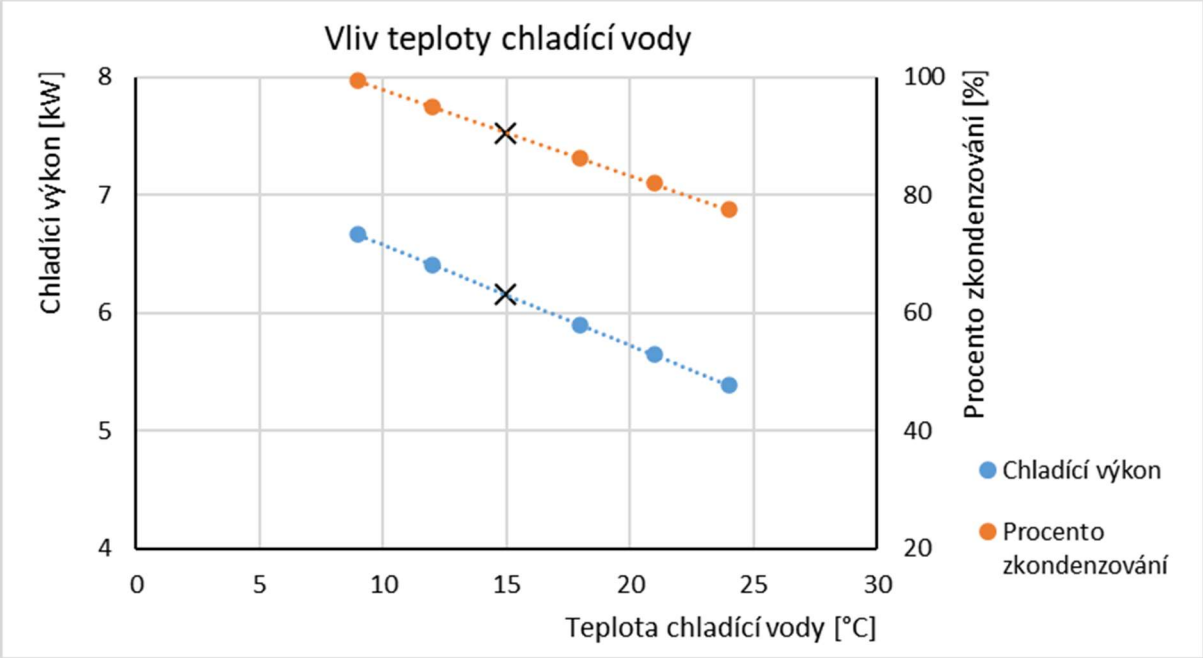

*Obr. 51: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na průtoku chladící vody*

Na Obr. 6 je zobrazen průběh chladícího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na výšce kondenzátoru. Zvětšování výšky kondenzátoru způsobuje mírné zvyšování chladícího výkonu a množství zkondenzované páry. Při zvětšení výšky kondenzátoru z 2 m na 2,4 m dochází ke zvýšení procenta zkondenzování z 90 % na 93 % Naopak při snížení výšky na 1,4 m dochází k poklesu procenta zkondenzování na 84 %. Změna výšky kondenzátoru však nemá při optimálním návrhu významnou roli na zkoumané parametry.



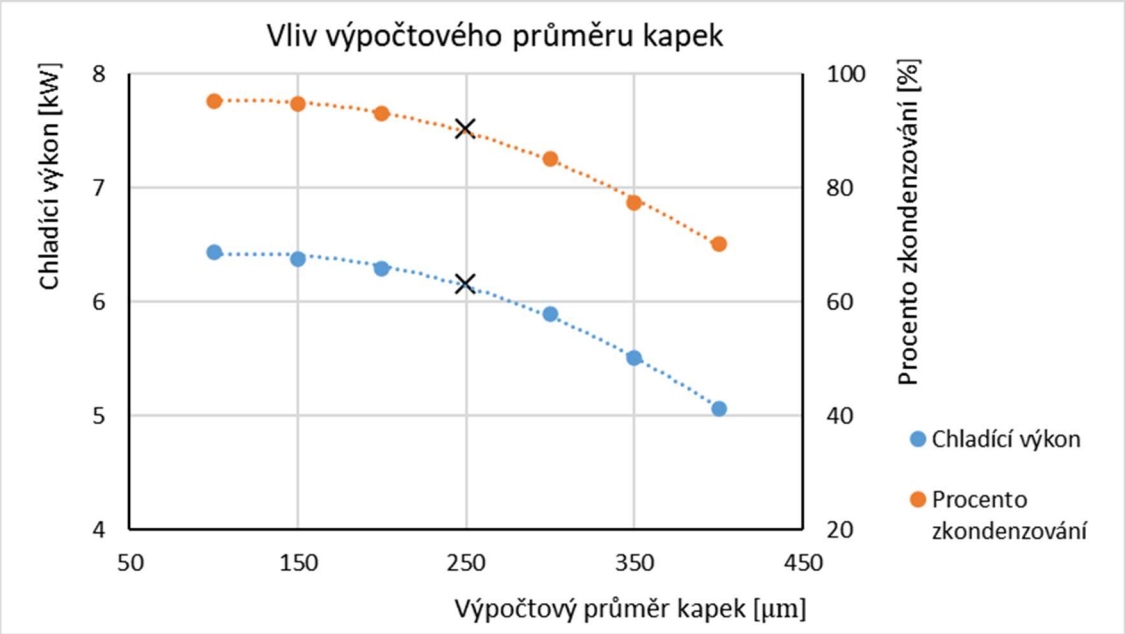

*Obr.6: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na výšce kondenzátoru*

Na Obr. 7 je zobrazen průběh chladícího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na teplotě chladící vody. Zvýšení teploty chladící vody má za následek lineární snižování chladícího výkonu a množství zkondenzované páry. Při změně teploty chladící vody z návrhové teploty 15 °C na 24 °C dochází ke snížení procenta zkondenzování o 13 %. Při poklesu teploty na 9 °C dojde ke zvýšení procenta zkondenzování o 9 %. Teplotu chladicí vody nelze mnohdy ovlivnit a během roku se její hodnota často mění. Proto je vyhodnocení tohoto parametru důležité z hlediska správného provozu zařízení během celého roku.




*Obr. 7: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na teplotě chladící vody*

Na Obr. 37 je zobrazen průběh chladícího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na výpočtovém průměru kapek. Zvětšování kapek má za následek pokles chladícího výkonu a množství zkondenzované páry. Při zvětšení kapek z návrhového výpočtového průměru 250 µm na 400 µm dochází k poklesu procenta zkondenzování z 90 % na 70 %. Naopak při zmenšení kapek na 100 µm dochází k růstu procenta zkondenzování na 95 %. Při volbě trysky a průtoku chladicí vody je proto nutné dodržet vhodný výpočtový průměr kapek, jelikož s rostoucím průměrem kapek dochází k rapidnímu poklesu výkonu kondenzátoru. Naopak při vhodném návrhu kondenzátoru a dodržení průměru kapek během provozu nemusí mít tento parametr zásadní vliv.




*Obr. 8 Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na výpočtovém průměru kapek*

## 5 Závěr

V tomto článku byly vyhodnoceny hlavní provozní parametry sprchového kondenzátoru a vliv jejich změny na chladicí výkon kondenzátoru a zkondenzovaný poměr vodní páry ze směsi. Sprchové kondenzátory se využívají pro čištění spalin u oxyfuel technologie, kde zajišťují separaci vodní páry ze spalin. Při provozu je nutné udržet výstupní parametry spalin z kondenzátoru, aby byl zajištěn zisk požadované konečné čistoty oxidu uhličitého. Pro analýzu bylo provedeno měření na experimentální trati a naměřené výsledky byly použity pro ověření vytvořeného teoretického modelu. Výsledky z modelu odpovídají výsledkům z měření s přesností 0 % – 26 %. Hlavní identifikované provozní parametry kondenzátoru analyzované v této práci byly obsah oxidu uhličitého ve směsi, průtok a teplota chladicí vody, výška kondenzátoru a průměr kapek chladicí vody. S rostoucí koncentrací $CO_2$ ve směsi klesá chladicí výkon kondenzátoru a zkondenzovaný poměr vodní páry. Na chladicí výkon kondenzátoru a zkondenzovaný poměr vodní páry mý nejvýznamnější vliv průtok a teplota chladicí vody. Pro zajištění výstupní koncentrace vodní páry ve směsi je vhodné regulovat výkon kondenzátoru průtokem chladicí vody. Změna výšky kondenzátoru a průměr kapek

nehrají při optimálním návrhu kondenzátoru vysokou roli, jelikož jejich změnou se výkon kondenzátoru příliš neliší.

## Poděkování

Tato práce byla podpořena z projektu Centrum výzkumu nízkouhlíkových energetických technologií CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_019/0000753.

## Použitá literatura

[1] JOHN MARION, ANDREAS BACK, RITA ISON, FRANK KLUGER, a ARMAND LEVASSEUR, THIERRY POURCHOT, OLAF STALLMAN. Overview of Alstom's Efforts to Commercialize Oxy-Combustion for Steam Power Plants. In: 5Th Meeting of the IEAGHG International Oxyfuel Combustion Research Network. Wuhan, China. 27. říjen 2015.

[2] SPERO, Chris. Callide Oxyfuel Project – Lessons Learned. In: Global CCS Institute [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.globalccsinstitute.com/archive/hub/publications/157873/callide-oxyfuel-project-lessons-learned.pdf

[3] KOMAKI, Akihiro, Takahiro GOTOU, Terutoshi UCHIDA, Toshihiko YAMADA, Takashi KIGA a Chris SPERO. Operation Experiences of Oxyfuel Power Plant in Callide Oxyfuel Project. Energy Procedia. 2014, 63, 490-496. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2014.11.053

[4] WUYIN WANG, JAMES KENNEY, ARMAND LEVASSEUR. Experience of flue gas processing at Alstom's 15 MW Oxy-fuel pilot plant. In: 3rd Oxyfuel Combustion Conference. Ponferrada, Spain. září 2013.

[5] ANHEDEN, M., U. BURCHHARDT, H. ECKE, R. FABER, O. JIDINGER, R. GIERING, H. KASS, S. LYSK, E. RAMSTRÖM a J. YAN. Overview of operational experience and results from test activities in Vattenfall's 30 MWth oxyfuel pilot plant in Schwarze Pumpe. Energy Procedia [online]. 2011, 4, 941–950 [vid. 2019-11-14]. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2011.01.140

[6] VDI E. V., ed. VDI Heat Atlas [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010 [vid. 2018-12-10]. ISBN 978-3-540-77876-9. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-77877-6

[7] CELATA, G.P., M. CUMO, F. D'ANNIBALE a G.E. FARELLO. Direct contact condensation of steam on droplets. International Journal of Multiphase Flow. 1991, 17(2), 191-211. ISSN 03019322. Dostupné z: doi:10.1016/0301-9322(91)90015-U

[8] SIDEMAN, Samuel. Direct Contact Heat Transfer Between Immiscible Liquids. Advances in Chemical Engineering Volume 6. Elsevier, 1966, 207-286. Advances in Chemical Engineering. ISBN 9780120085064. Dostupné z: doi:10.1016/S0065-2377(08)60276-8

[9] FORD, J.D. a A. LEKIC. Rate of growth of drops during condensation. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1973, 16(1), 61-64. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/0017-9310(73)90251-2