



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VÝPOČET TEPELNÉ BILANCE VYUŽITÍ LATENTNÍHO TEPLA SPALIN POMOCÍ KONDENZÁTORU

CALCULATION OF THE HEAT BALANCE OF LATENT HEAT UTILIZATION OF FLUE GASES BY MEANS OF
A CONDENSER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Toman

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Filip Toman
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Akademický rok:	2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Výpočet tepelné bilance využití latentního tepla spalin pomocí kondenzátoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma práce je zaměřeno na problematiku kondenzace páry ve spalinách a realizaci souvisejícího odvodu tepla. V rámci zpracování práce bude zpracována literární rešerše k tématu a navržen detailní výpočtový postup návrhu kondenzátoru. Návrh bude následně zpracován do podoby výpočtového programu a výsledky porovnány s dalšími dostupnými výpočtovými nástroji. Výpočet bude využit pro tvorbu technické dokumentace konkrétního spalínového kondenzátoru.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracovat obecný přehled k problematice kondenzace vodní páry ve spalinách včetně literární rešerše k výpočtových postupů spalínových kondenzátorů.
2. Navrhnout vlastní výpočtový postup výpočtu spalínového kondenzátoru.
3. Zpracovat navržený výpočtový postup v prostředí výpočtového programu.
4. Provést parametrickou studii v širokém rozsahu provozních parametrů a srovnání s jinými výpočtovými postupy.
5. Pro zadané parametry zpracovat návrh konkrétního spalínového kondenzátoru (výpočet, výkres sestavy).

Seznam doporučené literatury:

DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ, 2005. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha: BEN - technická literatura. ISBN 8073001187.

PAVELEK, Milan, 2011. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 9788021443006.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na výpočet kondenzátoru spalin vznikajících při spalování zemního plynu. V první části je zpracován stručný teoretický přehled rovnic popisujících blánovou kondenzaci a fyzikální vlastnosti spalin. Druhá část se zabývá praktickým tepelným výpočtem předem zadaného kondenzátoru. Ve třetí části je provedena parametrická studie, kdy se mění vstupní teplota chladící vody a součinitel přebytku vzduchu při spalování zemního plynu. Poslední část je věnována geometrickému návrhu kondenzátoru pro požadovaný výkon 8 MW.

Klíčová slova

Spalinový kondenzátor, kondenzace spalin, návrh vodou chlazeného kondenzátoru, latentní teplo, tepelná bilance, fyzikální vlastnosti spalin, spaliny zemního plynu

ABSTRACT

Thesis is focused on calculation of the condenser of flue gas, which is created by burning of natural gas. In the first part is theoretical overview of equations describing film condensation and physical properties of the flue gas. The second part deals with practical thermal calculation of the specified condenser. In third part parametric study is done in which a temperature of cooling water at inlet and the coefficient of excess air are changed. The last part of the thesis is dedicated to geometric design of the flue gas condenser whose required power is 8 MW.

Key words

Flue gas condenser, flue gas condensation, design of water-cooled condenser, latent heat, heat balance, flue gas physical properties, natural gas flue gas

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TOMAN, F. *Výpočet tepelné bilance využití latentního tepla spalin pomocí kondenzátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 65 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Výpočet tepelné bilance využití latentního tepla spalin pomocí kondenzátoru** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D za vedení mé diplomové práce a za cenné připomínky. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Zdeňku Tomášovi za podporu a rady, které mi poskytl.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Blánová kondenzace vodní páry ve spalínách.....	12
1.1 Blánová kondenzace čisté páry.....	12
1.1.1 Vliv proudění páry	13
1.2 Blánová kondenzace vodní páry s malým množstvím inertního plynu	14
1.3 Blánová kondenzace vodní páry v inertním plynu	14
1.3.1 Určení teplosměnné plochy.....	15
1.3.2 Kondenzace řízená přenosem tepla.....	15
1.3.3 Kondenzace řízená přenosem hmoty.....	16
2 Přestup tepla při blánové kondenzaci ve výměnících typu tube and shell	18
2.1.1 Přestup tepla na straně chladiva	18
2.1.2 Přestup tepla ve filmu kondenzátu	20
2.1.3 Přestup tepla a hmoty v paroplynové směsi	21
3 Fyzikální vlastnosti spalin	23
3.1 Střední zdánlivá molová hmotnost	23
3.2 Měrná plynová konstanta.....	23
3.3 Hustota směsi	23
3.4 Měrná tepelná kapacita	23
3.5 Viskozita	24
3.6 Součinitel tepelné vodivosti.....	24
4 Výpočet spalínového kondenzátoru.....	26
4.1 Vstupní hodnoty.....	26
4.2 Metoda výpočtu a program Excel	27
4.3 Vlastnosti spalin.....	28
4.4 Součinitel přestupu tepla na straně chladiva.....	31
4.5 Součinitel přestupu tepla a hmoty v paroplynové směsi.....	33
4.6 Stanovení množství kondenzátu	34
4.6.1 Výpočet součinitele přestupu tepla ve filmu kondenzátu na výstupu	35
4.7 Stanovení teploty filmu kondenzátu na výstupu z kondenzátoru	36
4.8 Výkon kondenzátoru	36
4.9 Celková teplosměnná plocha	36
4.10 Průběh teplot uvnitř kondenzátoru	40
5 Porovnání s výpočtovým programem.....	43
5.1 Zadání do programu.....	43

5.2	Porovnání teplot spalin.....	45
5.3	Porovnání teplot chladící vody.....	46
5.4	Porovnání průtoku spalin a kondenzátu	46
5.5	Další parametry	47
6	Změna parametrů	49
6.1	Změna přebytku vzduchu	49
6.1.1	Složení spalin.....	49
6.1.2	Součinitele přestupu tepla a hmoty v paroplynové směsi.....	50
6.1.3	Porovnání výkonů.....	50
6.1.4	Průběhy teplot rosného bodu ve spalinách	51
6.1.5	Průběhy teplot chladící vody	51
6.1.6	Průtoky spalin a kondenzátu.....	52
6.2	Změna teploty chladící vody	53
6.2.1	Součinitel přestupu tepla na straně chladiva.....	53
6.2.2	Určení typu kondenzace	53
6.2.3	Porovnání parametrů.....	53
6.2.4	Porovnání teplot rosného bodu	54
6.2.5	Průběh teplot chladící vody	55
6.2.6	Průtoky spalin a kondenzátů pro různé teploty.....	56
7	Návrh kondenzátoru	57
7.1	Předběžný výpočet výkonu	57
7.2	Úprava geometrie	57
	ZÁVĚR	60
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	62
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A INDEXŮ.....	63

ÚVOD

Výrobci energií vlastníci spalovací zařízení jsou směrnici o průmyslových emisích (IED) nuceni do velkých investic do ekologických technologií. Protože spaliny mohou obsahovat 15 % až 40 % energie paliva, využívá se v dnešní době, pro maximalizování efektivity výroby energie a tím i snižování produkce emisí, kondenzace spalin využitím jak citelného, tak i latentního tepla spalin, které se jinak vypustí bez užitku do ovzduší. Dalším využitím pro kondenzátory spalin je redukce již vzniklých emisí. Například ve Finsku kolem 25 % vyprodukovaných emisí částic o velikosti $PM_{2,5}$, které znamenají zdravotní riziko při vdechnutí ve větší koncentraci, vzniká spalováním dřeva a dřevní biomasy a očekává se, že toto číslo bude nadále stoupat vlivem rostoucí tendence využívání obnovitelných zdrojů. Použití kondenzační pračky spalin může vést k odstranění až 44 % těchto částic ze spalin. [9] [10]

Tato práce se zabývá problematikou blánové kondenzace vodní páry ze spalin zemního plynu a výpočtem spalínového kondenzátoru pro zadané parametry. První část práce se věnuje teoretickému rozboru výpočtu blánové kondenzace jak čisté vodní páry, tak i vodní páry v paroplynové směsi, výpočtu přestupu tepla ve výměnících typu *tube and shell* a stanovení fyzikálních vlastností spalin.

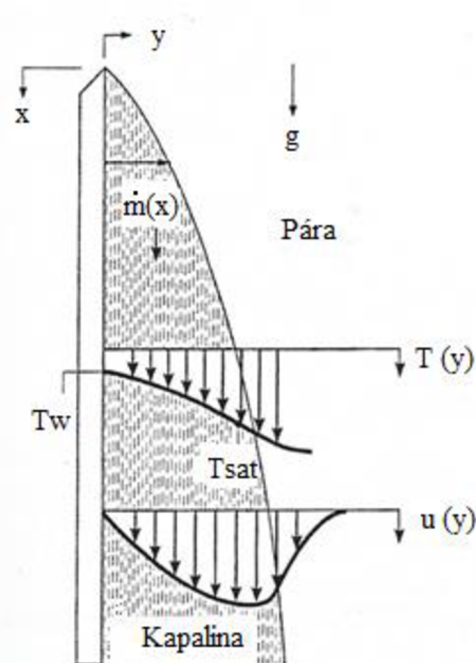
Ve druhé části práce je podle poznatků z první části proveden praktický výpočet zadaného spalínového kondenzátoru a následné porovnání výsledků s výpočtovým programem. Dále je provedena parametrická studie, kdy byl změněn součinitel přebytku spalovacího vzduchu a vstupní teplota chladicí vody. V závěru se práce věnuje návrhu změn v geometrii kondenzátoru tak, aby bylo dosaženo požadovaných parametrů.

1 Blánová kondenzace vodní páry ve spalínách

Při kontaktu vodní páry s povrchem, jehož teplota je pod teplotou rosného bodu vodní páry, dochází k fázové přeměně z plynné fáze na fázi kapalnou. Tato přeměna se nazývá kondenzace. Během kondenzace vodní páry je produkováno velké množství tepla, přičemž je snaha tohle teplo dále využít. V technické praxi je kondenzace dělena na dva typy, a to na kapkovou a blánovou. Protože je blánová kondenzace v technických podmínkách nejběžnějším typem, bude se tahle kapitola dále věnovat popisu blánové kondenzace. [2]

1.1 Blánová kondenzace čisté páry

Nejjednodušší forma blánové kondenzace je zobrazená na obrázku č. 1.1. Jde o kondenzaci čisté vodní páry na vertikální stěně s konstantní teplotou. Stěna ochlazuje páru, která tvoří kapalnou blánu. Blána kondenzátu má na začátku ochlazování nulovou tloušťku, která narůstá vlivem další kondenzace z okolí. [2]



Obr. 1.1 Blánová kondenzace na stěně s konstantní teplotou T_w [2]

Pro určení intenzity kondenzace je důležité zjistit součinitel přestupu tepla na straně páry, který vychází z Nusseltova čísla. V literatuře lze najít vztahy pro výpočet střední hodnoty Nusseltova čísla pro kondenzaci na rovinné stěně, rovnice č. 1.1 a v horizontální trubce, rovnice č. 1.2. [2]

$$Nu_{f,w} = 0,943 \left[\frac{gl(\rho_f - \rho_v)L^3}{v\lambda(T_{sat} - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1.1)$$

$$Nu_{f,o} = 0,729 \left[\frac{gl(\rho_f - \rho_v)d^3}{v\lambda(T_{sat} - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1.2)$$

Kde g je gravitační zrychlení, l je latentní teplo vody, ρ_f a ρ_v je hustota kondenzátu v bláně a hustota syté páry vně mezní vrstvy, T_{sat} a T_w je teplota rosného bodu a teplota mezi blánou a stěnou, ν je kinematická viskozita vody, λ je součinitel tepelné vodivosti vody, L je charakteristická délka stěny a d je průměr trubky. Z rovnic 1.1 a 1.2 vyplývá, že přenos tepla při blánové kondenzaci čisté vodní páry je závislý na vlastnostech vody, gravitačním zrychlení a geometrii kondenzační plochy. Celkový přenesený výkon z vodní páry do chladiva pak lze spočítat podle rovnice č. 1.3. [1] [2]

$$Q = k \times S \times \Delta T \quad (1.3)$$

Kde k je celkový součinitel prostupu tepla, S je velikost teplosměnné plochy a ΔT je střední teplotní diference. Součinitel k je definován následovně. [1]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{s}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_f}} \quad (1.4)$$

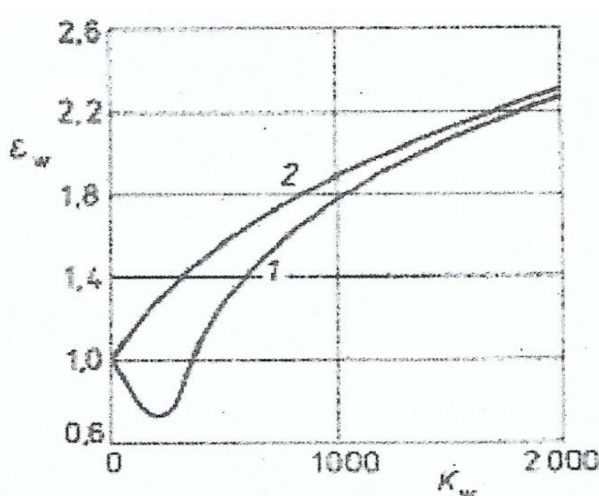
Kde α_c je součinitel přetupu tepla na straně chladiva, s je tloušťka stěny, λ_w je součinitel tepelné vodivosti stěny a α_f je součinitel přestupu tepla na straně páry.

1.1.1 Vliv proudění páry

Při nenulové rychlosti proudění páry dochází ke zvlnění povrchu vrstvy kondenzátu povrchu a k ovlivnění součinitele přestupu tepla na straně páry. Součinitel přestupu tepla je proto nutné korigovat korekčním koeficientem. V tomto případě lze použít korekci dle „Sazima“, který rozlišuje proudění páry vzhledem ke kondenzátu na souprroudé a protiproudé. Korekční koeficient vlivu rychlosti páry je definován následovně. [4]

$$\varepsilon_w = \frac{\alpha_f^*}{\alpha_f} \quad (1.5)$$

Kde α_f^* je korigovaná hodnota součinitele přestupu tepla na straně páry. Hodnotu korekčního koeficientu ε_w je možné odečíst z grafu na obrázku č. 1.2.



Obr. 1.2 Závislost koeficientu ε_w na parametru K_w , 1 - protiproud, 2 - souprroud [4]

Bezrozměrný parametr blánové kondenzace K_w lze vypočítat podle rovnice č. 1.6. [4]

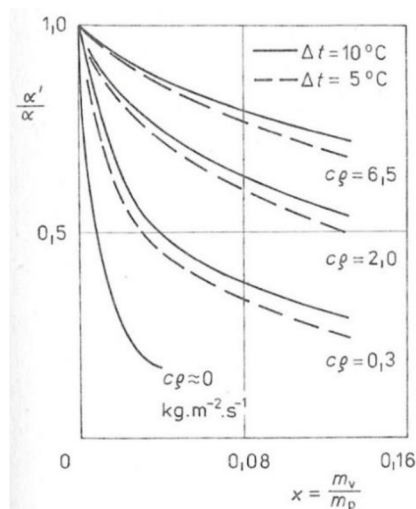
$$K_w = \frac{\rho_g c_g^2 \alpha_f}{g \rho_l \lambda_l} \quad (1.6)$$

1.2 Blánová kondenzace vodní páry s malým množstvím inertního plynu

Přítomnost i malého množství inertních plynů ve vodní páře výrazně snižuje součinitel přestupu tepla na straně páry. Pokud je objem inertních plynů ve směsi přibližně do 5 %, lze tento součinitel spočítat stejně jako v případě čisté vodní páry a dále korigovat opravným koeficientem σ , který je definován podle rovnice č. 1.7. [4]

$$\sigma = \frac{\alpha'}{\alpha} \quad (1.7)$$

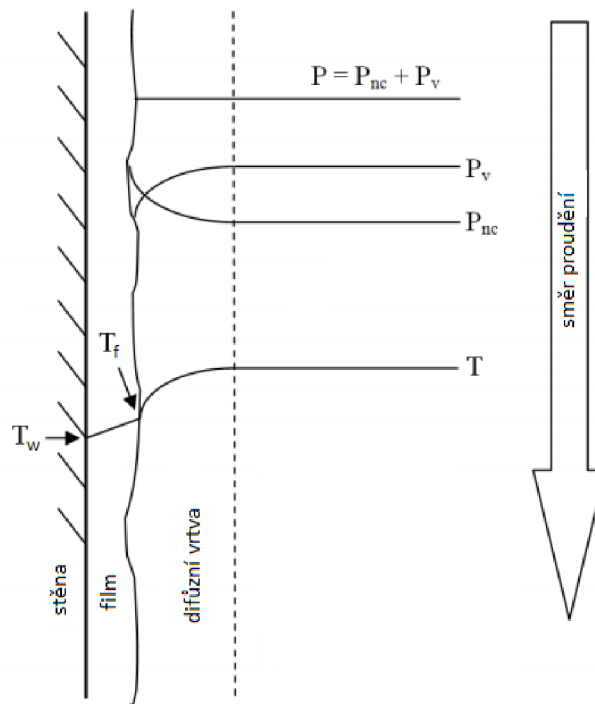
Kde α' je korigovaný součinitel přenosu tepla. Hodnotu opravného koeficientu σ pro různé součiny hustoty a rychlosti paroplynové směsi lze odečíst z grafu na obrázku č. 1.3. Pro vyšší koncentrace inertního plynu ve vodní páře lze použít postup uvedený v odborné literatuře. [1]



Obr. 1.3 Závislost koeficientu σ na poměru hmotností inertního plynu a vodní páry [4]

1.3 Blánová kondenzace vodní páry v inertním plynu

Při vyšších koncentracích inertního plynu už nelze vycházet z rovnic pro kondenzaci čisté vodní páry, z důvodu vytvoření difúzní vrstvy, která snižuje přestup tepla a snižuje intenzitu kondenzace. Z obrázku č. 1.4 je patrné, že v difúzní vrstvě dochází ke změnám parciálních tlaků vlivem postupné kondenzace vodní páry, a tím i ke změně teploty rosného vodu.



Obr. 1.4 Průběhy parciálních tlaků páry a inertního plynu v paroplynové směsi [8]

1.3.1 Určení teplosměnné plochy

Pro výpočet velikosti přenosové plochy, která je nutná pro zkondenzování určitého množství vodní páry z paroplynové směsi, je důležité nejprve zjistit, jestli se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty nebo tepla. Někdy není možné typ kondenzace jednoznačně určit, protože na vstupu do kondenzátoru se jedná o kondenzaci řízenou přenosem tepla a na výstupu jde o kondenzaci řízenou přenosem hmoty. V tom případě je nutné kondenzátor rozdělit na dvě části a použít pro výpočet teplosměnné plochy obě metody. [1]

1.3.2 Kondenzace řízená přenosem tepla

O kondenzaci řízenou přenosem tepla se jedná v případě splnění podmínky, danou rovnicí č. 1.8, na výstupu z kondenzátoru. [1]

$$\left(\frac{k'}{\alpha_{GD}} \right)_A = \frac{(T_T - T_F)_A}{(T_F - T_K)_A} < 0,5 \quad (1.8)$$

Kde T_T je teplota rosného bodu a T_F je teplota filmu a T_K je teplota chladicího média. Tato podmínka je splněná v případě velkého přehřátí paroplynové směsi, při velkých hodnotách součinitele přenosu tepla v paroplynové směsi α_G , malých hodnotách součinitele přenosu hmoty v paroplynové směsi β_G , anebo při velkých rychlostech proudění plynu. V tomto případě se teplosměnná plocha vypočítá z rovnice č. 1.3 [1]

1.3.3 Kondenzace řízená přenosem hmoty

Při kondenzaci roste koncentrace inertního plynu a tím se zvětšuje odpor proti přenosu hmoty. Pokud je splněna podmínková rovnice č. 1.9, je odpor přenosu hmoty dominantní už na vstupu do kondenzátoru. [1]

$$\left(\frac{k'}{\alpha_{GD}}\right)_E > 2 \quad (1.9)$$

Pro případ kondenzace řízené přenosem hmoty pak lze pro výpočet přenosné plochy rovnici č. 1.10. [1]

$$\frac{n_G \beta_G S}{\dot{N}_{G2}} = -\frac{1}{\tilde{y}_{2F}} \int_{x_e}^{x_a} \frac{dx}{\ln(x)} \quad (1.10)$$

Kde,

$$x = \frac{\tilde{y}_{2F}}{\tilde{y}_{2b}} \quad (1.11)$$

Po úpravě a vyřešení určitého integrálu lze velikost teplosměnné plochy vypočítat z následující rovnice. [1]

$$S = \frac{\dot{N}_{G2}}{n_G \beta_G \bar{\tilde{y}}_{2F}} \left[Li\left(\frac{\tilde{y}_{2F,A}}{\tilde{y}_{2B,E}}\right) - Li\left(\frac{\tilde{y}_{2F,A}}{\tilde{y}_{2B,A}}\right) \right] \quad (1.12)$$

Kde,

$$Li(x) = \int \frac{dx}{\ln(x)} = \ln(\ln(x)) + \ln(x) + \frac{(\ln(x))^2}{2 \times 2!} + \frac{(\ln(x))^3}{3 \times 3!} + \dots \quad (1.13)$$

a,

$$\bar{\tilde{y}}_{2F} = 0,5(\tilde{y}_{2F,E} + \tilde{y}_{2F,A}) \quad (1.14)$$

\dot{N}_{G2} je molární tok inertního plynu v plynné fázi, n_G je molární hustota plynné fáze, $\tilde{y}_{2F,A}$ je molární koncentrace inertního plynu na kraji filmu kondenzátu na výstupu z kondenzátoru, $\tilde{y}_{2B,E}$ je molární koncentrace inertního plynu v difúzní oblasti na vstupu do kondenzátoru a $\tilde{y}_{2B,A}$ je molární koncentrace inertního plynu v difúzní oblasti na výstupu z kondenzátoru. Pro vodní páru je použitý index 1 a pro inertní plyn index 2. Molární koncentrace vodní páry na kraji kondenzátového filmu a v difúzní oblasti lze vypočítat z rovnice č. 1.15 a č. 1.16. [1]

$$\tilde{y}_{1F} = \frac{p_f''}{p} \quad (1.15)$$

$$\tilde{y}_{1B} = \frac{p_t''}{p} \quad (1.16)$$

Kde p_f'' je parciální tlak nasycených par pro teplotu filmu, p_t'' je parciální tlak nasycených par pro teplotu rosného bodu a p je celkový tlak. Pro výpočet koncentrace inertního plynu lze použít vztah. [1]

$$\tilde{y}_1 + \tilde{y}_2 = 1 \quad (1.17)$$

Pro výpočet koncentrací na hraně filmu je nutné znát teplotu filmu, kterou lze iteračně vypočítat z rovnice č. 1.18. [1]

$$k'(T_f - T_k) = \alpha_G \theta_T \left(\frac{\Delta \tilde{h}_{v1}}{\tilde{c}_{pG1}} + \frac{T_G - T_F}{1 - e^{-\theta_T}} \right) \quad (1.18)$$

Kde θ_T je ackermannova korekce definovaná rovnicí č. 1.19. [1]

$$\theta_T = \frac{n_G \beta_G \tilde{c}_{pG1}}{\alpha_G} \ln \left(\frac{\tilde{y}_{2F}}{\tilde{y}_{2B}} \right) \quad (1.19)$$

T_f je teplota filmu, T_k je teplota chladiva, T_G je teplota paroplynové směsi a Le je lewisovo číslo. Celkový výkon kondenzátoru je pak složen z výkonu získaného chlazením paroplynové směsi, z výkonu kondenzace a z výkonu získaného chlazením kondenzátu. [1]

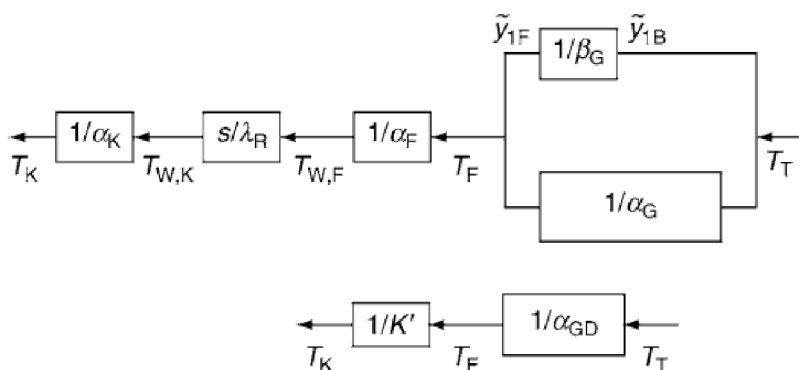
$$\dot{Q} = \dot{m}_{GE} c_{pG} (T_{GE} - T_{GA}) + \dot{m}_{FA} \Delta h_v + \dot{m}_{FA} c_{pF} (T_{GA} - T_{FA}) \quad (1.20)$$

Výkon odebíraný chladícím médiem je potom definován rovnicí č. 1.21. [1]

$$\dot{Q} = \dot{m}_K c_K (T_{KA} - T_{KE}) \quad (1.21)$$

2 Přestup tepla při blánové kondenzaci ve výměnících typu tube and shell

Pro intenzitu prostupu tepla ve výměnících typu tube and shell je nutné spočítat celkový součinitel prostupu tepla (viz. rovnice č. 1.4) pro danou geometrii výměníku. V případě blánové kondenzace v inertním plynu si lze zapojení jednotlivých tepelných odporů představit tak, jak je to zobrazeno na obrázku č. 2.1. [1]



Obr.2.1 Tepelné odpory v plynné fázi, v kondenzátním filmu a v chladivu. [1]

Z obrázku vyplývá, že tepelné odpory chladiwa, stěny a vodního filmu lze řadit sériově. V případě kondenzace páry v inertním plynu, se pro výpočet přestupu tepla mezi plynem a filmem musí zavést kromě součinitele přestupu tepla α_G ještě součinitel přestupu hmoty β_G , který kvantifikuje difuzitu molekul H_2O mezi fázemi při daných koncentracích vodních páry a inertního plynu. Součinitel přestupu tepla a součinitel přestupu hmoty mezi plynem a filmem pak lze zařadit paralelně. Teplota T_T je teplota rosného bodu vodní páry ve spalínách. Dále uvedené postupy jsou platné pro výměník s jedním průchodem pláštěm a trubkami. [1]

2.1.1 Přestup tepla na straně chladiwa

Střední hodnotu součinitele prostupu tepla na straně chladiwa, které obtéká kolem horkých trubek lze vypočítat z experimentálně zjištěných bezrozměrných korelací. Základem pro výpočet je Nusseltovo číslo definované pro výměníky typu tube and shell následovně. [1]

$$Nu_{shell} = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (2.1)$$

Kde α je součinitel přestupu tepla, λ je součinitel tepelné vodivosti chladiwa a L je charakteristická délka vyjadřující délku plochy, po které proudí chladiwo. V případě trubky se jedná o polovinu obvodu. Pro určení Nusseltova čísla na straně pláště lze vycházet z Nusseltova čísla pro křížový tok svazkem trubek korigovaný korekčním koeficientem. [1]

$$Nu_{shell} = f_w Nu_{bundle} \quad (2.2)$$

$$Nu_{bundle} = f_N f_P Nu_{0,bundle} \quad (2.3)$$

Kde $Nu_{0,bundle}$ je Nusseltovo číslo pro ideální svazek trubek, f_w je opravný koeficient zahrnující nedokonalost proudění a lze jej spočítat podle literatury [1], f_N je opravný koeficient zahrnující vliv počtu řad v trubkovém svazku a f_P je opravný koeficient zahrnující vliv změny

fyzikálních vlastností v mezní vrstvě kolem trubek. Nusseltovo číslo pro ideální svazek lze vypočítat z následujících rovnic. [1]

$$Nu_{0,bundle} = f_A Nu_{1,0} \quad (2.4)$$

$$Nu_{1,0} = 0.3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,turb}^2} \quad (2.5)$$

Kde,

$$Nu_{1,lam} = 0.664 \sqrt{Re_{\psi,1}} \sqrt[3]{Pr} \quad (2.6)$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{0.037 Re_{\psi,1}^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re_{\psi,1}^{-0.1} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (2.7)$$

Kde Re je Reynoldsovo číslo, které dává do souvislosti setrvačné síly a viskozitu a Pr je Prandtlovo číslo, které určuje, jestli v kapalině převládá konduktivní nebo konvektivní přenos tepla a jsou definovány rovnicemi č. 2.8 a 2.9. [1]

$$Re_{\psi,1} = \frac{wL}{\psi\nu} \quad (2.8)$$

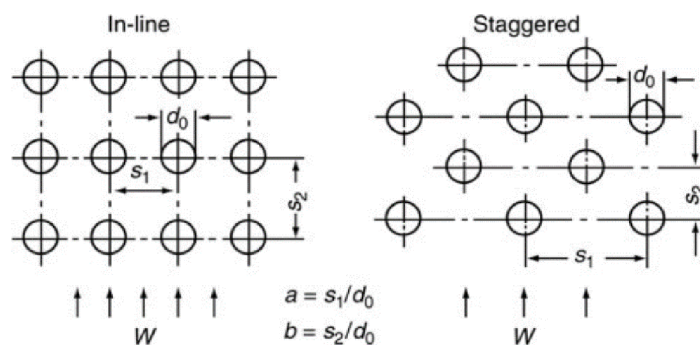
$$Pr = \frac{c_p\mu}{\lambda} \quad (2.9)$$

Kde,

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a} \quad \text{pro } b \geq 1 \quad (2.10)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4ab} \quad \text{pro } b < 1 \quad (2.11)$$

Hodnoty koeficientů a, b souvisejí s geometrií trubkového svazku a lze je vypočítat podle obrázku č. 2.2. [1]



Obr. 2.2 Boční a podélná vzdálenost v svazcích trubek [1]

Korekční koeficient f_A zahrnující uspořádání trubek je pak pro přesazené uspořádání definován rovnicí. [1]

$$f_A = 1 + \frac{2}{3b} \quad (2.12)$$

Korekční koeficient f_N koriguje hodnotu nusseltova čísla v závislosti na počtu řad trubkového svazku. Zahrnuje vliv rozdílného typu proudění v prvních řadách svazku, kde ještě nedošlo k rozvinutému turbulentnímu proudění. Jeho hodnota závisí na celkovém počtu řad svazku a je tabelizovaná. Pro deset řad a více pak platí $f_N = 1$. Korekční koeficient f_P zahrnující vliv fyzikálních změn chladiva v mezní vrstvě kolem trubek je pro případ ohřívání chladiva definován podle rovnice č. 2.13. [1]

$$f_P = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (2.13)$$

Kde Pr_w je Prandtlovo číslo chladiva pro teplotu vnějšího okraje trubky.

2.1.2 Přestup tepla ve filmu kondenzátu

Pro zjištění střední hodnoty součinitele přestupu tepla ve vertikální trubce se vychází z Nusseltova čísla definované pro kondenzaci ve vertikální trubce následovně. [1]

$$Nu_f = \sqrt[1.2]{(f_{well} Nu_{F,l})^{1.2} + (Nu_{F,t})^{1.2}} \times f_\eta \quad (2.14)$$

Kde $Nu_{F,l}$ je Nusseltovo číslo pro laminární proudění filmu, $Nu_{F,t}$ je Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění filmu, f_{well} je opravný koeficient zahrnující vliv vlnění filmu a f_η je opravný koeficient zahrnující vliv rozdílných fyzikálních vlastností filmu na straně páry a na straně stěny. Střední hodnoty nusseltových čísel pro laminární a turbulentní proudění lze spočítat z rovnic č. 2.15 a č. 2.16. [1]

$$Nu_{F,lam} = 0.925 \left(\frac{1 - \frac{\rho_G}{\rho_F}}{Re_{F,L}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.15)$$

$$Nu_{F,turb} = \frac{0.02 Re_{F,L}^{7/24} Pr_F^{1/3}}{1 + 20.52 Re_{F,L}^{-3/8} Pr_F^{-1/6}} \quad (2.16)$$

Reynoldsovo číslo je pak definované přes plošný hmotnostní tok nebo přes hmotnostní průtok kondenzátu na výstupu z kondenzátoru následovně. [1]

$$Re_{F,L} = \frac{\dot{\Gamma}_L}{\eta_F} = \frac{\dot{M}_{F,L}}{b\eta_F} \quad (2.17)$$

Hodnoty opravných koeficientů f_{well} a f_η vychází z rovnic č. 2.18 a č. 2.19. [1]

$$f_{well} = \begin{cases} 1 & \text{pro } Re_{F,L} < 1 \\ Re_{F,L}^{0,04} & \text{pro } Re_{F,L} \geq 1 \end{cases} \quad (2.18)$$

$$f_{\eta} = \left(\frac{\eta_{F,S}}{\eta_{F,W}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.19)$$

Kde $\eta_{F,S}$ je dynamická viskozita filmu pro teplotu na straně páry a $\eta_{F,W}$ je dynamická viskozita filmu pro teplotu na straně stěny. Koeficient f_{η} má velký vliv při velkém teplotním gradientu, to znamená při intenzivní kondenzaci nebo velkých Prandtlových číslech. Střední hodnota součinitele přestupu tepla je pak definována. [1]

$$\alpha_F = \frac{Nu_F \lambda_F}{L} \quad (2.20)$$

Kde L je charakteristický rozměr, který je pro tento případ definován rovnicí č. 2.21. [1]

$$L = \left(\frac{\eta_F^2}{\rho_F^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.21)$$

2.1.3 Přestup tepla a hmoty v paroplynové směsi

Pro výpočet součinitele přestupu tepla pro nucené proudění v trubce je nutné rozlišit, jestli se jedná o proudění laminární nebo turbulentní. K tomu slouží Reynoldsovo číslo, pro které platí. [1]

$$Re = \frac{wd}{\nu} \begin{cases} Re < 2300 & \text{laminární proudění} \\ Re > 10\,000 & \text{turbulentní proudění} \end{cases} \quad (2.22)$$

Kde w je rychlost proudění, d je průměr trubky a ν je kinematická viskozita. Pro hodnoty Reynoldsova čísla mezi laminárním a turbulentním prouděním nelze jasně určit, o který typ proudění se jedná. Pro plně vyvinuté turbulentní proudění pak je nusseltovo číslo definováno. [1]

$$Nu_{turb} = \frac{\left(\frac{\varepsilon}{8}\right) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (2.23)$$

Kde,

$$\varepsilon = [1,8 \log_{10}(Re) - 1,5]^{-2} \quad (2.24)$$

Součinitel přestupu tepla v paroplynové směsi lze následně vypočítat podle rovnice č. 2.25 [1]

$$\alpha_G = \frac{Nu_{turb} \lambda}{d} \quad (2.25)$$

Součinitel přestupu hmoty určuje rychlost difuze a kvantifikaci přenosu hmoty mezi fázemi, nemísitelnými nebo částečně mísitelnými směsmi. Pro jeho výpočet lze použít postup podle literatury. [7]

$$\beta = \frac{Sh\delta}{d} \quad (2.26)$$

Kde Sh je Sherwoodovo číslo, které představuje poměr konvektivního přenosu hmoty k rychlosti difuze hmoty a δ je difúzní koeficient, který je definován následovně. [1]

$$\delta = \frac{0,00143 T^{1,75} \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right)^{\frac{1}{2}}}{P\sqrt{2} \left(v_1^{\frac{1}{3}} + v_2^{\frac{1}{3}} \right)^2} \quad (2.27)$$

Kde T je teplota směsi, M je molární hmotnost, P je absolutní tlak a v je difúzní objem. Sherwoodovo číslo pro proudění uvnitř kruhové trubky lze pak vypočítat podle rovnice č. 2.28. [1] [7]

$$Sh = 0,023Re^{0,83} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (2.28)$$

Kde,

$$Sc = \frac{\mu}{\rho\delta} \quad (2.29)$$

3 Fyzikální vlastnosti spalin

Následující kapitola se věnuje stanovení fyzikálních vlastností spalin. Pro zjednodušení se bude vycházet z rovnic pro ideální směs plynů. Nutnost stanovit početně aspoň přibližné hodnoty jednotlivých fyzikálních veličin u spalin vychází z důvodu rozmanitosti složení, a díky tomu absence tabulek pro jednotlivé složení. Pro známé složení spalin lze vypočítat jejich fyzikální vlastnosti z následujících rovnic. Problém nastává v případě, že teplota spalin klesne pod rosný bod. V takovém případě se začne měnit složení směsi, začne se odlučovat voda a je proto nutné s těmito změnami počítat. Aby bylo možné zjistit, kolik vody se při dané teplotě spalin odloučilo, je nutné znát parciální tlak syté vodní páry pro danou teplotu a tím hodnotu rosného bodu.

3.1 Střední zdánlivá molová hmotnost

Molární hmotnost je důležitou charakteristikou chemických prvků i sloučenin a nachází se i v chemických tabulkách. Vyjadřuje hmotnost 1 molu látky. Střední zdánlivá molová hmotnost z pohledu mikrosvěta není ve skutečnosti přesnou molovou hmotnost směsi, ale směs se chová, jako by tuto molovou hmotnost doopravdy měla. Zdánlivou molovou hmotnost lze z objemových zlomků a molových hmotností jednotlivých složek vypočítat podle rovnice č. 3.1. [3]

$$M = \sum_i M_i x_i \quad (3.1)$$

3.2 Měrná plynová konstanta

Měrnou plynovou konstantu pro směs ideálních plynů zadanou objemovými zlomky lze vypočítat pomocí univerzální plynové konstanty, molové hmotnosti směsi, anebo měrných plynových konstant jednotlivých složek následovně. [3]

$$r = \frac{R_m}{M} = \frac{1}{\sum_i \frac{x_i}{r_i}} \quad (3.2)$$

3.3 Hustota směsi

Hustota je fyzikální veličina, která vyjadřuje hmotnost objemové jednotky látky. Pro výpočet celkové hustoty ideální směsi musí být známé její složení a hustota jednotlivých složek pro danou teplotu případně pak dynamická a kinematická viskozita směsi. Pro směs zadanou objemovými zlomky je celková hustota definována rovnicí č. 3.3. Pro reálnou směs plynu, musí být použito jiných postupů, například směšovací výpočet podle literatury. [1] [6]

$$\rho = \frac{\eta}{v} = \sum_i x_i \rho_i \quad (3.3)$$

3.4 Měrná tepelná kapacita

Je to je teplo, které je nutno dodat látce, aby se její teplota zvýšila o 1 °C nebo 1 K. Pro určení měrné tepelné kapacity směsi lze při známém objemového složení směsi a znalosti měrných tepelných kapacit jednotlivých složek směsi využít rovnici zachování energie, která má po úpravě tvar. [3]

$$c_p = \frac{\sum_i M_i x_i c_{p_i}}{\sum_i M_i x_i} \quad (3.4)$$

V případě spalin lze pro výpočet hodnot tepelných kapacit jednotlivých složek závislých na teplotě směsi použít polynom z rovnice č. 3.5 a jednotlivé koeficienty z tabulky č. 2.1. [13]

$$c_p = z_0 + z_1 t + z_2 t^2 + z_3 t^3 \quad (3.5)$$

c_p	z_0	z_1	z_2	z_3
Ar	520.326045			
O ₂	914.599103	0.164577431	0.000611327174	-0.00000114984005
N ₂	1036.93686	0.0330602687	0.000316988885	-9.76931392E-08
CO ₂	826.57907	0.926461086	-0.000607508245	1.49877702E-07
CO	1037.11461	0.0554531309	0.000413446851	-3.24994961E-07
SO ₂	616.991855	0.546492026	-0.000384123543	9.58632760E-08
H ₂ O	1865.64521	0.30015559	0.000588981879	-2.63562142E-07

Tab.2.1 koeficienty pro výpočet tepelných kapacit jednotlivých složek

3.5 Viskozita

Viskozita vyjadřuje poměr mezi tečným napětím a změnou rychlosti vzhledem ke vzdálenosti mezi sousedními vrstvami, přičemž rozlišujeme mezi viskozitou dynamickou a kinematickou, jejichž vzájemný vztah je dán rovnicí č. 3.6. Viskozita reálných plynů mírně roste s rostoucí hustotou. [5]

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.6)$$

Závislost dynamické viskozity na teplotě byla poprvé popsána australským fyzikem Williamem Sutherlandem, po němž je vzorec dodnes pojmenován. [5]

$$\eta = \eta_0 \frac{273 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2} \quad (3.7)$$

Pro technické účely lze dynamickou viskozitu směsi zjednodušeně vypočítat z molárních hmotností, dynamických viskozit pro danou teplotu a objemových zlomku jednotlivých složek podle rovnice č. 3.8. [6]

$$\eta = \frac{\sum_i x_i \eta_i \sqrt{M_i}}{\sum_i x_i \sqrt{M_i}} \quad (3.8)$$

3.6 Součinitel tepelné vodivosti

Vyjadřuje rychlost šíření tepla z teplejších oblastí látky do oblastí studenějších. Součinitel tepelné vodivosti je definován jako množství tepla, které musí za jednotku času projít tělesem,

aby na jednotkovou délku byl jednotkový teplotní spád. Pro zjednodušení se předpokládá šíření tepla pouze v jednom směru. U směsi plynu lze stejně jako dynamická viskozita spočítat s dostatečnou přesností z molárních hmotností, objemových zlomků a jednotlivých součinitelů tepelných vodivostí jednotlivých složek pro danou teplotu podle rovnice č. 3.9. [6] [12]

$$\lambda = \frac{\sum_i x_i \frac{\lambda_i}{\sqrt{M_i}}}{\sum_i \frac{x_i}{\sqrt{M_i}}} \quad (3.9)$$

4 Výpočet spalínového kondenzátoru

Následující kapitola se věnuje postupům pro výpočet fyzikálních parametrů zadaného kondenzátoru spalín ze zemního plynu při použití vody jako chladicího média. Hlavním výstupem z této kapitoly je výpočet množství vznikajícího kondenzátu, a tím i výkonu kondenzátoru a výstupní teploty spalín.

4.1 Vstupní hodnoty

Tabulka č. 4.1 shrnuje známé hodnoty, mezi které patří hmotnostní průtok, teplota a složení spalín a chladicí vody na vstupu do kondenzátoru. Zadána je i kompletní geometrie výměníku, kterou zobrazuje tabulka č. 4.2 Vlastnosti spalín pro danou teplotu jsou určeny pomocí postupů z předchozí kapitoly.

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
hmotnostní průtok spalín, vstup	$M_{G,E}$	34,59	kg.s ⁻¹
hmotnostní průtok chladicí vody, vstup	$M_{K,E}$	225	kg.s ⁻¹
teplota spalín, vstup	$T_{G,E}$	65	°C
teplota chladicí vody, vstup	$T_{K,E}$	25	°C
tlak spalín	P_G	1	bar
relativní vlhkost spalín, vstup	$\Phi_{G,E}$	70,87	%
teplota spalovacího vzduchu	T_{sv}	25	°C
relativní vlhkost spalovacího vzduchu	Φ_{sv}	60	%
Součinitel přebytku spalovacího vzduchu	ζ	1,12	-

Tab. 4.1 Vstupní hodnoty výpočtu

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
vnitřní průměr pláště	D_i	2450	mm
vnější průměr trubek	d_a	28	mm
vnitřní průměr trubek	d_i	26	mm
průměr přepážky	D_l	2444	mm
rozteč mezi přepážkami	H	735	mm
počet trubek	N_i	4267	-
počet průchodů pláštěm	-	1	-
počet průchodů trubkami	-	1	-
délka výměníku	l_a	6000	mm
počet přepážek	N	7	-
vzdálenost mezi trubkami horizontálně	s_1	35	mm
vzdálenost mezi trubkami svisle	s_2	30,3	mm

Tab. 4.2 Základní geometrické parametry výměníku

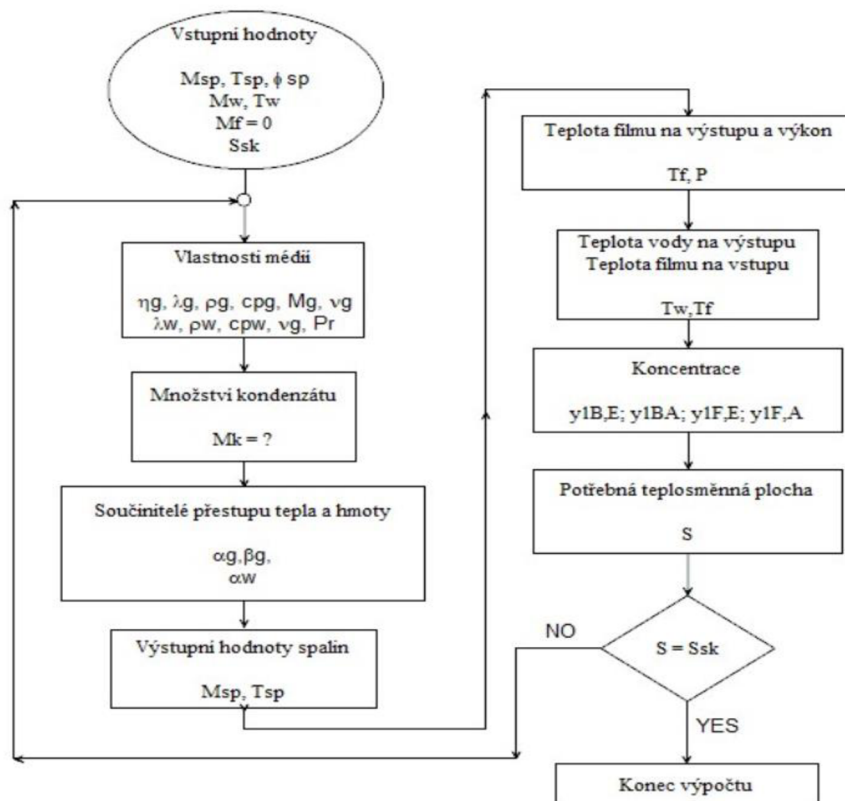
Vlastnosti vody pro jednotlivé teploty využitě pro následující výpočty jsou převzaty ze zdroje [12]. Pro tepelnou kapacitu vody byla zvolena jednotná hodnota pro všechny teploty.

	20°C	30°C	35°C	40°C	60°C	Jednotka
tepelná vodivost	0,60	0,63	0,63	0,63	0,66	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
kinematická viskozita	1,00	0,83	0,74	0,66	0,48	$m^2 \cdot s^{-1} \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo	6,98	5,52	4,91	4,32	2,98	-
hustota	998,2	995,6	993,9	992,2	983,2	$kg \cdot m^{-3}$
měrná tepelná kapacita	4180	4180	4180	4180	4180	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Tab. 4.3 Fyzikální vlastnosti vody

4.2 Metoda výpočtu a program Excel

Protože není zatím možné, kvůli neznámé teplotě filmu na vstupu i výstupu kondenzátoru, určit přesně, o který typ kondenzace se jedná, následující výpočet je založen na předpokladu, že se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty a po výpočtu teploty filmu na vstupu bude tento předpoklad ověřen. Diagram na obrázku č. 4.1 zjednodušeně zobrazuje výpočtový postup, podle kterého jsou uspořádány následující výpočty. Z důvodu mnoha iteračních postupů a celkové komplikovanosti výpočtů, bylo nutné vytvořit početní program v programu Microsoft Excel znázorněný na obrázku č. 4.2. Vstupními hodnotami jsou fyzikální vlastnosti látek, jejich průtoky, teploty a množství tvořeného kondenzátu. A hlavní výstupní veličinou pak je výkon a velikost teplosměnné plochy.



Obr.4.1 Výpočetní diagram pro stanovení velikosti teplosměnné plochy

VÝPOČET TEPLSMĚNNÉ PLOCHY					
Vstupní hodnoty			Pomocné výpočty		
Hustota spalin (kg/m ³) výstup	1,27	kg/m ³	molární hustota spalin	44,63972	mol/m ³
Molární hmotnost spalin (Kg/mol)	0,02845	kg/mol	difuzní objem plynu	22,4077	m ³
hmotnostní průtok spalin (kg/s)	34,59	kg/s	Vstup		
tlak spalin (bar)	1	bar	Difuzní koeficient	2,76E-05	m ² /s
Teplota spalin vstup (K)	338	K	Sc číslo	0,41682	-
Teplota spalin výstup (K)	303	K	Reynolds	27592,05	-
dynamická viskozita spalin	1,46E-05	Pa.s	Sh číslo	70,49319	-
objem vodní páry	0,177	-	Mass transfer coefficient	0,088414	m/s
tepelná vodivost spalin	0,026	W/kgK	pandtlovo číslo	0,578385	-
tepelná kapacita spalin	1030	J/KgK	korekční faktor	0,023717	-
tloušťka steny (mm)	0,001	mm	nuseltovo číslo	61,59375	-
vodivost steny	80,2	W/kgK	alfa G	61,59375	W/m ² K
			odpor alfa gd	0,016212	W/m ² K
			součinitel přestupu gd	61,68217	W/m ² K
Hodnoty na vstupu			alfa k	5235,861	W/m ² K
Molární průtok spalin	1244,245	mol/s	k'A	2996,525	W/m ² K
molární průtok vodní páry	220,2431	mol/s	k'E	4914,986	W/m ² K
Objemový průtok spalin	27,672	m ³ /s	laminární nu číslo	0,518749	-
objemový průtok vodní páry	4,897944	m ³ /s	turbulentní nu číslo	0,007586	-
hmotnostní průtok vodní páry	3,937947	kg/s	alfa f	7676,922	W/m ² K
molární průtok inertního plynu	1024,001	mol/s			
návrh množství kondenzátu	2	kg/s			
			Koncentrace		
Hodnoty na výstupu			molární koncentrace y1B vstup	0,17701	-
Hmotnostní průtok vodní páry	1,937947	kg/s	molární koncentrace y1B výstup	0,097777	-
Molární průtok vodní páry	108,3863	mol/s	molární koncentrace y2B vstup	0,82299	-
hmotnostní průtok spalin	32,59	kg/s	molární koncentrace y2B výstup	0,902223	-
Molární průtok spalin	1108,503	mol/s	molární koncentrace y1F vstup	0,066	-
molární průtok kondenzátu	111,8568	mol/s	molární koncentrace y1F výstup	0,033	-
			molární koncentrace y2F vstup	0,934	-
			molární koncentrace y2F výstup	0,967	-
Výstup					
celková plocha	505,1844	m ²			
výkon kondenzátoru	6523,28	kW			

Obr.4.2 Program pro výpočet velikosti teplosměnné plochy v programu excel

4.3 Vlastnosti spalin

Pro výpočet fyzikálních vlastností spalin se bude v následující podkapitole vycházet ze zadaných hodnot spalin z tabulky č. 4.1. Tabulka č 4.4 zobrazuje objemové složení spalin na vstupu do kondenzátoru. Jedná se o složení spalin vzniklých při spalování zemního plynu v kotli o výkonu 80 MW při přebytku vzduchu 1,12.

Prvek	Hodnota	Jednotka
CO ₂	8,5468	% obj.
N ₂	70,8073	% obj.
Ar	0,8427	% obj.
H ₂ O	17,7693	% obj.
O ₂	2,0339	% obj.
Σ	100,0000	% obj.

Tab. 4.4 Objemové složení spalin na vstupu do kondenzátoru

Jako příklad určení vlastností spalin bude proveden výpočet pro teplotu 50°C. Prvním krokem výpočtu je zjištění teploty rosného bodu pomocí parciálního tlaku vodní páry ve spalinách. Protože poměr parciálního tlaku vodní páry a celkového tlaku odpovídá poměru objemového zastoupení prvku ve spalinách ku celkovému objemu spalin, může být parciální tlak vodní páry vypočítán z tohoto poměru.

$$p_{H_2O} = \frac{p_G x_{H_2O, \%}}{x_{G, \%}} = \frac{1 \times 17,77}{100} = 0,1777 \text{ bar} \quad (4.1)$$

Z parních tabulek, po dosazení parciálního tlaku vodní páry a suchosti $x = 1$, vychází teplota rosného bodu $t_{rb} = 57,5 \text{ °C}$. Protože teplota 50 °C leží pod rosným bodem, je potřeba zjistit, kolik vody zkondenzovalo a následně určit nové složení spalin. Pro určení objemového zastoupení vody ve spalinách při 50 °C lze opět vycházet z rovnice č. 4.1. Z parních tabulek vyplývá, že pro teplotu 50 °C a suchost $x = 1$, je parciální tlak vodní páry $p_{H_2O} = 0,123 \text{ bar}$. Potom platí, že

$$x_{H_2O, \%} = \frac{p_{H_2O} x_{G, \%}}{p_G} = \frac{0,123 \times 100}{1} = 12,3 \% \quad (4.2)$$

Pro nové objemové složení spalin je nutné původní objemové složení vynásobit konstantou 1,06, vycházející z rovnice č. 4.3. Tabulka č. 4.5 zobrazuje nové objemové složení spalin.

$$z = \frac{100}{100 - (17,77 - 12,3)} = \frac{100}{94,52} = 1,06 \quad (4.3)$$

Prvek	Hodnota	Jednotka
CO ₂	9,2	% obj.
N ₂	75,2	% obj.
Ar	0,9	% obj.
H ₂ O	12,3	% obj.
O ₂	2,3	% obj.

Tab. 4.5 Objemové složení spalin při teplotě 50 °C

Molární hmotnost podle rovnice č. 3.1 a měrná plynová konstanta podle rovnice č. 3.2.

$$M = \sum_i M_i x_i = 9,2 \times 44 + 75,2 \times 28 + 0,9 \times 40 + \\ + 12,3 \times 18 + 2,3 \times 32 = 28,6 \text{ g. mol}^{-1} \quad (4.4)$$

$$r = \frac{R_m}{M} = \frac{8,314}{0,0286} = 290,7 \text{ J. kg}^{-1}\text{K}^{-1} \quad (4.5)$$

Hustota spalin jednotlivých složek spalin brána z literatury [13].

$$\rho = 9,2 \times 1,9 + 75,2 \times 13 + 0,9 \times 1,7 + \\ + 12,3 \times 0,8 + 2,3 \times 1,4 = 1,28 \text{ kg. m}^{-3} \quad (4.6)$$

Měrnou tepelnou kapacitu spalin lze spočítat podle rovnice č. 3.4 s využitím tabulky č. 4.6, která zobrazuje měrnou tepelnou kapacitu jednotlivých složek spalin pro teplotu 50 °C. [13]

c_p	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	O ₂
kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹	0,863	1,039	0,52	1,879	0,922

Tab. 4.6 Měrné tepelné kapacity složek spalin pro teplotu 50°C

$$c_p = \frac{9,2 \times 44 \times 0,863 + 75,2 \times 28 \times 1,039 + 0,9 \times 40 \times 0,52}{2841,4} + \\ + \frac{12,3 \times 18 \times 1,88 + 2,3 \times 32 \times 0,922}{2841,4} = 1,02 \text{ kJ. kg}^{-1}\text{K}^{-1} \quad (4.7)$$

Dynamickou viskozitu lze spočítat obdobně jako měrnou tepelnou kapacitu. V tabulce č. 4.7 jsou uvedeny hodnoty dynamických viskozit pro teplotu 50°C. [13]

η	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	O ₂
Pa.s.10 ⁻⁶	13,8	16,6	21,2	8,93	19,2

Tab. 4.7 Dynamické viskozity složek spalin pro teplotu 50 °C

$$\eta = \frac{(9,2 \times \sqrt{44} \times 13,8 + 75,2 \times \sqrt{28} \times 16,6 + 0,9 \times \sqrt{40} \times 21,2) \times 10^{-6}}{529,8} +$$

$$+ \frac{(12,3 \times \sqrt{18} \times 8,93 + 2,3 \times \sqrt{32} \times 19,2) \times 10^{-6}}{529,8} = 15,17 \times 10^{-6} \text{ Pa.s} \quad (4.8)$$

Kinematická viskozita podle rovnice č. 3.6.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{15,17 \times 10^{-6}}{1,28} = 11,85 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.9)$$

Poslední fyzikální vlastností spalin důležitou pro výpočet je součinitel tepelné vodivosti. Tabulka č. 4.8 zobrazuje hodnoty součinitele tepelné vodivosti pro jednotlivé prvky pro teplotu 50°C. [13]

λ	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	O ₂
W.m ⁻¹ K ⁻¹ .10 ⁻³	19	28	19	19	29

Tab. 4.8 Součinitele tepelné vodivosti složek spalin pro teplotu 50°C.

Součinitel tepelné vodivosti se pak vypočítá podle rovnice č. 3.9.

$$\lambda = \frac{\left(\frac{9,2 \times 19}{\sqrt{44}} + \frac{75,2 \times 28}{\sqrt{28}} + \frac{0,9 \times 19}{\sqrt{40}} \right) \times 10^{-3}}{19,046} + \frac{\left(\frac{12,3 \times 19}{\sqrt{18}} + \frac{2,3 \times 29}{\sqrt{32}} \right) \times 10^{-3}}{19,046} = 0,026 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1} \quad (4.10)$$

Stejným postupem lze spočítat fyzikální vlastnosti spalin pro ostatní teploty. Tabulka č. 4.9 zobrazuje fyzikální vlastnosti spalin pro další vybrané teploty.

	65°C	50°C	40°C	30°C	Jednotka
molární hmotnost	27,8	28,6	28,9	29,4	g.mol ⁻¹
měrná plynová konstanta	299,5	290,7	287,5	282,8	J.kg ⁻¹ K ⁻¹
hustota	1,25	1,28	1,3	1,32	kg.m ⁻³
měrná tepelná kapacita	1025	1020	1005	1000	J.kg ⁻¹ K ⁻¹
dynamická viskozita	14,8	15,17	15,6	15,9	Pa.s.10 ⁻⁶
kinematická viskozita	11,84	11,85	12,03	12,04	m ² .s ⁻¹ .10 ⁻⁶
součinitel tepelné vodivosti	0,027	0,026	0,026	0,025	W.m ⁻¹ K ⁻¹

Tab. 4.9 Fyzikální vlastnosti spalin pro vybrané teploty.

4.4 Součinitel přestupu tepla na straně chladiwa

Pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody je vhodné začít výpočtem Reynoldsova a Prandtlova čísla podle rovnic č. 2.8 a č. 2.9. Fyzikální vlastnosti vody byly odečteny z tabulky pro teplotu 30 °C.

$$Re_{\psi,1} = \frac{wl}{\psi v} = \frac{0,123 \times \left(\frac{\pi \times 0,028}{2}\right)}{0,372 \times 0,83 \times 10^{-6}} = 17556,075 \quad (4.11)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{4,18 \times 0,83}{0,615} = 5,65 \quad (4.12)$$

Pro zjednodušení jsou korekční koeficienty f_N a f_P z rovnice č. 2.3 rovny jedné. Z hodnot Reynoldsova a Prandtlova čísla už lze vypočítat pomocí rovnice č. 2.5 Nusseltovo číslo pro ideální proudění svazkem trubek.

$$\begin{aligned} Nu_{1,0} &= 0.3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,turb}^2} = \\ &= 0.3 + \sqrt{150,99^2 + 489,67^2} = 543 \end{aligned} \quad (4.13)$$

Kde,

$$\begin{aligned} Nu_{1,lam} &= 0.664 \sqrt{Re_{\psi,1}} \sqrt[3]{Pr} = \\ &= 0.664 \times \sqrt{16302} \times \sqrt[3]{5,65} = 156,6984 \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} Nu_{1,turb} &= \frac{0.037 Re_{\psi,1}^{0,8} Pr}{1 + 2.443 Re_{\psi,1}^{-0,1} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \\ &= \frac{0.037 \times 16302^{0,8} \times 5,65}{1 + 2.443 \times 16302^{-0,1} \left(5,65^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 519,59 \end{aligned} \quad (4.16)$$

Nusseltovo číslo pro proudění svazkem trubek a opravný koeficient f_A .

$$f_A = 1 + \frac{2}{3b} = 1 + \frac{2}{3 \times 1,0825} = 1,616 \quad (4.17)$$

$$Nu_{0,bundle} = f_A Nu_{1,0} = 1,62 \times 515,72 = 877,419 \quad (4.18)$$

Opravný koeficient f_w po zahrnutí nedokonalosti proudění dosahuje hodnoty 0,426. Hodnotu součinitele přestupu tepla na straně vody pak lze spočítat po upravení z rovnice č. 2.1.

$$\alpha_K = \frac{f_w Nu_{0,bundle} \lambda}{l} = \frac{0,426 \times 877,419 \times 0,615}{0,04396} = 5235,861 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \quad (4.19)$$

4.5 Součinitel přestupu tepla a hmoty v paroplynové směsi

Pro určení typu proudění je nutné znát hodnotu Reynoldsova čísla. V případě proudění v trubce lze vycházet z rovnice č. 2.22. Rychlost spalin byla určena z rovnice kontinuity. Fyzikální vlastnosti spalin dosazované do rovnic jsou brány z tabulky č. 4.9 pro teplotu 65°C.

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{12,2 \times 0,026}{1,18 \times 10^{-5}} = 27173,46 \quad (4.20)$$

Hodnota Reynoldsova čísla je vysoko nad hranicí plně rozvinutého turbulentního proudění, a proto pro výpočet Nusseltova čísla může být použita rovnice č. 2.23.

$$Nu_{turb} = \frac{\left(\frac{0,0238}{8}\right) \times 27173,46 \times 0,58}{1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{0,0238}{8}} \times \left(0,58^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left[1 + \left(\frac{0,026}{6}\right)^{\frac{2}{3}}\right] = 61,18 \quad (4.21)$$

Kde,

$$\begin{aligned} \varepsilon &= [1,8 \log_{10}(Re) - 1,5]^{-2} = \\ &= [1,8 \log_{10}(27173,5) - 1,5]^{-2} = 0,0238 \end{aligned} \quad (4.22)$$

Pro součinitel přestupu tepla v paroplynové směsi poté platí rovnice č. 2.25.

$$\alpha_G = \frac{Nu_{turb} \lambda}{d} = \frac{61,18 \times 0,026}{0,026} = 61,18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \quad (4.23)$$

Pro výpočet celkového odporu zahrnující tepelný a hmotný přestup musí být ještě známa hodnota součinitele přestupu hmoty. Prvním krokem ve výpočtu je zjištění difuzního koeficientu podle rovnice č. 2.27.

$$\delta = \frac{0,00143 \times 338^{1,75} \left(\frac{1}{27,8} + \frac{1}{18}\right)^{\frac{1}{2}}}{1 \times \sqrt{2} \times \left(22,4^{\frac{1}{3}} + 13,1^{\frac{1}{3}}\right)^2} = 2,78 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.24)$$

Dalšími důležitými podobnostními čísly jsou Schmidtovo a Sherwoodovo číslo.

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \delta} = \frac{15 \times 10^{-6}}{1,285 \times 2,78 \times 10^{-5}} = 0,42 \quad (4.25)$$

$$Sh = 0,023 Re^{0,83} Sc^{\frac{1}{3}} = 0,023 \times 27173,46^{0,83} \times 0,42^{\frac{1}{3}} = 70,08 \quad (4.26)$$

Součinitel přestupu hmoty pak lze dopočítat z rovnice č. 2.26.

$$\beta = \frac{Sh \delta}{d} = \frac{70,08 \times 2,78 \times 10^{-5}}{0,026} = 0,088 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.27)$$

4.6 Stanovení množství kondenzátu

Pro přímě určení množství kondenzátu na výstupu z kondenzátoru neexistuje rovnice, a tak je nutné využít jiných rovnic a iteračního postupu. V případě, že se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty, lze využít rovnici č. 1.12 s tím, že musí být známa geometrie kondenzátoru, a tím i celková teplosměnná plocha. Dále je nutné zavést některé zjednodušující předpoklady. Pokud součinitel přenosu tepla k' je násobně vyšší, než součinitel přenosu tepla α_{GD} , lze předpokládat, že teplota kondenzátčního filmu na výstupu z kondenzátoru bude přibližně rovna teplotě chladicího média. Teplota rosného bodu ve spalínách na výstupu z kondenzátoru se ve většině případů odpovídá teplotě spalín. Tyto zjednodušující předpoklady umožňují zjistit přibližné hodnoty koncentrací, které jsou nutné pro výpočet.

Pro provedení výpočtu je nutné vypočítat celkem čtyři koncentrace na vstupu a čtyři koncentrace na výstupu z kondenzátoru. Na vstupu se jedná o koncentrace $\tilde{y}_{1F,E}$, $\tilde{y}_{2F,E}$, $\tilde{y}_{1B,E}$, $\tilde{y}_{2B,E}$ a výstupu jde o koncentrace $\tilde{y}_{1F,A}$, $\tilde{y}_{2F,A}$, $\tilde{y}_{1B,A}$ a $\tilde{y}_{2B,A}$. Protože jsou na vstupu známé molární průtoky vodní páry a celkový průtok spalín, může být koncentrace $\tilde{y}_{1B,E}$ vypočítána podle rovnice č. 1.16.

$$\tilde{y}_{1B,E} = \frac{\dot{N}_{G1,E}}{\dot{N}_{G,E}} = 0,177 \quad (4.28)$$

Kde,

$$\begin{aligned} \dot{N}_{G1,E} &= \frac{\dot{M}_{G,E}}{\rho_G} \times \frac{x_{H2O,E} \rho_{H2O,G}}{M_{H2O}} = \\ &= \frac{34,59}{1,25} \times \frac{0,177 \times 0,804}{0,0178} = 221,2 \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.29)$$

$$\dot{N}_{G,E} = \frac{\dot{M}_{G,E}}{M_G} = \frac{34,59}{0,0278} = 1244,24 \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.30)$$

Podle rovnice č. 1.17 se potom $\tilde{y}_{2B,E} = 0,823$. Koncentrace $\tilde{y}_{1B,E}$ a $\tilde{y}_{2B,E}$ se v průběhu výpočtu měnit nebudou. Prvním krokem v iteračním postupu je odhadnutí množství kondenzátu na výstupu z kondenzátoru. Pro začátek lze odhadnout, že se v kondenzátoru vykondenzuje 80 % vodní páry. Pro toto procentuální množství kondenzátu je nutné dopočítat zbývající molární průtok vodní páry ve spalínách a celkový molární průtok spalín na výstupu následovně.

$$\dot{N}_{G1,A} = \dot{N}_{G1,E} \times 0,2 = 221,23 \times 0,2 = 44,25 \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.31)$$

$$\dot{N}_{G,A} = \dot{N}_{G,E} - \dot{N}_{G1,E} \times 0,8 = 1244,24 - 221,23 \times 0,8 = 1067,26 \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.32)$$

Ze známého složení spalín na výstupu lze potom dopočítat koncentrace $\tilde{y}_{1B,A}$ a $\tilde{y}_{2B,A}$ obdobně jako na vstupu.

$$\tilde{y}_{1B,A} = \frac{\dot{N}_{G1,A}}{\dot{N}_{G,A}} = 0,042 \quad (4.33)$$

Potom $\tilde{y}_{2B,A} = 0,958$. Pro tuto koncentraci pak z parních tabulek odpovídá teplota 30 °C, která je teplotou rosného bodu vodní páry ve spalínách a lze ji po zjednodušení považovat i za teplotu spalín na výstupu z kondenzátoru.

4.6.1 Výpočet součinitele přestupu tepla ve filmu kondenzátu na výstupu

Na vstupu do kondenzátoru nemá smysl součinitele přestupu tepla ve filmu kondenzátu počítat, protože je zde průtok kondenzátu nulový. Na výstupu z kondenzátoru už je ale průtok kondenzátu nezanedbatelný a ovlivňuje celkový součinitel prostupu tepla k' . Tento součinitel se dále využívá ke stanovení teploty filmu na výstupu, a proto je nutné ho znát. Pro výpočet součinitele přestupu tepla ve filmu kondenzátu se vychází z rovnice č. 2.20, kdy prvním krokem je výpočet Reynoldsova čísla.

$$Re_{F,L} = \frac{\dot{I}_L}{\eta_F} = \frac{\dot{M}_{F,L}}{b\eta_F} = \frac{3,153}{(4267 \times 3,14 \times 0,026 \times 0,0008)} = 11,314 \quad (4.34)$$

Pro tuto hodnotu Reynoldsova čísla je pak nutné dopočítat Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění a nusseltovo číslo pro proudění laminární.

$$\begin{aligned} Nu_{F,lam} &= 0,925 \left(\frac{1 - \frac{\rho_D}{\rho_F}}{Re_{F,L}} \right)^{\frac{1}{3}} f_{well} = \\ &= 0,925 \left(\frac{1}{11,314} \right)^{\frac{1}{3}} \times 11,314^{0,04} = 0,453 \end{aligned} \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} Nu_{F,turb} &= \frac{0,02 Re_{F,L}^{\frac{7}{24}} Pr_F^{\frac{1}{3}}}{1 + 20,52 Re_{F,L}^{-\frac{3}{8}} Pr_F^{-\frac{1}{6}}} = \\ &= \frac{0,02 \times 11,31^{\frac{7}{24}} \times 5,65^{\frac{1}{3}}}{1 + 20,52 \times 11,31^{-\frac{3}{8}} \times Pr_F^{-\frac{1}{6}}} = 0,0089 \end{aligned} \quad (4.36)$$

Celková hodnota Nusseltova čísla pak vychází z rovnice č. 2.14.

$$Nu_F = \sqrt{(f_{well} Nu_{F,lam})^2 + (Nu_{F,turb})^2} = \sqrt{0,453^2 + 0,0089^2} = 0,454 \quad (4.37)$$

Součinitel přestupu tepla v kondenzátním filmu se pak dopočítá po úpravě z rovnic č. 2.20 a č. 2.21.

$$\alpha_F = \frac{Nu_F \lambda_F}{\left(\frac{v_F^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}} = \frac{0,454 \times 0,61}{\left(\frac{(0,829 \times 10^{-6})^2}{9,81} \right)^{\frac{1}{3}}} = 6717,88 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \quad (4.38)$$

4.7 Stanovení teploty filmu kondenzátu na výstupu z kondenzátoru

Pro určení důležitých koncentrací na hraně filmu a pro výpočet celkového výkonu kondenzátoru je nutné nejdříve vypočítat teplotu filmu na výstupu. K tomu lze využít rovnici č. 1.18, kdy se iterativní metodou hledá teplota filmu T_f tak, aby se obě strany rovnice rovnaly. V tabulce č. 4.10 je zobrazen iterační výpočet, ve kterém bylo s dostatečnou přesností zjištěno, že teplota filmu na výstupu z kondenzátoru je pro zvolené množství kondenzátu $T_f = 25,65 \text{ }^\circ\text{C}$.

Krok výpočtu	1.	2.	3.	4.	5.	Jednotka
teplota filmu	27	26	25,5	25,6	25,65	$^\circ\text{C}$
teplota chladiva	25	25	25	25	25	$^\circ\text{C}$
teplota spalin	30	30	30	30	30	$^\circ\text{C}$
y_{2b}	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	-
y_{2f}	0,964	0,966	0,967	0,967	0,697	-
levá strana rovnice č. 1.18	5677,5	2838,8	1419,2	1703,3	1845,2	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
pravá strana rovnice č. 1.18	1248,2	1664	1871	1865,7	1862,6	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$

Tab. 4.10 Stanovení teploty filmu na výstupu z kondenzátoru pomocí iterační metody

4.8 Výkon kondenzátoru

Ze známého průtoku kondenzátu a teplot na vstupu a výstupu, je možné vypočítat podle rovnice č. 1.20 celkový předaný výkon ze spalin do vody.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_{GE}c_{pG}(T_{GE} - T_{GA}) + \dot{m}_{FA}\Delta h_v + \dot{m}_{FA}c_{pF}(T_{GA} - T_{FA}) = \\ &= 34,59 \times 1 \times (65 - 30) + 3,15 \times 2433 + 3,15 \times 4,18 \times (30 - 25,65) = \\ &= 8932,15 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Ze zákona zachování energie, kdy se energie odebraná spalinám předá chladicí vodě, je možné vypočítat teplotu chladicí vody na výstupu z kondenzátoru úpravou rovnice č. 1.21

$$T_{KA} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_K c_{p,K}} + T_{KE} = \frac{8932,15}{225 \times 4,2} + 25 = 34,45 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.40)$$

4.9 Celková teplosměnná plocha

V případě, že jsou známé teploty spalin a chladicího média na vstupu i výstupu, lze spočítat celkovou velikost teplosměnné plochy. Když ale nejsou známé teploty na výstupu z kondenzátoru, je potřeba iteračního přístupu. Pro výpočet teplosměnné plochy podle rovnice č. 1.12, je nutné znát výše zmíněných osm koncentrací. V průběhu výpočtu byly stanovené koncentrace v difuzní přechodové oblasti, takže je nutné ještě zjistit koncentrace na hraně filmu na vstupu a výstupu. Pro výpočet je nutné znát teplotu filmu pro konkrétní oblast, a protože na výstupu z kondenzátoru už je teplota filmu známa, lze tuto koncentraci ihned dopočítat.

$$\tilde{y}_{1F,A} = \frac{p_{fA}''}{p} = \frac{0,033}{1} = 0,033 \quad (4.41)$$

Teplotu na hraně filmu kondenzátu na vstupu do kondenzátoru je nutné nejdříve vypočítat obdobným způsobem, jako byla zjištěna teplota na hraně filmu na výstupu. V tabulce č. 4.11 je zobrazen iterační výpočet, ze kterého je patrné, že teplota filmu se pohybuje kolem 37,23°C. Koncentrace na hraně filmu je pro tuto teplotu potom

$$\tilde{y}_{1F,E} = \frac{p_{fE}''}{p} = \frac{0,064}{1} = 0,064. \quad (4.42)$$

Krok výpočtu	1.	2.	3.	4.	5.	6.	Jednotka
teplota filmu	40	38	37	37,2	37,22	37,23	°C
teplota chladiva	34,45	34,45	34,45	34,45	34,45	34,45	°C
teplota spalin	65	65	65	65	65	65	°C
y _{2b}	0,823	0,823	0,823	0,823	0,823	0,823	-
y _{2f}	0,926	0,934	0,937	0,937	0,937	0,937	-
levá strana rovnice č. 1.18	27278	17448	12553	13516	13615	13663	W.m ⁻²
pravá strana rovnice č. 1.18	12216	13262	13779	13681	13671	13665	W.m ⁻²

Tab. 4.11 Stanovení teploty filmu na vstupu do kondenzátoru pomocí iterační metody

Po určení teploty filmu na vstupu do kondenzátoru je možné ověřit počáteční předpoklad výpočtu, že se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty a tím i to, že dále uvedený výpočet je správný, a to pomocí podmínkové rovnice č. 1.9.

$$\left(\frac{k'}{\alpha_{GD}}\right)_E = \frac{(T_T - T_F)_E}{(T_F - T_K)_E} = \frac{57,5 - 37,23}{37,23 - 34,45} = 7,29 > 2 \quad (4.43)$$

Ze splnění podmínky vyplývá, že počáteční předpoklad byl správný. Podle předchozích výpočtů je pak koncentrace $\tilde{y}_{2F,E} = 0,936$ a $\tilde{y}_{2F,A} = 0,967$. Dalším krokem je výpočet čísel $Li(x_a)$ a $Li(x_b)$ podle rovnice č. 1.13. Protože tento výraz při čtyřech a více členech už příliš nemění hodnotu, lze tuto rovnici zkrátit následovně.

$$Li(x) = \int \frac{dx}{\ln(x)} = \ln(\ln(x)) + \ln(x) + \frac{(\ln(x))^2}{2 \times 2!} + \frac{(\ln(x))^3}{3 \times 3!} \quad (4.44)$$

Kde ,

$$x_a = \frac{\tilde{y}_{2F,A}}{\tilde{y}_{2B,E}} = \frac{0,967}{0,823} = 1,175, \quad (4.45)$$

$$x_b = \frac{\tilde{y}_{2F,A}}{\tilde{y}_{2B,A}} = \frac{0,967}{0,958} = 1,009. \quad (4.46)$$

Potom,

$$Li(x_a) = \ln(\ln(1,175)) + \ln(1,175) + \frac{(\ln(1,175))^2}{2 \times 2!} + \frac{(\ln(1,175))^3}{3 \times 3!} = -1,642, \quad (4.47)$$

$$Li(x_b) = \ln(\ln(1,009)) + \ln(1,009) + \frac{(\ln(1,009))^2}{2 \times 2!} + \frac{(\ln(1,009))^3}{3 \times 3!} = -4,625. \quad (4.48)$$

Celková potřebná teplosměnná plocha kondenzátoru podle rovnice č. 1.12

$$S = \frac{2(\dot{N}_{G,E} - \dot{N}_{G1,E})}{n_G \beta_G (\tilde{y}_{2F,A} + \tilde{y}_{2F,E})} \left[Li \left(\frac{\tilde{y}_{2F,A}}{\tilde{y}_{2B,E}} \right) - Li \left(\frac{\tilde{y}_{2F,A}}{\tilde{y}_{2B,A}} \right) \right] = \frac{2046}{44,76 \times 0,088 \times 1,902} \times (-1,642 + 4,625) = 814,7 \text{ m}^2 \quad (4.49)$$

Skutečnou teplosměnnou plochu pro zadané parametry kondenzátoru lze vypočítat z následující rovnice.

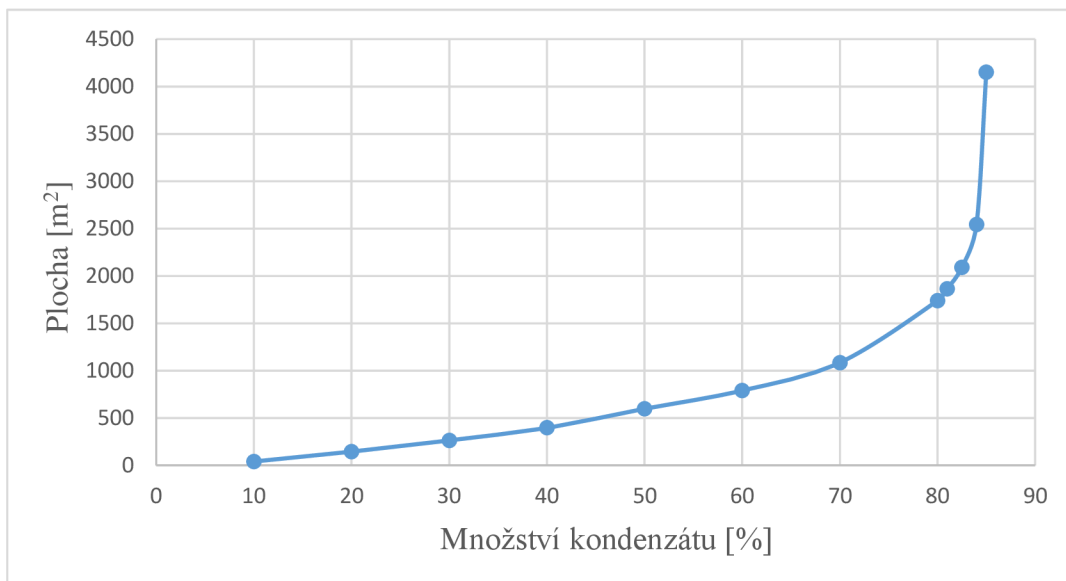
$$S_{sk} = \pi d_i l_a N_i = 3,14 \times 0,026 \times 6 \times 4267 = 2091,2 \text{ m}^2 \quad (4.50)$$

Z výše uvedených výpočtu vyplývá, že pro odhadnuté množství kondenzátu je potřebná teplosměnná plocha pro jeho vytvoření menší, než skutečná teplosměnná plocha kondenzátoru. Z tohoto důvodu, je nutné provést další iterační krok, kdy se opět odhadne množství kondenzátu a provede se celý, výše uvedený výpočet znovu, dokud se nebude potřebná teplosměnná plocha vypočítaná z odhadnutého množství kondenzátu přibližně rovnat se skutečnou teplosměnnou plochou. V tabulce č. 4.12 je shrnut celý iterační výpočet s důležitými hodnotami.

Krok výpočtu	1.	2.	3.	4.	5.	Jednotka
množství kondenzátu	80	85	83	82,5	82,51	%
hmotnostní průtok kondenzátu	3,15	3,347	3,305	3,249	3,25	kg.s ⁻¹
molární průtok vodní páry, vstup	221,23	221,23	221,23	221,23	221,23	mol.s ⁻¹
molární průtok spalin, vstup	1244,24	1244,24	1244,24	1244,24	1244,24	mol.s ⁻¹
Y _{1B,E}	0,177	0,177	0,177	0,177	0,177	-
Y _{2B,E}	0,823	0,823	0,823	0,823	0,823	-
molární průtok vodní páry, výstup	44,25	33,19	35,5	38,7	38,65	mol.s ⁻¹
molární průtok spalin, výstup	1067,26	1062,68	1164,11	1166	1165,9	mol.s ⁻¹
Y _{1B,A}	0,042	0,031	0,033	0,036	0,036	-
Y _{2B,A}	0,958	0,969	0,967	0,964	0,964	-
teplota spalin, výstup	30	24,6	25,7	27,3	27,2	°C
součinitel přestupu tepla, film	6717,88	-	6626,26	6626,26	6626,26	W.m ⁻² K ⁻¹
součinitel prostupu tepla, vstup	4914,99	-	4914,98	4914,9	4914,9	W.m ⁻² K ⁻¹
součinitel prostupu tepla, výstup	2838,76	-	2821,88	2821,86	2821,86	W.m ⁻² K ⁻¹
teplota filmu, výstup	25,65	-	25,11	25,2	25,2	°C
teplota chladicí vody, výstup	34,45	-	34,97	34,93	34,93	°C
teplota filmu, vstup	36,35	-	37,68	37,64	37,64	°C
Y _{1F,A}	0,033	-	0,032	0,032	0,032	-
Y _{2F,A}	0,967	-	0,968	0,968	0,968	-
Y _{1F,E}	0,066	-	0,066	0,063	0,063	-
Y _{2F,E}	0,939	-	0,934	0,937	0,937	-
výkon kondenzátoru	8932	-	9366	9331	9333	kW
celková potřebná teplosměnná plocha	814,7	-	2672,5	2082,7	2090	m ²

Tab. 4.12 Stanovení množství kondenzátu iteračním výpočtem

Ve druhém kroku výpočtu nebylo nutné dopočítat všechny hodnoty, protože teplota spalin na výstupu byla pod teplotou chladicí vody na vstupu, což není možné. Na posledních dvou krocích je patrné, jak citlivý je výpočet potřebné teplosměnné plochy, kdy se množství kondenzátu změnilo jen o jeden mililitr, ale plocha narostla o osm metrů. Tento efekt je způsoben čím dál tím větší potřebnou plochou pro kondenzaci zbývajících vodních párů ve spalinách při její zmenšující se koncentraci v spalinách. Závislost velikosti potřebné plochy na procentuálním množství vzniklého kondenzátu pro zadané parametry je patrná z obrázku č. 4.3



Obr.4.3 Závislost velikosti teplosměnné plochy na množství kondenzátu

Z grafu vyplývá, že při překročení požadavku na zkondenzování 80 % vodní páry ze spalin, strmě narůstá potřebná teplosměnná plocha, a proto je vhodné najít optimální velikost kondenzátoru pro dané ekonomické podmínky. Tabulka č. 4.13 zobrazuje výstupní složení spalin pro vypočítané množství kondenzátu.

Prvek	Hodnota	Jednotka
CO ₂	10	% obj.
N ₂	83,1	% obj.
Ar	1	% obj.
H ₂ O	3,45	% obj.
O ₂	2,3	% obj.
Σ	100	% obj.

Tab.4.13 Objemové složení spalin na výstupu do kondenzátoru

4.10 Průběh teplot uvnitř kondenzátoru.

Pro většinu technických řešení stačí znát hodnoty pouze na vstupu do kondenzátoru a na výstupu z kondenzátoru. Pokud je ale nutné znát i teploty uvnitř kondenzátoru, lze k tomu využít lehce upravený postup pro výpočet celého kondenzátoru. Existují dvě možnosti, jak rozdělit kondenzátor na úseky, a to podle teplosměnné plochy, kdy se vypočte kolik kondenzátu zkondenzovalo na dané ploše, anebo podle množství kondenzátu, kdy se stanoví množství kondenzátu a k tomu se dopočítává potřebná teplosměnná plocha. Dále je uvedený druhý způsob, a to dopočítání velikosti teplosměnné plochy k množství vzniklého kondenzátu. Pro tuto výpočetní metodu je nutné znát stavy na vstupu a výstupu.

Prvním krokem je opět určení hmotnostního průtoku kondenzátu, může být zvoleno například půl litru za sekundu. Pro dané množství je nutné vypočítat molární průtok zbývajících vodních páry ve spalinách a celkový molární průtok spalin podle rovnic č. 4.51 a č. 4.52.

$$\dot{N}_{G1,y} = \dot{N}_{G1,E} - \frac{\dot{M}_{k,y}}{M_{H_2O}} = 221,23 - \frac{0,5}{0,0178} = 193,14 \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.51)$$

$$\dot{N}_{G,y} = \frac{\dot{M}_{G,E} - \dot{M}_{k,y}}{M_G} = \frac{34,59 - 0,5}{0,0286} = 1192 \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.52)$$

Teplotu rosného bodu ve spalinách pro toto množství vodní páry ve spalinách lze opět určit z parních tabulek pro mez sytosti a parciální tlak vodní páry vypočítaný podle rovnice č. 4.53.

$$p_{H_2O,y} = \frac{\dot{N}_{G1,y}}{\dot{N}_{G,y}} = \frac{193,14}{1192} = 0,162 \text{ bar} \quad (4.53)$$

Teplota rosného bodu pro tento parciální tlak je potom $T_{T,0.5} = 55,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro teplotu chladicí vody je nutné nejdříve zjistit výkon kondenzátoru pro toto množství kondenzátu. Z důvodu zatím neznámé teploty filmu kondenzátu, je nutné rovnici č. 1.20 pro výpočet výkonu zkrátit o člen zahrnující výkon z chlazení kondenzátu. Z důvodu malého teplotního rozdílu mezi filmem a chladicí vodou bude tato chyba relativně zanedbatelná.

$$\dot{Q}_y = 34,59 \times 1 \times (65 - 55,1) + 0,5 \times 2440 = 1562,4 \text{ kW} \quad (4.54)$$

Pro výpočet teploty vody v daném bodě lze vycházet z rovnice č. 1.21. Z rovnice je patrné, že je nutné při výpočtu teploty uvnitř kondenzátoru znát i stavy na vstupu a výstupu.

$$T_{K,y} = \frac{\dot{Q} - \dot{Q}_y}{\dot{m}_K c_K} + T_{K,A} \quad (4.55)$$

$$T_{K,y} = \frac{9333 - 1562}{225 \times 4,2} + 25 = 33,23 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.56)$$

Po výpočtu teploty spalin a chladicí vody lze spočítat teplotu filmu kondenzátu obdobně, jako v případě výpočtu celého kondenzátoru. Pro dané množství kondenzátu a při daných teplotách vody a spalin je teplota filmu $T_{F,y} = 37,84 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro danou teplotu filmu a teplotu rosného bodu pak lze z parních tabulek odečíst parciální tlaky syté vodní páry a podle rovnic č. 4.57 a č. 4.57 určit koncentrace vodní páry v difúzní vrstvě a na hraně filmu kondenzátu.

$$\tilde{y}_{1F} = \frac{p_{f,y}''}{p} = \frac{0,06}{1} = 0,06 \quad (4.57)$$

$$\tilde{y}_{1B} = \frac{p_{t,y}''}{p} = \frac{0,159}{1} = 0,159 \quad (4.58)$$

Velikost potřebné teplosměnné plochy pro dané množství kondenzátu pak lze vypočítat obdobným způsobem jako v případě výpočtu celého kondenzátoru, a to podle rovnice č. 1.12

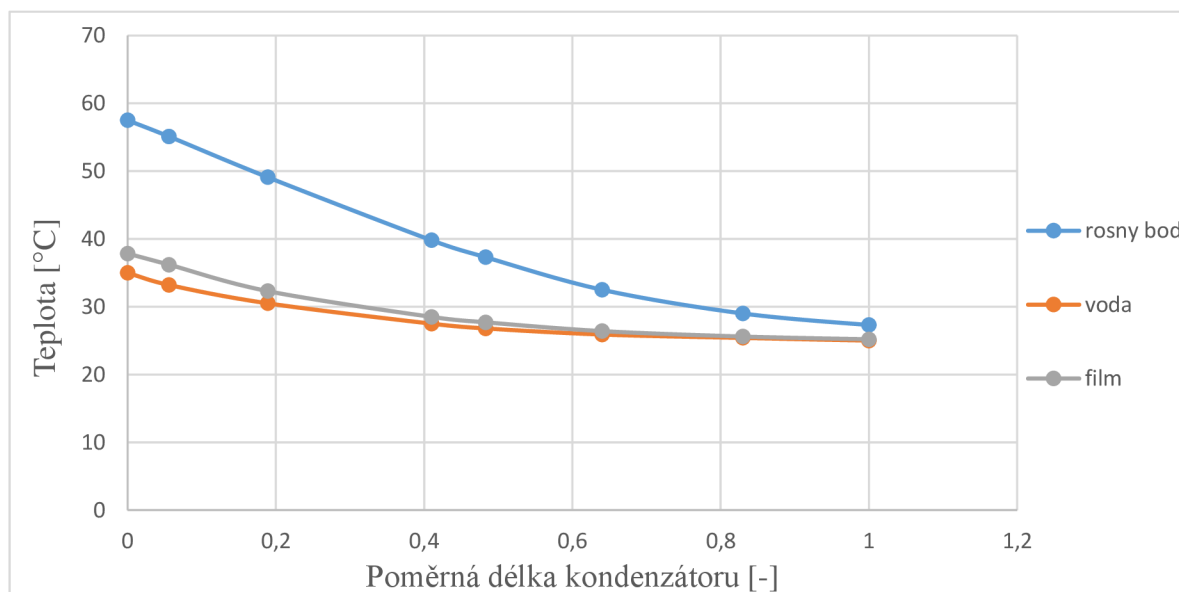
$$S = \frac{2 \times (1244 - 221)}{44,8 \times 0,087 \times 0,94} [-1,87 + 2,08] = 117,3 \text{ m}^2 \quad (4.59)$$

Následuje opětovné stanovení množství kondenzátu a provedení výpočtu uvedeného výše pro podmínky v konkrétním místě kondenzátor. Tabulka č. 4.15 ukazuje vypočítané parametry pro další hmotnostní průtoky kondenzátu.

Množství kondenzátu	0	0,5	1,5	2,5	2,7	3	3,15	3,25	Jednotka
teplota rosného bodu	57,5	55,1	49,1	39,8	37,3	32,5	29	27,3	°C
teplota vody	35	33,2	30,5	27,5	26,8	25,9	25,4	25,0	°C
teplota filmu	37,84	36,2	32,3	28,5	27,7	26,4	25,6	25,2	°C
Y _{1B}	0,177	0,159	0,122	0,074	0,064	0,049	0,041	0,036	-
Y _{2B}	0,823	0,841	0,878	0,926	0,936	0,951	0,959	0,964	-
Y _{1F}	0,065	0,06	0,048	0,039	0,037	0,034	0,034	0,32	-
Y _{2F}	0,935	0,94	0,952	0,961	0,963	0,966	0,966	0,68	-
teplosměnná plocha	0	117	397	862	1011	1343	1731	2090	m ²

Tab. 4.15 Jednotlivé parametry kondenzátoru pro dané množství kondenzátu

Obrázek č. 4.4 graficky znázorňuje průběh teplot podél kondenzační linie v kondenzátoru. Z průběhu teplot je vidět, že k největšímu přenosu tepla dochází v první části kondenzátoru, což je dáno velkou koncentrací vodní páry ve spalinách. Jak tato koncentrace s postupující kondenzací klesá, množství nového kondenzátu klesá. Z obrázku je také dobře patrné, že díky velkému poměru mezi součinitelem prostupu tepla na straně vody a součinitelem prostupu tepla na straně spalin je teplota filmu velmi podobná teplotě chladící vody.



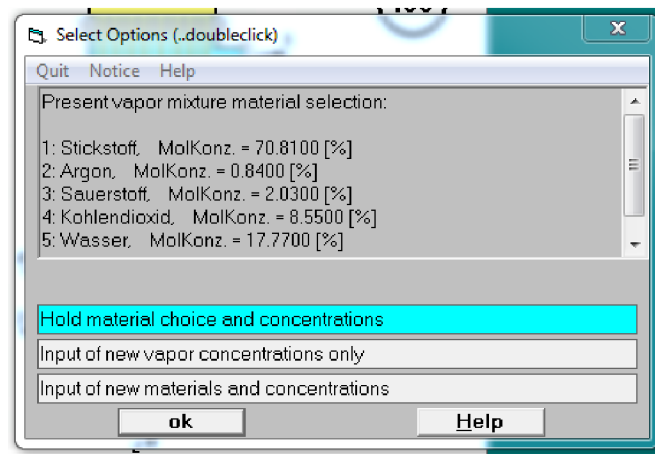
Obr.4.4 Průběh teplot v kondenzátoru

5 Porovnání s výpočtovým programem

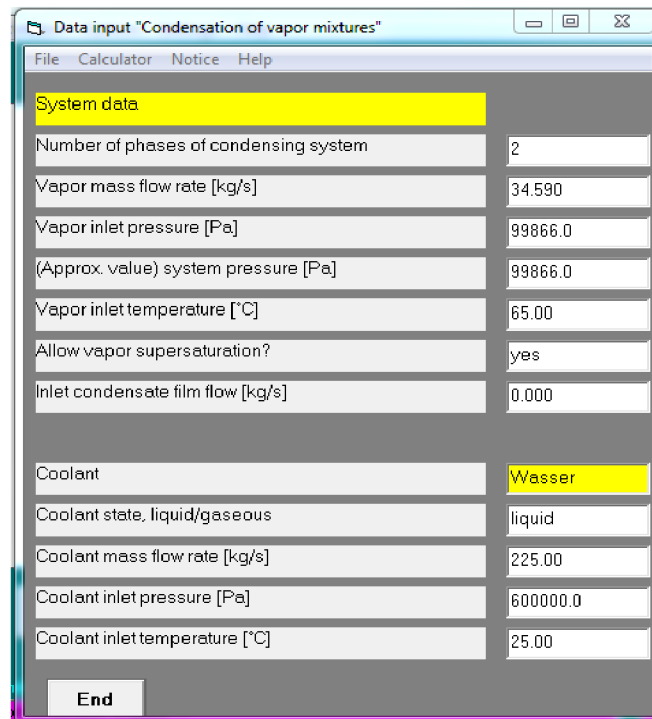
Pro výpočet kondenzátorů se dnes běžně používají výpočtové programy, které nabízejí široké možnosti výpočtu. Jedním z takových programů je program MESK od firmy Iv-soft, který se používá pro tepelné a hydraulické konstrukce kondenzátorů a je založen na poznacích z literatury [1]. Tato kapitola srovnává výsledky postupů uvedených v této práci a výsledky z programu MESK.

5.1 Zadání do programu

Vstupními parametry pro výpočet v MESKu jsou složení a vlastnosti spalin a chladicího média a geometrie kondenzátoru, a to v tomto pořadí. Přesný postup je patrný z obrázků č. 5.1 až č. 5.5



Obr.5.1 Zadání složení spalin



Obr.5.2 Parametry médií

The screenshot shows a software window titled "Data input 'Condensation of vapor mixtures'". The window has a menu bar with "File", "Calculator", "Notice", and "Help". The main area is titled "Coolant, Tube-wall, Surface tension" and contains several input fields with their corresponding values:

Coolant	Wasser
Spec. heat coolant [J/kg K]	4178.1
Coolant heat conductivity [W/m K]	0.61674
Coolant density [kg/m³]	993.13
Coolant dyn. viscosity [Pa s]	0.00090890
Coolant Prandtl number [-] computed	6.1573
Heat conductivity (tube-)wall [W/m K]	13.850
Condensate surface tension [N/m]	0.0662

An "End" button is located at the bottom left of the window.

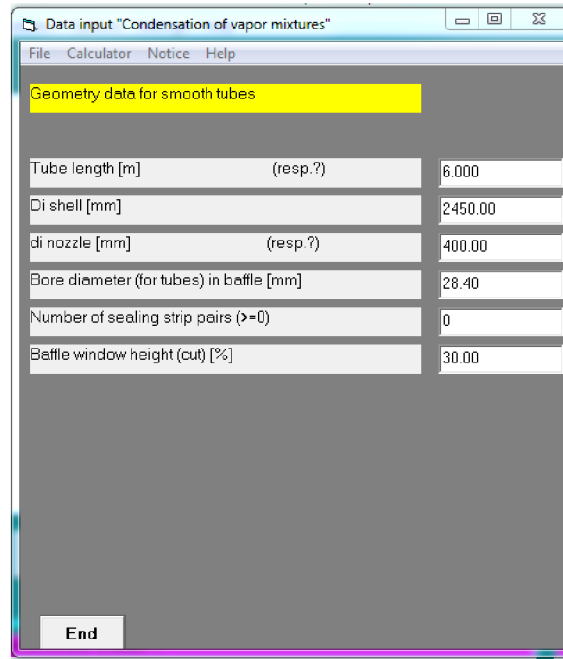
Obr.5.3 Parametry médií

The screenshot shows the same software window, but the main area is titled "Geometry data for smooth tubes". It contains several input fields with their corresponding values:

(1) do tube [mm]	28.00
(1) di tube [mm]	26.00
(1) Tube assembly (1=shifted, 2=aligned)	2
(1) Crosswise tube pitch [mm]	35.000
(1) Lengthwise tube pitch [mm]	30.310
(1) Central tube (0=yes, 1=no)	0
(1) Number of baffles (0..36) (bzw.?)	7
(2) Total tube number (resp.?)	4267

An "End" button is located at the bottom left of the window.

Obr.5.4 Geometrie kondenzátoru

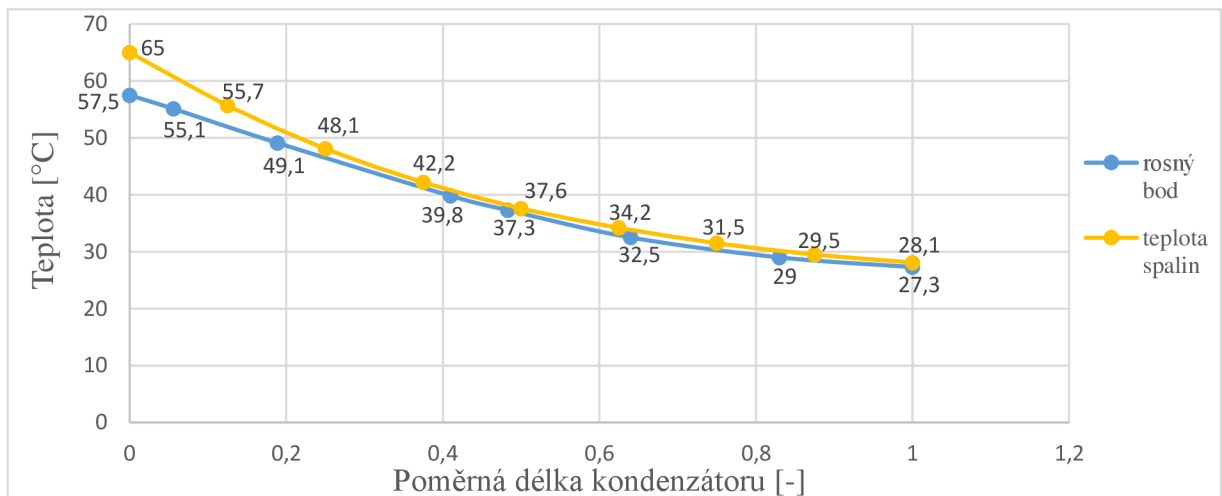


Obr.5.5 Geometrie kondenzátoru

Dále je možné zadat drsnosti trubek a tepelný odpor vzniklý znečištěním trubek. Pro tento výpočet ale byly zvoleny trubky bez zanesení.

5.2 Porovnání teplot spalin

V tomto případě se nejedná o plně korektní srovnání, protože program MESK počítá teplotu spalin v kondenzátoru, zatímco v této práci je uveden jen výpočet teploty rosného bodu. Také se liší přístup k výpočtům průběhu teplot, zatímco v téhle práci jsou teploty určeny pro dané množství kondenzátu a k tomu vypočítaná velikost plochy, program MESK rozdělil kondenzátor na stejně velké části a pro ty počítal množství kondenzátu.

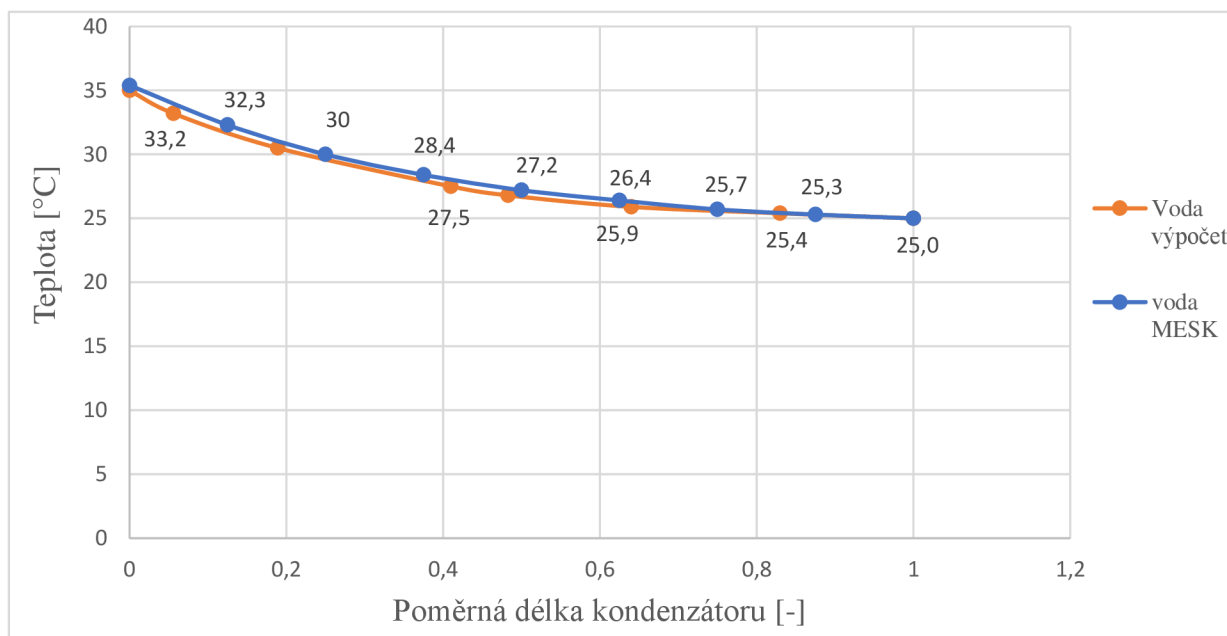


Obr.5.6 Grafické porovnání teplot spalin

Grafické znázornění průběhu teplot spalin je na obrázku č. 5.6. Z grafu vyplývá, že počáteční předpoklad, že teplota rosného bodu a teplota spalin bude na výstupu z kondenzátoru téměř shodná, je správný. Tímto zjednodušením nastala relativní chyba kolem 2,8 %. Dále je patrné, že teploty spalin a rosného bodu se k sobě velmi přibližují už po první třetině délky kondenzátoru, kde zaměněním teploty spalin a teploty rosného bodu vznikne relativní chyba kolem 2,3 %, což znamená, že předpoklad shodných teplot spalin a rosného bodu na výstup lze využít i pro požadavek na daleko menší procentuální množství vykondenzované vody ze spalin.

5.3 Porovnání teplot chladicí vody

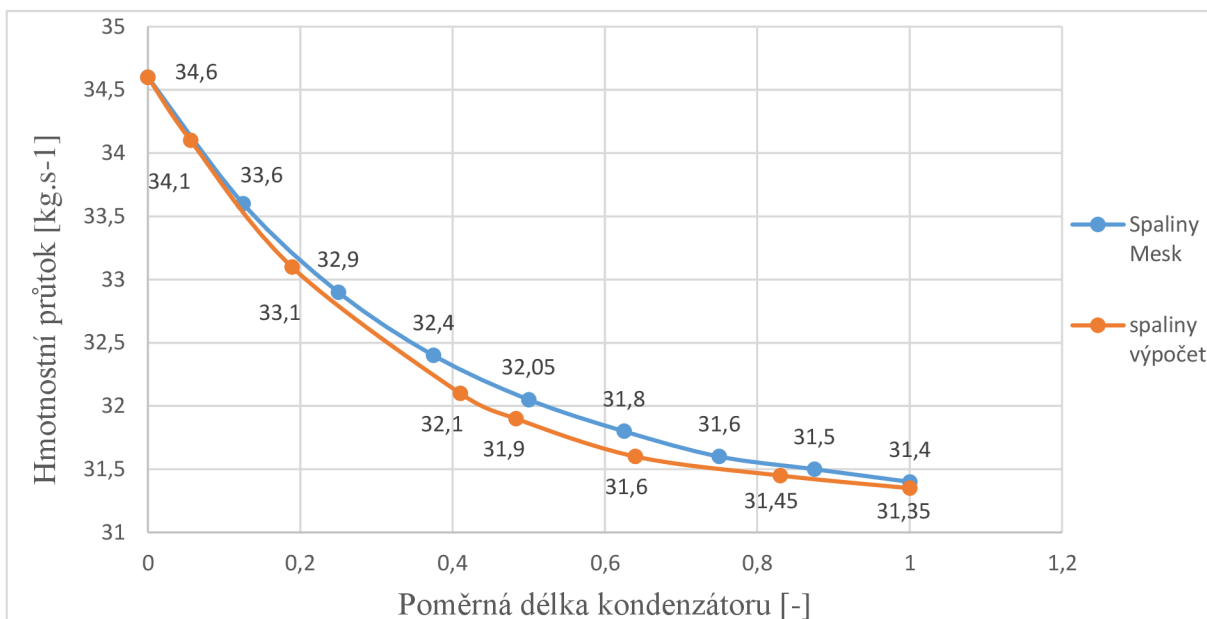
Teploty chladicí vody jsou podle grafu na obrázku č. 5.7 téměř shodné. Podle programu MESK je výstupní teplota chladicí vody $T_{K,Mesk} = 35,4 \text{ } ^\circ\text{C}$. Relativní chyba výpočtu výstupní teploty chladicí vody oproti výpočtu z programu MESK je 1,3 %.



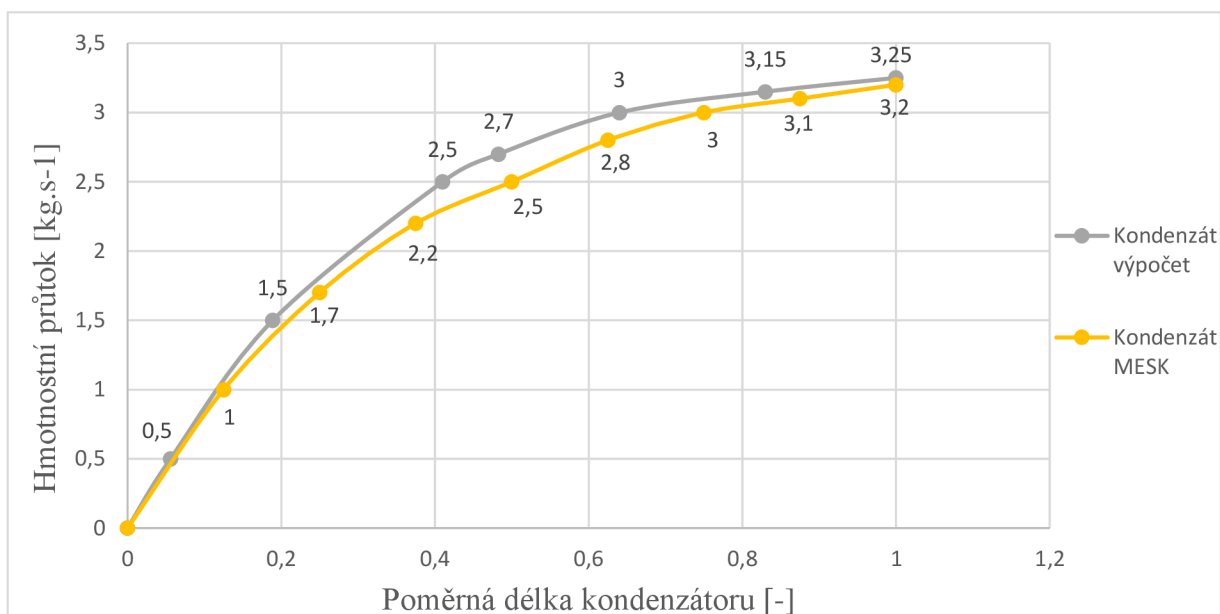
Obr.5.7 Grafické porovnání teplot chladicí vody

5.4 Porovnání průtoku spalin a kondenzátu

Teplotě spalin a chladicí vody odpovídá i průtok kondenzátu. Z obrázku č. 5.8 a č. 5.9 je patrné, že se průtoky kondenzátů a spalin nejvíce liší v půlce kondenzátoru, kde je relativní chyba výpočtu kolem 0,8 %. Na výstupu z kondenzátoru jsou si ale průtoky podobné, kde je výpočet zatížen chybou 0,2 %



Obr.5.8 Grafické porovnání hmotnostních průtoků spalin



Obr.5.9 Grafické porovnání hmotnostních průtoků kondenzátů

5.5 Další parametry

Dalším důležitým parametrem kondenzátoru, který lze porovnat, a který dává okamžitou představu o správnosti výpočtu, je jeho výkon. Výpočet výkonu uvedený v této práci je zatížen řadou zjednodušení na rozdíl od výpočtu programem MESK. Také velmi záleží na tom, jaké hodnoty měrných tepelných kapacit vody a spalin jsou použity. Podle programu MESK je výkon

kondenzátoru pro dané vstupní parametry $\dot{Q}_{\text{MESK}} = 9337 \text{ kW}$. Relativní chyba při výpočtu výkonu při použití uvedeného postupu je pak 0,05 %.

Posledním parametrem výpočtu, který je relevantní pro posouzení správnosti výpočtu, je složení spalin. Tabulka č. 5.1 porovnává výsledky obou postupů. Z porovnání množství zbylé vodní páry ve spalinách vyplývá, že uvedený postup výpočtu je oproti výslednému složení spalin z programu MESK zatížen relativní chybou 9,8 %.

Prvek	Výpočet	MESK	Jednotka
CO ₂	10	10	% obj.
N ₂	83,1	82,8	% obj.
Ar	1	0,98	% obj.
H ₂ O	3,45	3,83	% obj.
O ₂	2,35	2,38	% obj.
Σ	100	100,0	% obj.

Tab. 5.1 Porovnání složení spalin na výstupu

6 Změna parametrů

Výše uvedené výsledné hodnoty platily pouze pro jedno konkrétní zadání. Následující kapitola se zabývá situacemi, kdy je zemní plyn spalován s různými přebytky vzduchu, anebo kdy se mění teplota chladicí vody.

6.1 Změna přebytku vzduchu

Tato podkapitola se věnuje změnám v daném kondenzátoru při změně přebytku vzduchu při spalování zemního plynu. K takové změně může dojít například vlivem výměny spalovacího zařízení nebo i vznikajícími netěsnostmi po dobu provozu. Součinitel přebytku vzduchu o hodnotě dva a více se vyskytují např. u spalovacích turbín nebo v kotlech za spalovací turbíny bez přídavného dohřevu spalin. Pro zajímavost je uvedený i stav, kdy je zemní plyn spalovaný bez přebytku vzduchu. V tabulce č. 6.1 jsou uvedeny hodnoty přebytku vzduchu, pro které bude proveden výpočet. Pro hodnotu součinitele přebytku vzduchu 1,1 v této kapitole výpočet uveden není, protože již byl proveden v kapitole č. 4.

Výpočet	1.	2.	3.	4.	5.
přebytek vzduchu	1	1,4	1,7	2	3

Tab. 6.1 Hodnoty součinitele přebytku vzduchu

6.1.1 Složení spalin

Při změně přebytku vzduchu dochází primárně ke změně složení spalin, a tím i ke změně rosného bodu ve spalinách a jejich fyzikálních vlastností. Tabulka č. 6.2 zobrazuje objemové složení spalin při daných přebytcích vzduchu pro teplotu 65 °C a 30 °C.

Přebytek vzduchu	1	1,4	1,7	2	3	Jednotka
Teplota 65 °C						
N ₂	69,8	71,7	72,6	73,2	74,4	% obj.
O ₂	0,0	5,5	8,0	9,9	13,3	% obj.
CO ₂	9,4	6,9	5,8	4,9	3,4	% obj.
H ₂ O	19,9	15	12,8	11,1	8	% obj.
AR	0,8	0,85	0,86	0,87	0,89	% obj.
Teplota 30 °C						
N ₂	82,8	80,4	79,4	78,6	77,3	% obj.
O ₂	0,0	6,2	8,8	10,6	13,8	% obj.
CO ₂	11,2	7,7	6,3	5,3	3,5	% obj.
H ₂ O	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	% obj.
AR	0,95	0,95	0,94	0,93	0,92	% obj.

Tab. 6.2 Objemové složení spalin pro dané přebytky vzduchu a teploty

6.1.2 Součinitele přestupu tepla a hmoty v paroplynové směsi

Kvůli změnám fyzikálních vlastností spalin je nutné přepočítat součinitele přestupu tepla a hmoty v paroplynové směsi pro nové podmínky. Se změnou hustoty spalin se také mění objemový průtok a tím rychlost proudění spalin ve spalinových trubkách v kondenzátoru. V tabulce č. 6.3 jsou uvedeny hodnoty jednotlivých součinitelů pro dané přebytky vzduchu. Výpočet proběhl podle postupu z kapitoly č. 4.5. Z důvodu stejné teploty spalin na vstupu a velmi podobné střední hodnotě součinitele přestupu tepla a hmoty pro všechny přebytky vzduchu, lze s jistotou předpokládat, že se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty a následující výpočty jsou provedeny podle kapitoly č. 4.

Přebytek vzduchu	1	1,4	1,7	2	3	Jednotka
součinitel přestupu tepla, spaliny	61,59	60,2	60	60,8	60,9	W.m ⁻² K ⁻¹
Součinitel přestupu hmoty, spaliny	0,088	0,086	0,085	0,085	0,84	m.s ⁻¹

Tab. 6.3 Hodnoty součinitele přestupu tepla a hmoty pro daný přebytek vzduchu

6.1.3 Porovnání výkonů

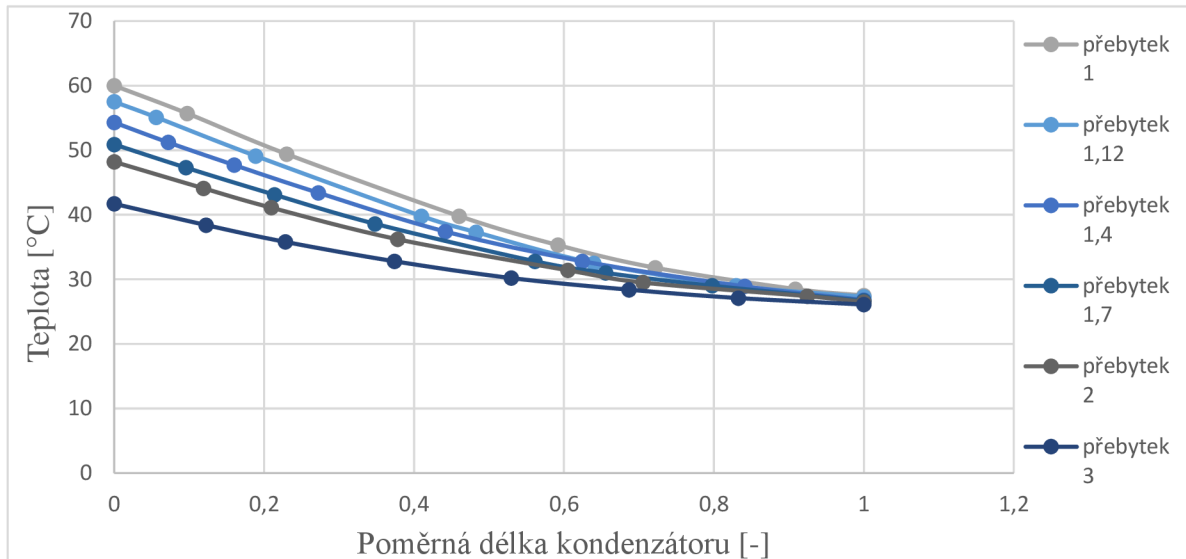
V tabulce č. 6.4 jsou zobrazeny důležité parametry kondenzátoru pro dané přebytky vzduchu. Z porovnání jednotlivých stavů je patrné, že při zvyšování přebytku vzduchu klesá výkon kondenzátoru, a to i přesto, že dochází k lepšímu vychlazení spalin. Tento pokles výkonu je způsobený především kvůli čím dál tím menšímu objemovému zastoupení vodní páry ve spalinách při zvětšujícím se součiniteli přebytku vzduchu, a tím i její horší kondenzovatelnosti.

Přebytek vzduchu	1	1,4	1,7	2	3	Jednotka
množství kondenzátu	84,1	78,7	74,7	71	59,7	%
hmotnostní průtok kondenzátu	3,7	2,59	2,1	1,74	1,05	kg.s ⁻¹
molární průtok vodní páry, vstup	244,8	183,1	156,2	136	97,6	mol.s ⁻¹
molární průtok spalin, vstup	1215,8	1211,5	1209,4	1209,4	1209,4	mol.s ⁻¹
molární průtok vodní páry, výstup	36,9	37,6	38,1	38,5	38,8	mol.s ⁻¹
molární průtok spalin, výstup	1050,9	1088,4	1105	1117,4	1140,9	mol.s ⁻¹
teplota spalin, vstup	65	65	65	65	65	°C
teplota spalin, výstup	27,5	26,8	26,7	26,5	26,1	°C
součinitel přestupu tepla, film, výstup	6410,8	7116,8	7564,7	8001,9	9278,6	J.m ⁻² K ⁻¹
součinitel prostupu tepla, vstup	4914,9	4914,9	4914,9	4914,9	4914,9	J.m ⁻² K ⁻¹
součinitel prostupu tepla, výstup	2782	2907,2	2979,3	3044,8	3213	J.m ⁻² K ⁻¹
teplota chladicí vody, vstup	36	33,2	31,8	30,9	29,2	°C
teplota chladicí vody výstup	25	25	25	25	25	°C
výkon kondenzátoru	10386	7649,8	6398,9	5571,2	3906,3	kW

Tab. 6.4 Důležité parametry kondenzátoru pro dané přebytky vzduchu

6.1.4 Průběhy teplot rosného bodu ve spalínách

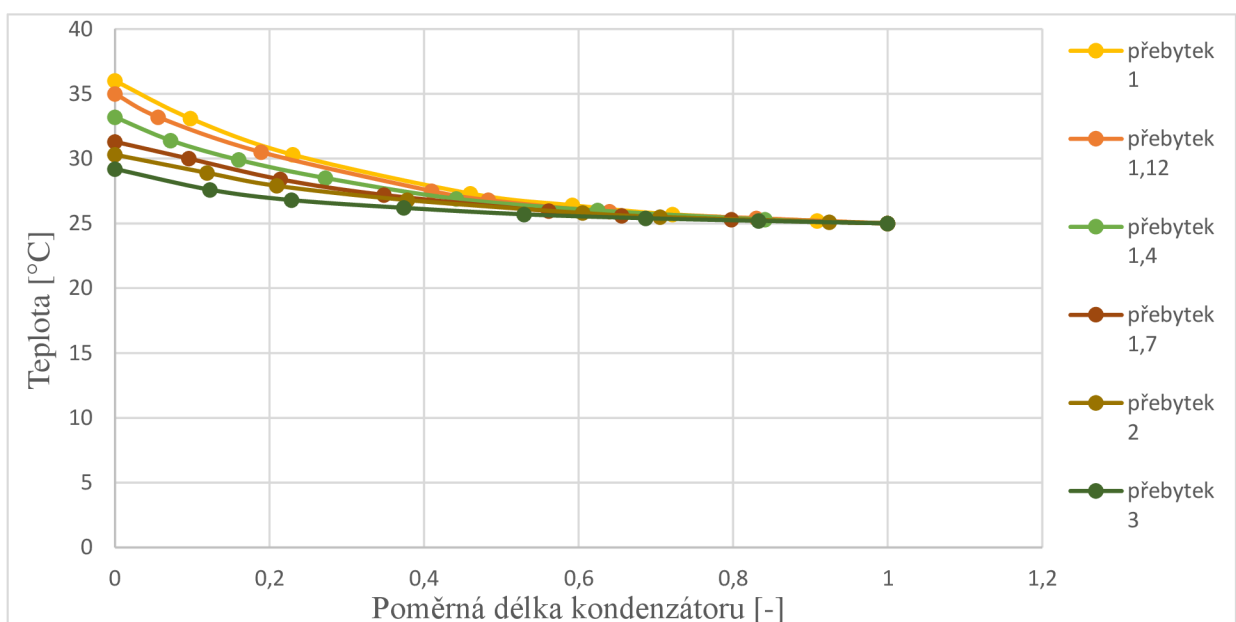
Vlivem klesajícího objemového zastoupení vodní páry ve spalínách při zvětšujícím se přebytku vzduchu při spalování, klesá teplota rosného bodu ve spalínách na vstupu do kondenzátoru. Obrázek č. 6.1 graficky znázorňuje průběhy teplot rosného bodu pro jednotlivé přebytky vzduchu.



Obr.6.1 Grafické porovnání teplot rosného bodu pro různé přebytky vzduchu

6.1.5 Průběhy teplot chladicí vody

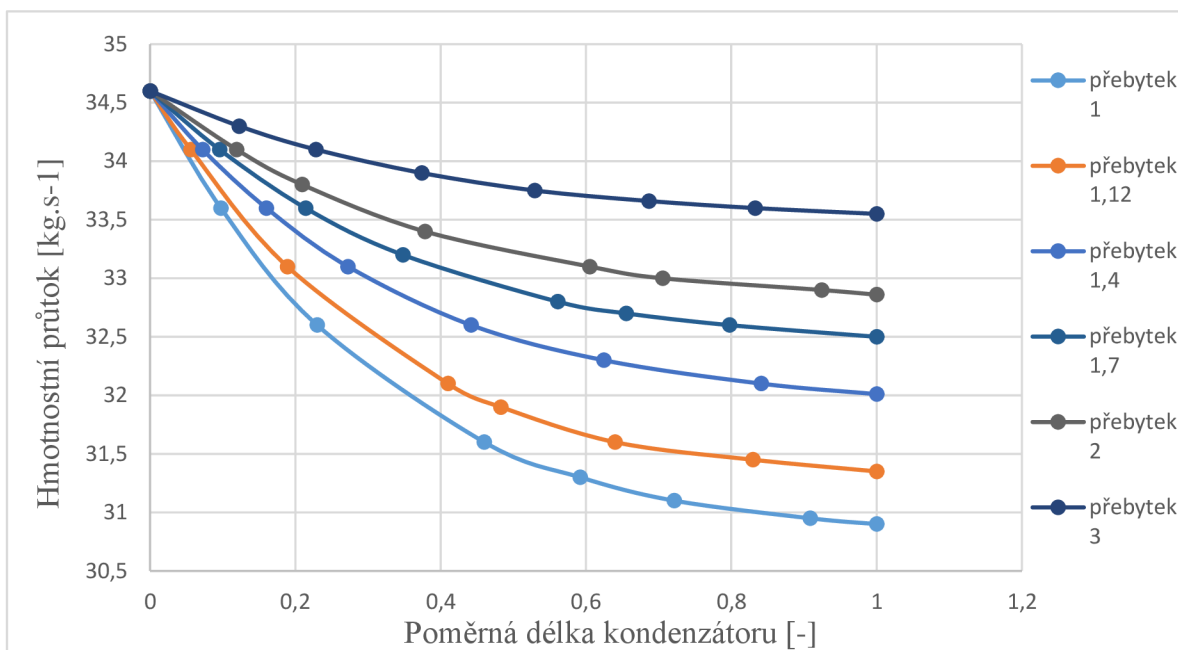
Při zvětšujícím se součiniteli přebytku vzduchu klesá výkon kondenzátoru, a tím pádem dochází i k menšímu ohřevu vody chladicí spaliny. Obrázek č. 6.2 graficky zobrazuje teploty chladicí vody pro dané přebytky vzduchu.



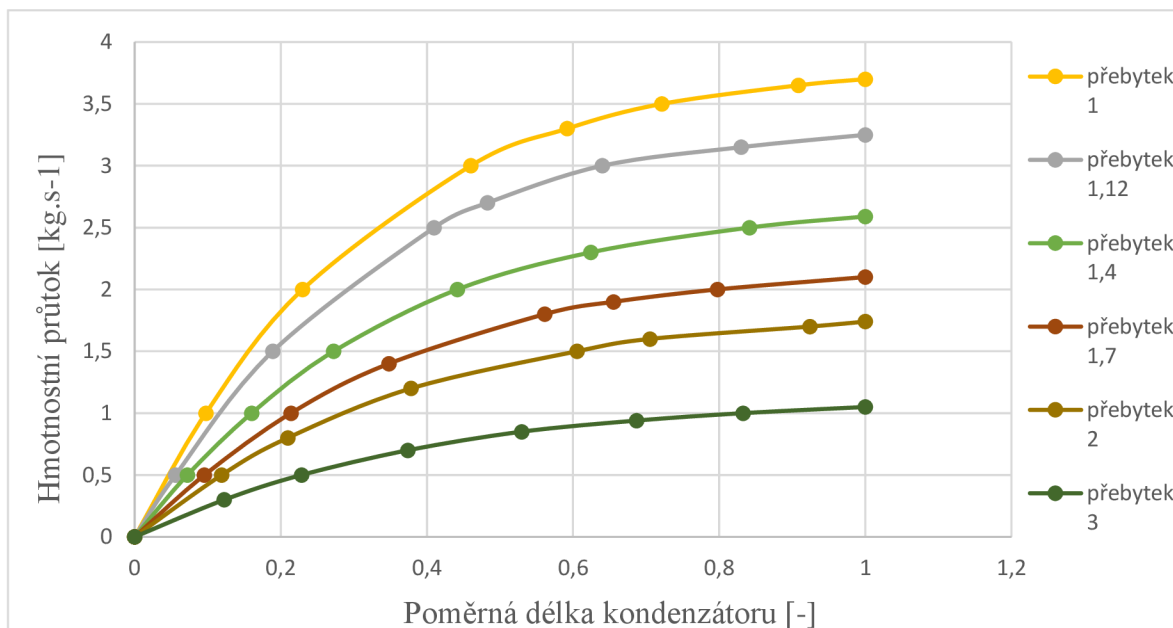
Obr.6.2 Grafické porovnání teplot chladicí vody pro různé přebytky vzduchu

6.1.6 Průtoky spalin a kondenzátu

Zmenšující se objemové zastoupení vodní páry ve spalinách při zvětšujícím se součiniteli přebytku vzduchu způsobuje její horší kondenzovatelnost při konstantní velikosti teplosměnné plochy. Proto množství kondenzátu vzniklého v kondenzátoru se se zvyšujícím přebytkem vzduchu snižuje. Obrázky č. 6.3 a č. 6.4 graficky znázorňují hmotnostní průtoky spalin a kondenzátu v kondenzátoru.



Obr.6.3 Grafické porovnání hmotnostních průtoků spalin pro různé přebytky vzduchu



Obr.6.4 Grafické porovnání hmotnostních průtoků kondenzátu pro různé přebytky vzduchu

6.2 Změna teploty chladící vody

Snížení teploty chladící vody při zachování hmotnostního průtoku spalin přes kondenzátor má následek zvýšení výkonu chlazení spalin, a tím se zvyšuje celkový výkon kondenzátoru, protože dochází k intenzivnější kondenzaci vodní páry a naopak. Tato podkapitola se věnuje změnám v kondenzátoru při změně teploty chladící vody na 15 °C a 30 °C. Tabulka č. 6.5 zobrazuje fyzikální vlastnosti vody pro zvolené teploty potřebné pro výpočet.

	15°C	20°C	30°C	35°C	Jednotka
tepelná vodivost	0,59	0,599	0,626	0,629	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
kinematická viskozita	1,154	1,003	0,83	0,744	m ² .s ⁻¹ .10 ⁻⁶
Prandtlovo číslo	8,17	6,98	5,52	4,91	-
hustota	999	998,2	995,6	993,9	kg.m ⁻³
měrná tepelná kapacita	4180	4180	4180	4180	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹

Tab. 6.5 Fyzikální vlastnosti vody pro dané teploty

6.2.1 Součinitel přestupu tepla na straně chladiva

Z důvodu jiné teploty, a tím pádem změněných fyzikálních vlastností vody je nutné přepočítat hodnotu součinitele přestupu tepla na straně vody způsobem uvedeným v kapitole 4.4. Protože se chladící voda při průchodu kondenzátorem ohřívá, byly pro výpočet odečteny hodnoty pro teplotu 20 °C a 35 °C. Hodnoty součinitele přestupu tepla pro chladící vodu jsou uvedeny v tabulce č. 6.6

Teplota	20 °C	35 °C	Jednotka
α_K	6413	4838,8	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tab. 6.6 Hodnota součinitele přestupu tepla v chladící vodě

6.2.2 Určení typu kondenzace

Protože se teploty chladící vody na vstupu a výstupu změnilo oproti teplotám uvedených v kapitole č. 4, a tím se změnilo i teploty filmu, je nutné ověřit, o který typ kondenzace se jedná. Ale protože u výše uvedeného výpočtu kondenzátoru pro teplotu vody $T_K = 25$ °C bylo prokázáno, že se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty, je vhodné tento předpoklad zavést i pro tento výpočet, který bude probíhat stejným způsobem.

6.2.3 Porovnání parametrů

Tabulka č. 6.7 zobrazuje hodnoty důležitých parametrů pro obě stanovené teploty z výpočtů uvedených v kapitolách 4.6 až 4.9. Z tabulky je patrné, že zvýšením chladící vody o 5 °C oproti původnímu návrhu dojde ke snížení výkonu kondenzátoru o 8,5 % a naopak při snížení teploty o 10 °C se výkon zvýší o 10,5 %. Z tohoto porovnání vyplývá, že snižování

teploty vody vede k nárůstu výkonu, ale z důvodu čím dál tím menší koncentrace vodní páry ve spalinách není tento růst lineární.

Teplota chladicí vody	15 °C	30 °C	Jednotka
množství kondenzátu	89,8	76,6	%
hmotnostní průtok kondenzátu	3,54	3,02	kg.s ⁻¹
molární průtok vodní páry, výstup	22,4	51,6	mol.s ⁻¹
molární průtok spalin, výstup	1056,1	1073,8	mol.s ⁻¹
teplota spalin, výstup	18,4	32,2	°C
součinitel prostupu tepla, vstup	5938	4564	J.m ⁻² K ⁻¹
součinitel prostupu tepla, výstup	3125	2775	J.m ⁻² K ⁻¹
teplota filmu, výstup	15,4	30,5	°C
teplota filmu, vstup	30,8	41,6	°C
teplota chladicí vody, výstup	26	39,1	°C
výkon kondenzátoru	10327	8551	kW

Tab. 6.7 Parametry kondenzátoru při dané teplotě

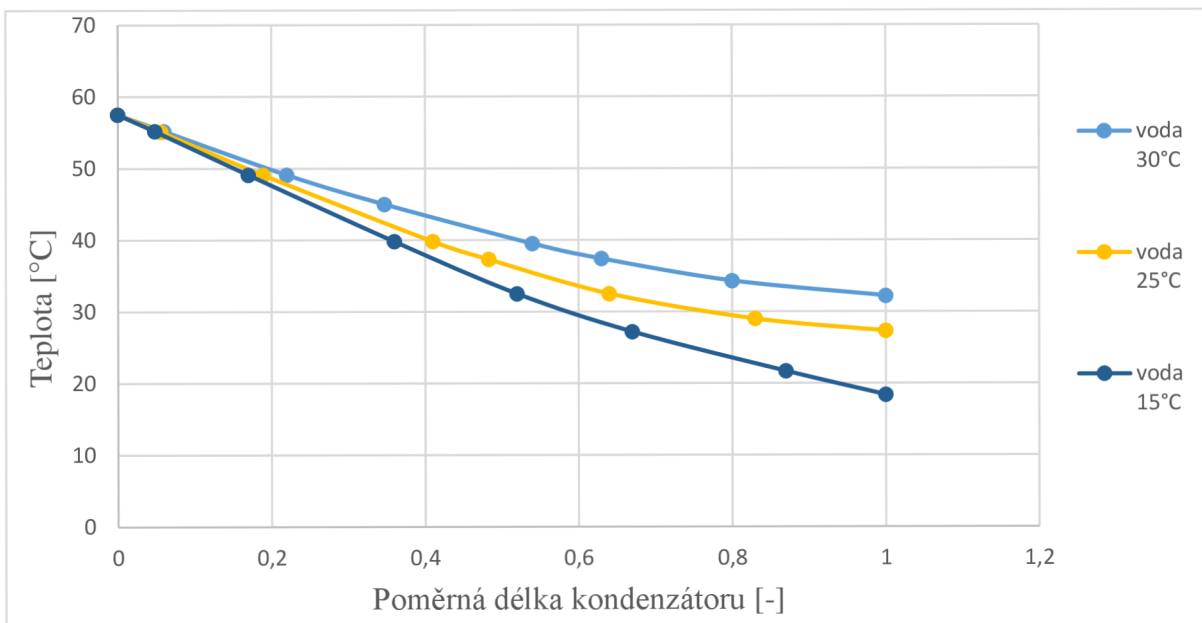
Po výpočtu teplot filmu zbývá opět ověřit předpoklad, že se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty, a proto je nutné ověřit podmínku z rovnice č. 1.9 pro dané teploty. Rovnice č. 6.1 a č. 6.2 potvrzují, že výpočet na základě kondenzace přenosu hmoty byl použit správně.

$$\left(\frac{k'}{\alpha_{GD}}\right)_{E,15} = \frac{(T_T - T_F)_E}{(T_F - T_K)_E} = \frac{57,5 - 30,8}{30,8 - 26} = 5,6 > 2 \quad \text{Rov.6.1}$$

$$\left(\frac{k'}{\alpha_{GD}}\right)_{E,30} = \frac{(T_T - T_F)_E}{(T_F - T_K)_E} = \frac{57,5 - 41,6}{41,6 - 39,1} = 6,36 > 2 \quad \text{Rov.6.2}$$

6.2.4 Porovnání teplot rosného bodu

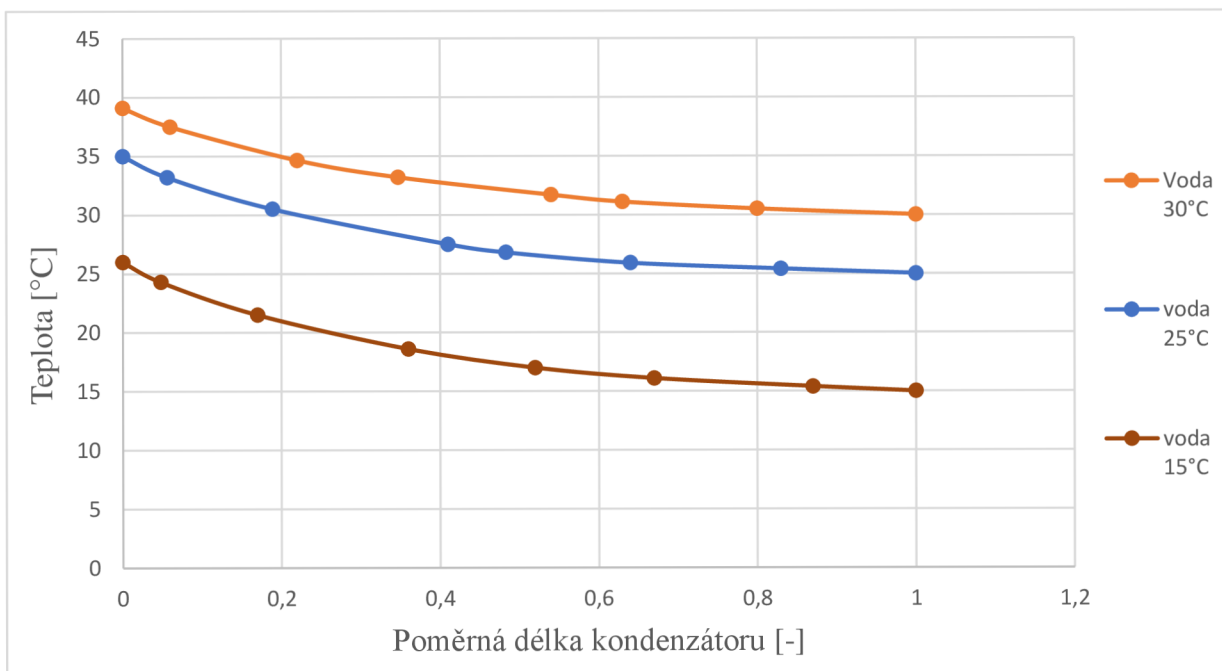
Grafické porovnání teplot rosného bodu v závislosti na délce kondenzátoru je na obrázku č. 6.5. Z grafu je patrné, že teplota rosného bodu ve spalinách na vstupu do kondenzátoru je ve všech případech stejná a dále klesá v závislosti na teplotě chladicí vody. Zajímavostí je, že ačkoliv je mezi spodní a prostřední křivkou rozdíl teplot chladicí vody na vstupu 10 °C a mezi prostřední a vrchní křivkou 5 °C, rozestup mezi křivkami je celkem rovnoměrný. Jedná se o důsledek nižší koncentrace vodní páry ve spalinách, která se projevila i v nárůstu výkonu.



Obr.6.5 Grafické porovnání teplot rosného bodu ve spalínách pro různé teploty chladicí vody

6.2.5 Průběh teplot chladicí vody

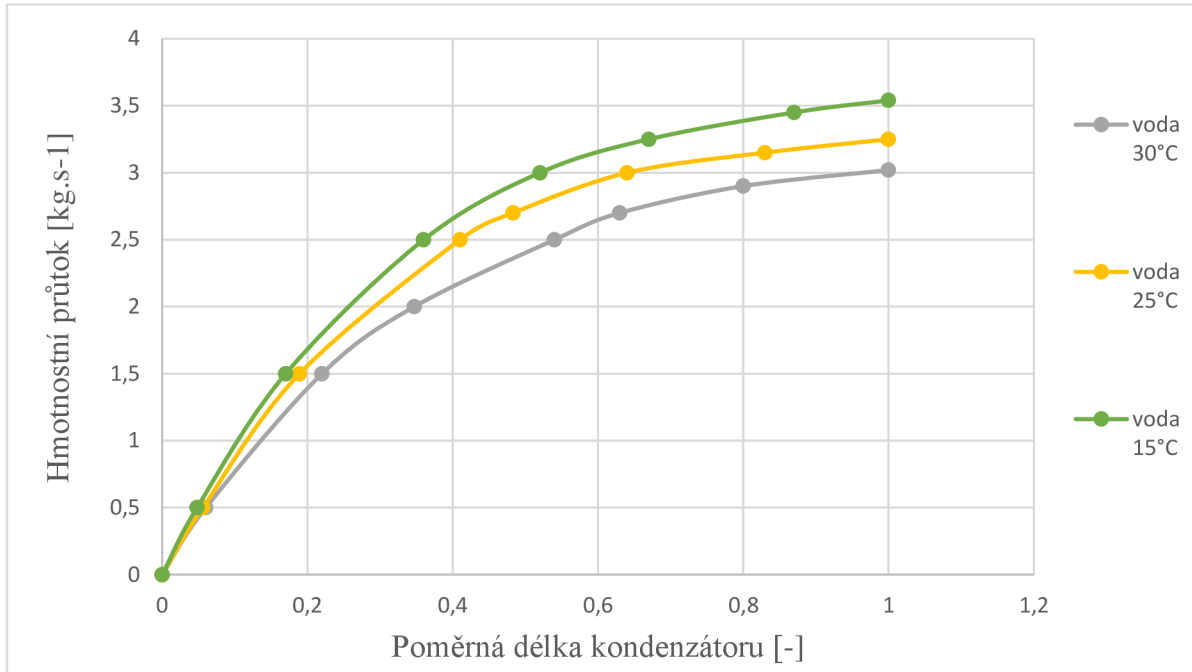
Z porovnání teplot lze vidět, že při použití chladnější vody dochází k jejímu většímu ohřevu, z důvodu vyššího výkonu kondenzátoru. Konkrétně při použití chladicí vody o teplotě 15 °C oproti vodě o teplotě 30 °C bude její ohřev větší o 20 %.



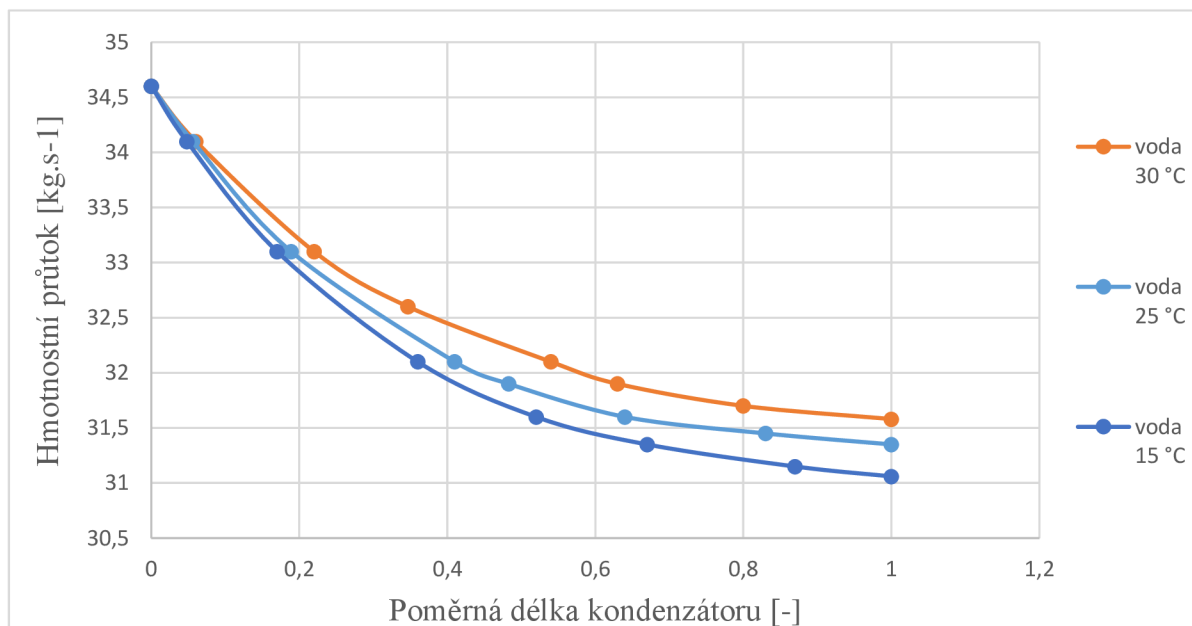
Obr.6.6 Grafické porovnání teplot chladicí vody při různé vstupní teplotě

6.2.6 Průtoky spalin a kondenzátů pro různé teploty

Při porovnání průtoku kondenzátů a spalin je patrné, že při použití chladicí vody o nižší teplotě dojde k intenzivnější kondenzaci, a tím i k nárůstu průtoku kondenzátu.



Obr.6.7 Grafické porovnání hmotnostních průtoků kondenzátů pro různé teploty chladicí vody



Obr.6.8 Grafické porovnání hmotnostních průtoků spalin pro různé teploty chladicí vody

7 Návrh kondenzátoru

V následující kapitole je proveden návrh a výpočet kondenzátoru pro požadovaný výkon 8 MW, ve kterém kondenzují spaliny, a je chlazen vodou o parametrech zadaných v kapitole č. 4. Pro zjednodušení se vychází z geometrie kondenzátoru uvedeného v kapitole č. 4 a výsledkem výpočtu je celková teplosměnná plocha a z toho vyplývající délka kondenzátoru.

7.1 Předběžný výpočet výkonu

Protože některé geometrické parametry kondenzátoru už jsou dány, a tím pádem je znám i součinitel přenosu tepla na straně chladiva, je nutné nejdříve vypočítat přibližnou délku kondenzátoru pro zadaný výkon. Na základě této délky se vhodným způsobem upraví vnitřní geometrie kondenzátoru a provede se opětovný přepočítání součinitele přestupu tepla na straně chladiva. Pro nově vzniklé podmínky se stanoví výkon a délka kondenzátoru a tento výpočet bude opakován, než se dojde k rozumné shodě požadovaného výkonu s výkonem vypočítaným. Po zjednodušení, kdy bude zanedbán výkon vzniklý chlazením filmu kondenzátu, lze pro výpočet výkonu použít rovnici č. a iterativním postupem, kdy se opět odhaduje množství kondenzátu dojit k požadované hodnotě. Jako příklad určení výkonu bude proveden výpočet pro hmotnostní průtok kondenzátu $\dot{m}_k = 2,5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

Prvním krokem ke zjištění přibližného výkonu je určení teploty spalin na výstupu z kondenzátoru, kterou lze odečíst z tabulek syté páry pro daný parciální tlak. Parciální tlak vodní páry ve spalinách na výstupu pro dané množství kondenzátu lze vypočítat podle rovnice č. 7.1 [1]

$$p''_{H_2O,A} = \frac{\dot{N}_{G1,E} - \frac{\dot{m}_k}{M_{H_2O}}}{\dot{N}_{G,E} - \frac{\dot{m}_k}{M_{H_2O}}} = \frac{221,2 - \frac{2,5}{0,018}}{1244,2 - \frac{2,5}{0,018}} = 0,0744 \text{ bar} \quad (7.1)$$

Parciálnímu tlaku $p''_{H_2O,A} = 0,0744 \text{ bar}$ odpovídá teplota $T_{G,A} = 40,2 \text{ }^\circ\text{C}$. Po zjištění teploty je možné dosadit do rovnice č. 4.54 a zjistit přibližný výkon pro dané množství kondenzátu.

$$\dot{Q}_{2,5} = 34,59 \times 1 \times (65 - 40,2) + 2,5 \times 2440 = 6957,8 \text{ kW} \quad (7.2)$$

Z iteračního výpočtu vyplývá, že požadovaný výkon 8 MW dosahuje kondenzátor při zkondenzování kondenzátu $\dot{m}_{k,opt} = 2,85 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Podle postupů z kapitoly č. 4.9 je pak pro dané množství kondenzátu potřebná teplosměnná plocha $S_{ptp} = 1152 \text{ m}^2$, což odpovídá délce kondenzátoru $l_a = 3,3 \text{ m}$.

7.2 Úprava geometrie

V předchozí podkapitole byl vypočítán výkon a teplosměnná plocha kondenzátoru, ale výsledná hodnota plochy, a tím i délky je platná pouze pro geometrii kondenzátoru zadanou v podkapitole č. 4.2. Při změně délky dochází i ke změnám velikosti mezer mezi přepážkami a je nutné přepočítat součinitel přestupu tepla na straně chladiva. V tabulce č. 7.1 jsou nové geometrické parametry kondenzátoru, pro které bude přepočítán součinitel přestupu tepla na straně chladiva. Oproti původnímu zadání kondenzátoru byly ubrány přepážky a změněna jejich vzájemná vzdálenost.

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
vnitřní průměr pláště	D_i	2450	mm
vnější průměr trubek	d_a	28	mm
vnitřní průměr trubek	d_i	26	mm
průměr přepážky	D_1	2444	mm
výška prostoru mezi přepážkami	H	825	mm
počet trubek	N_i	4267	-
počet průchodů pláštěm		1	-
počet průchodů trubkami		1	-
délka výměníku	l_a	3300	mm
počet přepážek	N	3	-
vzdálenost mezi trubkami horizontálně	s_1	35	mm
vzdálenost mezi trubkami svisle	s_2	30,3	mm

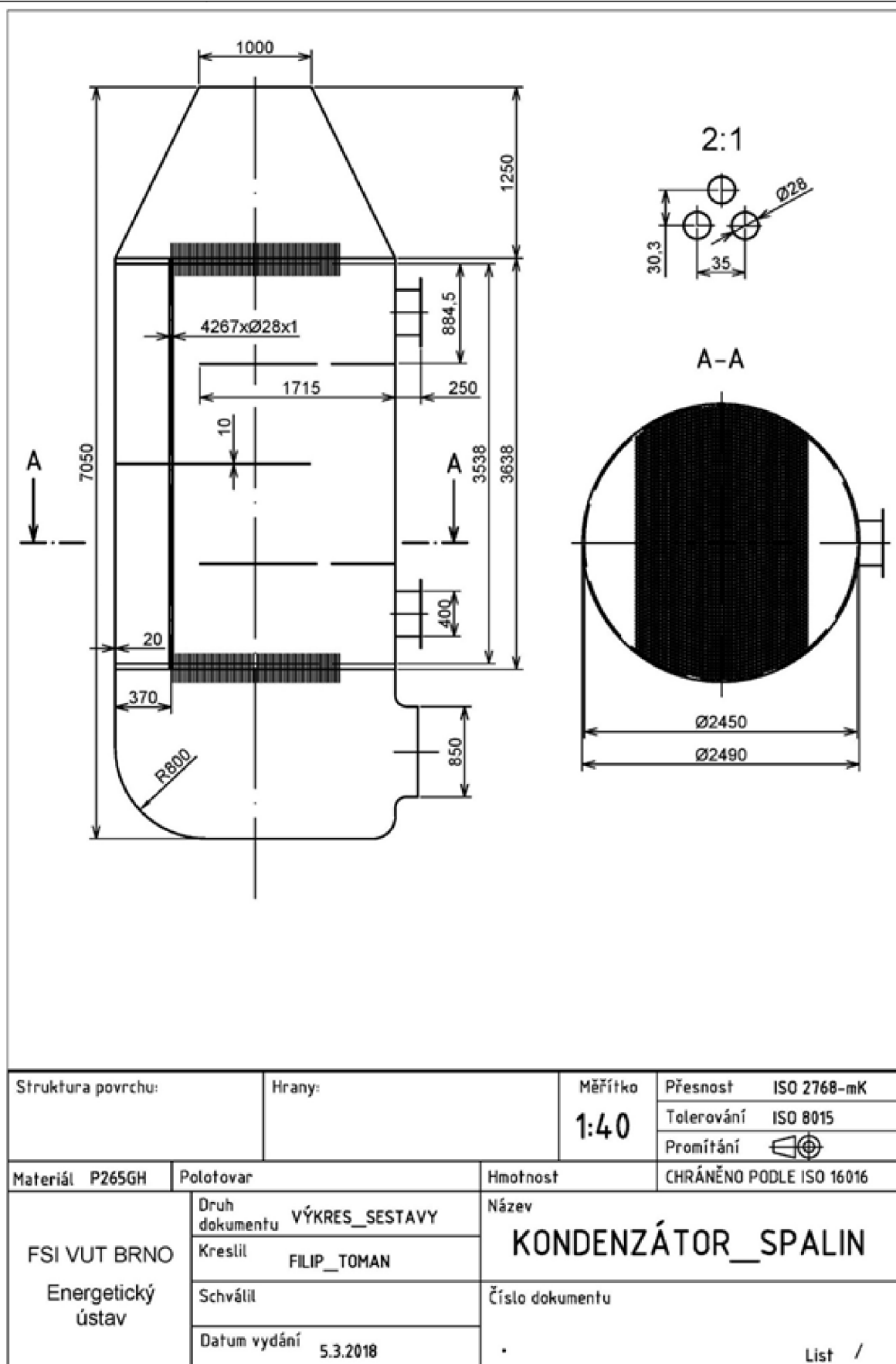
Tab. 7.1 Změněné geometrické parametry výměníku

Pro nové geometrické rozměry kondenzátoru pak podle postupu z kapitoly č. 4.4 odpovídá součinitel přestupu tepla na straně chladiva $\alpha_k = 5073,2 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$. Se změnou součinitele přestupu tepla na straně chladiva dochází ke změně intenzity kondenzace. Proto je nutné vypočítat velikost teplosměnné plochy kondenzátoru pro nové podmínky tak, aby bylo v kondenzátoru zkondenzováno $\dot{m}_{k,opt} = 2,85 \text{ kg.s}^{-1}$ a tak, aby výkon kondenzátoru byl požadovaných 8 MW.

Protože se už délka kondenzátoru nebude během iteračního výpočtu příliš měnit, nebude se už měnit ani počet přepážek a bude se jen měnit vzdálenost mezi jednotlivými přepážkami. Tabulka č. 7.2 zobrazuje iterační výpočet délky kondenzátoru. Z výsledku je také patrné, že při zvětšování mezer mezi přepážkami se snižuje součinitel přestupu tepla na straně chladiva, a tím se zvyšuje teplosměnná plocha kondenzátoru. Výsledná délka kondenzátoru v jednom výpočtu, je následně dosazena, jako vstupní hodnota pro další výpočet. Konečná délka kondenzátoru je pro zadanou geometrii a požadovaný výkon $l_a = 3538 \text{ mm}$.

Krok výpočtu	1.	2.	3.	4.	Jednotka
původní délka trubkové části kondenzátoru	3300	3520	3535	3538	mm
vzdálenost mezi přepážkami	825	880	883,7	884,5	mm
součinitel přestupu tepla chladivo	5073	4976	4970	4968,8	$\text{W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$
součinitel prostupu tepla, vstup	4771,2	4685,3	4679,9	4678,9	$\text{W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$
součinitel prostupu tepla, výstup	2824	2793	2791,9	2791,5	$\text{W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$
výkon kondenzátoru	8000	8000	8000	8000	kW
potřebná teplosměnná plocha	1227	1232	1233	1233,2	m^2
nová délka trubkové části kondenzátoru	3520	3535	3538	3538	m

Tab. 7.2 Iterační výpočet délky kondenzátoru



Obr. 7.1 Návrh spalínového kondenzátoru pro výkon 8 MW

ZÁVĚR

Spalinové kondenzátory v dnešní době zpřísňujících se emisních norem a limitů představují jednu ze zajímavých možností zvyšování účinnosti energetického výrobního bloku. Pro chlazení spalin je možno použít vícero způsobů, ale jako nejzajímavější varianta se jeví spojení spalinového kondenzátoru a tepelného čerpadla s absorpčním oběhem.

V první kapitole práce jsou stručně uvedeny rovnice pro výpočet blánové kondenzace vodní páry, a to jak v čisté vodní páře, tak i v nezanedbatelném množství nekondenzujících plynů. Protože je dále v práci praktický výpočet spalinového kondenzátoru, je výpočtu blánové kondenzace v paroplynové směsi věnováno více prostoru.

Druhá kapitola se věnuje problematice určení celkového součinitele prostupu tepla v tepelných výměnících typu shell and tube. Je zde proveden detailní rozbor výpočtu jednotlivých koeficientů přestupu tepla z paroplynové směsi do chladicího média. Závěr kapitoly se věnuje výpočtu součinitele přestupu hmoty, který hraje zásadní roli při kondenzaci kondenzovatelného plynu v přítomnosti nezanedbatelného množství plynu nekondenzujícího.

Třetí kapitola se zabývá teoretickým rozbohem určení jednotlivých fyzikálních vlastností spalin. Protože spaliny ze zemního plynu lze považovat po zjednodušení za ideální směs plynů, jsou zde uvedeny vztahy pro výpočet molární hmotnosti, viskozity, hustoty a tepelné kapacity a vodivosti ideální směsi plynů z odborných zdrojů.

V druhé polovině práce jsou prakticky využity poznatky a rovnice z prvních třech kapitol. V kapitole číslo čtyři je detailně proveden výpočet spalinového kondenzátoru typu shell and tube, na základě zadaných vstupních hodnot spalin a chladicí vody a zadané geometrie kondenzátoru. Pro potřeby výpočtu je také proveden výpočet fyzikálních vlastností spalin a podrobné výpočty součinitelů přestupu tepla pro daný typ tepelného výměníku. Výstupem z uvedených výpočtů je pak výkon kondenzátoru, který dosahuje hodnoty $\dot{Q}_{\text{kond}} = 9333 \text{ kW}$ a množství vznikajícího kondenzátu, které se na výstupu z kondenzátoru rovná $\dot{m}_k = 3,25 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Teplota spalin na výstupu je pak $T_{G,A} = 27,2 \text{ }^\circ\text{C}$. Na závěr této kapitoly je uveden i výpočet pro zjištění teplot rosného bodu a chladicí vody podél délky výměníku.

Aby bylo možné určit, zda je výpočetní postup v kapitole číslo čtyři správný, je pátá kapitola věnována porovnání vypočítaných výsledků s výstupními hodnotami z inženýrského softwaru MESK od německé společnosti Iv-soft. Z porovnání hodnot výkonu kondenzátoru, kdy hodnota výkonu z programu MESK dosahuje hodnoty $\dot{Q}_{\text{MESK}} = 9337 \text{ kW}$, vyplývá, že postup na výpočet výkonu je zatížen relativní chybou 0,05 %. Z tohoto se dá usuzovat, že postup uvedený v této práci je správný. Při porovnání výstupní teploty spalin je výsledek získaný výpočtem zatížen relativní chybou kolem 2,8 %. Také je ověřen předpoklad, že teplota spalin a teplota rosného bodu vodní páry ve spalinách jsou na výstupu z kondenzátoru téměř shodné. Rozdíl mezi výstupními teplotami chladicí vody je pak 1,3 %. Hmotnostní průtoky vytvořeného kondenzátu na výstupu z kondenzátoru se liší o 0,2 %. Největší rozdíl mezi porovnávanými hodnotami je u objemového zastoupení vodní páry ve spalinách na výstupu z kondenzátoru, kde se porovnávané hodnoty od sebe liší o 9,8 %. Tento rozdíl je patrně způsoben rozdílnými fyzikálními vlastnostmi vody použitých při výpočtech.

Šestá kapitola je zaměřena na změnu výstupních parametrů při změně přebytku vzduchu při spalování a při změně teploty chladicí vody na vstupu do kondenzátoru. Protože změna přebytku vzduchu při spalování ovlivňuje objemové složení spalin, je proveden přepočít složení spalin pro nové hodnoty součinitele přebytku vzduchu. Pro zajímavost je proveden i výpočet výstupních parametrů kondenzátoru při stechiometrickém spalování. Z porovnání výkonů je patrné, že při zvyšování přebytku vzduchu při spalování dochází k prudkému poklesu výkonu, a to téměř lineárně. Snížení výkonu je způsobeno menším objemovým množstvím vodní páry ve spalinách. Z tohoto logicky vyplývá, že při zvyšování součinitele přebytku vzduchu dochází, při zachování stejného průtoku, k menšímu ohřevu chladicí vody. Výstupní teploty spalin pro jednotlivé hodnoty součinitele přebytku vzduchu jsou si na výstupu z kondenzátoru velmi podobné. Při zmenšování parciálního tlaku vodní páry ve spalinách dochází i k její horší kondenzovatelnosti, a proto se množství vzniklého kondenzátu snižuje se zvyšujícím se součinitelem přebytku vzduchu.

Při změně vstupní teploty chladicí vody dochází, především díky změnám fyzikálních vlastností vody, ke změně součinitele přestupu tepla ve vodě a díky tomu se mění i množství odebíraného tepla ze spalin. Konkrétně při snižování teploty chladicí vody hodnota součinitele přestupu tepla roste a naopak. Z toho vyplývá, že při snížení teploty vody dochází k lepšímu chlazení spalin, a tím dochází k nárůstu množství kondenzátu, a tím i výkonu kondenzátoru. Při snižování teploty vstupní vody taky dochází k lepšímu vychlazení spalin, což má také za důsledek zvýšení množství kondenzátu na výstupu z kondenzátoru a zvýšení výkonu. Se zvyšujícím se množstvím kondenzátu se ale významně zhoršuje kondenzovatelnost zbylé vodní páry ve spalinách a z toho důvodu má snižování teploty chladicí vody jen omezený účinek. Například při snížení teploty chladicí vody na vstupu ze 30 °C na 25 °C vzroste výkon kondenzátoru o 782 kW, ale snížení teploty chladicí vody z 25 °C na 15 °C přinese nárůst výkonu jen o 944 kW.

V poslední kapitole je proveden geometrický návrh spalinového kondenzátoru pro požadovaný výkon 8 MW. Pro zjednodušení se vychází z geometrie kondenzátoru z kapitoly č. 4 a výsledným výstupem je délka a počet přepážek v kondenzátoru. Vstupní parametry spalin a chladicí vody jsou opět převzaty z kapitoly č. 4. Z výsledků vyplývá, že požadovaný výkon 8 MW dosahuje kondenzátor při výstupním průtoku kondenzátu $\dot{m}_k = 2,5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Aby bylo dosaženo požadovaného množství kondenzátu, je nutné, aby velikost teplosměnné plochy byla $S = 1233,2 \text{ m}^2$, které odpovídá výsledná délka trubkové části kondenzátoru $l_a = 3538 \text{ mm}$. Na konci této kapitoly je uveden výkres navrhnutého kondenzátoru s důležitými rozměry.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VDI GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK. *VDI heat atlas*. 2nd ed. Berlin: Springer, 2010, 1585 s. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [2] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-214 2029-4.
- [3] PAVELEK, Milan a kol. *Termomechanika*. Brno: CERM, 2011. ISBN 987-80-214-4300-6.
- [4] SAZIMA, Miroslav a kol. *Teplo*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989, ISBN 80-03-00043-2
- [5] IDEL'CHIK, I. E. a Erwin FRIED. *Flow resistance*. Michigan: Hemisphere Pub. Co., 1989. ISBN 978-0-891-16435-7.
- [6] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Ediční středisko VUT, 1990. ISBN 80-214-0160-5.
- [7] ANNESINI, Maria, Luigi MARRELLI, Vincenzo PIEMONTE a Luka TURCHETTI. *Artificial Organ Engineering*. London: Springer Ltd., 2016. ISBN 978-1-4471-6443-2.
- [8] SZULC, P, T TIETZE a K WÓJS. Numerical analysis of a waste heat recovery process with account of condensation of steam from flue gases. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2015, 4(15), 1017-1023.
- [9] UOTILA, Juuso. *HEAT RECOVERY AND ENVIRONMENTAL IMPACTS OF FLUE GAS CONDENSING*. Helsinky, 2015. Diplomová práce. Aalto university.
- [10] NOBEL, Per, Marilia VASCONCELOS, Fredrik TEGNÉR a Ferran SERRANO. *Designing a Flue Gas Condenser System for Lomma Power Plant*. Lund, 2014. Studie proveditelnosti na průmyslových zařízeních. Lunds universitet.
- [11] ŠIMARA, Daniel. Součinitel tepelné vodivosti. *Prirodnistavba* [online]. [cit. 2018-03-27]. Dostupné z: <http://www.prirodnistavba.cz/popup/soucinitel-tepelne-vodivosti-33e.html>
- [12] LABOUTKA, Karel. *Výpočtové tabulky pro vytápění*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. ISBN 80-02-01466-9.
- [13] GURVICH, A.V, G.A KHACHKURUZOV, V.A MEDVEDEV, I.V VEYTS a G.A BERGMAN. *Thermodynamic Properties of Individual Substances*. Springfield: Clearinghouse, 1967. ISBN FTD-HT-66-251/1+2.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A INDEXŮ

Seznam symbolů:

Symbol	Význam	Jednotka
Nu	Nusseltovo číslo	-
\dot{Q}	Výkon	kW
S	Plocha	m ²
T,t	Teplota	°C
k	Celkový součinitel prostupu tepla	W·m ⁻² ·K ⁻²
α	Součinitel přestupu tepla	W·m ⁻² ·K ⁻²
s	Tloušťka stěny	m
λ	Součinitel tepelné vodivosti	W·m ⁻¹ ·K ⁻²
ε_w	Korekční součinitel vlivu rychlosti páry	-
K _w	Parametr blánové kondenzace	-
ρ	Hustota	kg·m ⁻³
l	Latentní teplo	J·kg ⁻¹
c _p	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
g	Gravitační zrychlení	m·s ⁻²
σ	Korekční součinitel vlivu přítomnosti inertního plynu	-
n	Molární hustota	mol·m ⁻³
β	Součinitel přenosu hmoty	m·s ⁻¹
\dot{N}	Molární průtok	mol·s ⁻¹
\tilde{y}	Molární koncentrace	-
P, p	Tlak	bar
p ^{''}	Tlak nasycené vodní páry	
h	Entalpie	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
\dot{M}, \dot{m}	Hmotnostní průtok	kg·s ⁻¹
f _w	Opravný koeficient zahrnující nedokonalost proudění	-
f _N	Opravný koeficient zahrnující vliv počtu řad	-
f _P	Opravný koeficient zahrnující změny fyz. vlastností	-
f _A	Opravný koeficient zahrnující vliv uspořádání trubek	-
f _{well}	Opravný koeficient zahrnující vlnění filmu kondenzátu	-
Re	Reynoldsovo číslo	-
Pr	Prandtlovo číslo	-
w	Rychlost proudění	m·s ⁻¹
L	Charakteristická délka	m
ν	Kinematická viskozita	m ² ·s ⁻¹
μ	Dynamická viskozita	Pa·s ⁻¹
π	Ludolfovo číslo	-
s ₁	Horizontální rozteč	mm

s_2	Vertikální rozteč	mm
D	Průměr trubky	mm
Δ	Difúzní koeficient	$\text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Sh	Sherwoodovo číslo	-
Sc	Schmidtovo číslo	-
M	Molární hmotnost	$\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$
X	Objemový zlomek	-
R_m	Molární plynová konstanta	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$
R	Měrná plynová konstanta	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
c,z	Konstanty	-
Φ	Relativní vlhkost	%
Z	Součinitel přebytku vzduchu	-
D_i	Vnitřní průměr pláště	mm
d_a	Vnější průměr trubek	mm
d_i	Vnitřní průměr trubek	mm
D_l	Průměr přepážky	mm
H	Rozteč mezi přepážkami	mm
N_i	Počet trubek	-
l_a	Délka kondenzátoru	mm
N	Počet přepážek	-
x_a	Poměr koncentrací	-
x_b	Poměr koncentrací	-
Y	Souřadnice	mm

Seznam společných indexů:

Index	Význam
F,f	Film
W	Stěna
O	Trubka
K	Chladivo
L	Kondenzát
G,g	Plyn
T	Rosný bod
A	Výstup
E	Vstup
1	Pára
2	Inertní plyn
B,b	Jádro proudění
V	Změna skupenství
Shell	Plášť
Bundle	Svazek trubek
0	Ideální stav

1,0	Ideální stav, jedna řada
lam	Laminární proudění
turb	Turbulentní proudění
i	Pořadí
sv	Spalovací vzduch
sk	Reálná hodnota
kond	Kondenzátor
obj.	Objem