

## **ABSTRAKT**

Cílem této práce je vytvořit návrh kondenzačního výměníku ke stacionárnímu spalovacímu motoru na zemní plyn. Spalinový kondenzátor je konstruován pro použití univerzálních chladících médií (tzn. voda nebo 35% koncentrát etylen-glykolu ve vodě) a jejich příslušných pracovních teplot. Práce obsahuje teoretickou, výpočtovou a návrhovou část. V příloze práce se nachází výkresová dokumentace ke spalinovému kondenzátoru.

**Klíčová slova:** kondenzační výměník, spaliny, kondenzace, spalinový kondenzátor, kondenzát, GHP, tepelné čerpadlo na zemní plyn

## **SUMMARY**

The aim of this thesis is to design the condensation heat exchanger for stationary engine running on natural gas. Flue gas condenser is designed for universal use of refrigerants (i.e. water or 35% fusion ethylene-glycol in water) and their working temperatures. The work includes theoretical, computational and design part. In the attachment is located the drawing documentation to flue gas condenser.

**Key Words:** condensation heat exchanger, flue gas, condensation, flue gas condenser, condensate, GHP, Gas-engine Heat Pump

## **BIBLIOGRAFICKÉ CITACE**

Sojka Jiří., Kondenzační výměník za stacionárním motorem na zemní plyn, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014, 70 s., Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Pospíšil.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího bakalářské práce.

V Brně dne 16.5.2014

.....

Podpis

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. z FSI VUT v Brně za rady a pomoc při psaní této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Hejčíkovi z FSI VUT v Brně za pomoc s návrhovou a výpočtovou částí této práce. Za včasné dodání potřebných dat a rychlou zpětnou vazbu bych chtěl poděkovat Ing. Lukáši Jančokovi z TEDOM a.s.

## Obsah

1	Úvod.....	10
2	Kogenerace.....	11
2.1	Definice kogenerace .....	11
2.2	Výhody, nevýhody a použití kogenerace .....	12
2.3	Kogenerační systémy a technologie .....	13
2.4	Kogenerační jednotky .....	13
2.5	Primární jednotky kogeneračního systému.....	15
2.6	Paliva pro kogenerační jednotky .....	16
3	Produkce chladu .....	17
4	GHP jednotka .....	19
5	Spalinový kondenzátor .....	21
5.1	Typy spalinových kondenzátorů.....	21
5.2	Použití spalinových kondenzátorů.....	22
6	Výpočet spalinového kondenzátoru .....	23
6.1	Výpočet složení a objemu spalin .....	23
6.2	Výpočet kondenzace a rosného bodu .....	27
6.3	Výpočet výkonu odebraného spalinám.....	31
6.4	Určení vlastností chladícího média.....	32
6.5	Návrh konstrukce spalinového kondenzátoru.....	34
6.6	Varianty provedení spalinového kondenzátoru .....	36
6.6.1	Výpočet trubkového výměníku „trubka v trubce“ .....	37
6.6.2	Výpočet trubkového výměníku s přepážkami a spalinami vně.....	41
6.6.3	Výpočet trubkového výměníku s přepážkami a chladivem vně.....	46
6.7	Výběr varianty spalinového kondenzátoru .....	51
6.8	Výpočet reálných výstupních teplot chladiva.....	52
6.9	Výpočet účinnosti chlazení spalin .....	55
7	Návrh spalinového kondenzátoru.....	58
7.1	Návrh svazku trubek .....	58
7.2	Návrh pláště.....	60
7.3	Návrh vstupu spalin .....	62
7.4	Návrh výstupu spalin .....	62
	Závěr.....	64
	Seznam použitých zdrojů .....	65
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	67

# 1 Úvod

Název „Kondenzační výměník za stacionárním motorem na zemní plyn“ je stručné vyjádření problematiky této práce. Kondenzační výměník nebo-li spalínový kondenzátor je zařízení, kde dochází k přestupu tepla ze spalín (v tomto případě již vychlazených na 120 °C) do chladicího média za podmínky podchlazení spalín pod teplotu rosného bodu. Je však nutné odněkud toto chladivo získat. Chladicí médium proudící spalínovým kondenzátorem je chladivo, které prochází mezi plynovým tepelným čerpadlem a spotřebičem tepla, kde využíváme toto médium vracející se od spotřebiče zpět do plynového tepelného čerpadla.

Okruh a princip tepelného čerpadla poháněného spalovacím motorem na zemní plyn není přímo tématem této práce, ale i tak jej nemůžeme opomenout. Plynové tepelné čerpadlo totiž přímo ovlivňuje spalínový kondenzátor množstvím a teplotou chladiva, ale i množstvím a teplotou spalín, které vyprodukuje.

V teoretické části této práce jsou popsány základy kombinované výroby tepla a elektrické energie společně s principy chladících okruhů, které tvoří nezbytné pilíře informací k pochopení principu tepelného čerpadla na zemní plyn.

Samotný výpočet a návrh kondenzačního výměníku požadovaného firmou Tedom a.s byl určen k tomu, aby takto navržený spalínový kondenzátor byl vyroben a externě připojen za jejich GHP jednotku Polo 100 a zlepšoval účinnost cyklu. Při prvotní konzultaci této práce jsme stanovili několik konstrukčních měřítek a cílů, kterých jsme chtěli dosáhnout.

V průběhu práce se však ukázalo, že k dosažení kýžených hodnot výstupní teploty spalín (mezi 30 a 40 °C) by předem zvolený typ trubkového kondenzačního výměníku s trubkami uloženými podélně rozměrově nevyhovoval představě zadavatele. Po následné konzultaci firma Tedom a.s. zvolila jiný typ konstrukce, ale vzhledem k časovému deficitu je v této práci zpracováno původní řešení.

## 2 Kogenerace [1]

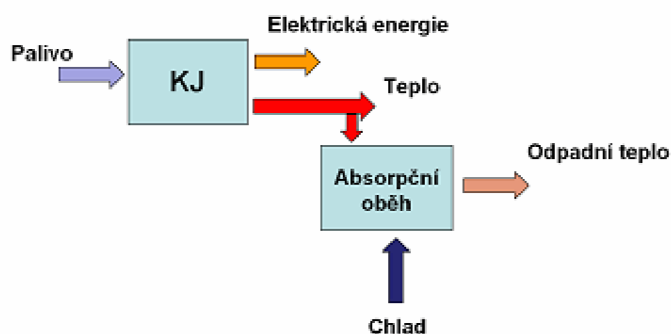
Řešení problematiky kogenerace není náplní této práce, která je orientována směrem k využití skupenského tepla spalín a ke snížení ztráty plynového tepelného čerpadla. Pro nastínění problematiky, která nám bude značnou měrou ovlivňovat výpočet a návrh spalínového kondenzátoru ze strany spalín je však důležité zmínit její základy.

### 2.1 Definice kogenerace [1], [2]

Kogenerace je definována jako společná (integrovaná) postupná nebo současná produkce konečných forem energií přeměněných z primární formy v transformačních řetězcích a připravených k využití u spotřebitele. V praxi jsou nejčastějšími konečnými formami energií elektrická energie a tepelná energie. Kogenerace je často nazývána jako kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie (KVET).

Kogenerační systémy (KS) jsou systémy zajišťující výrobu a dopravu elektrické a tepelné energie v požadovaných parametrech spotřeby. Na straně spotřebitele může být kogenerační systém realizován buď odběrem konečných forem energií z elektrizační a teplofikační soustavy, nebo výrobou pouze jedné formy energie (většinou tepelné).

Pokud je při kogeneraci část vzniklé tepelné energie využita k odnímání tepla jinému médiu, tak se jedná o tzv. trigeneraci. Často se uvádí, že trigenerace je výroba elektrické energie, tepla a chladu, ale s ohledem na termodynamické zákony nelze vyrobit chlad z látky chladnější než má médium proudící z kogeneračního systému. Při trigeneraci se používají absorpční chladicí jednotky.

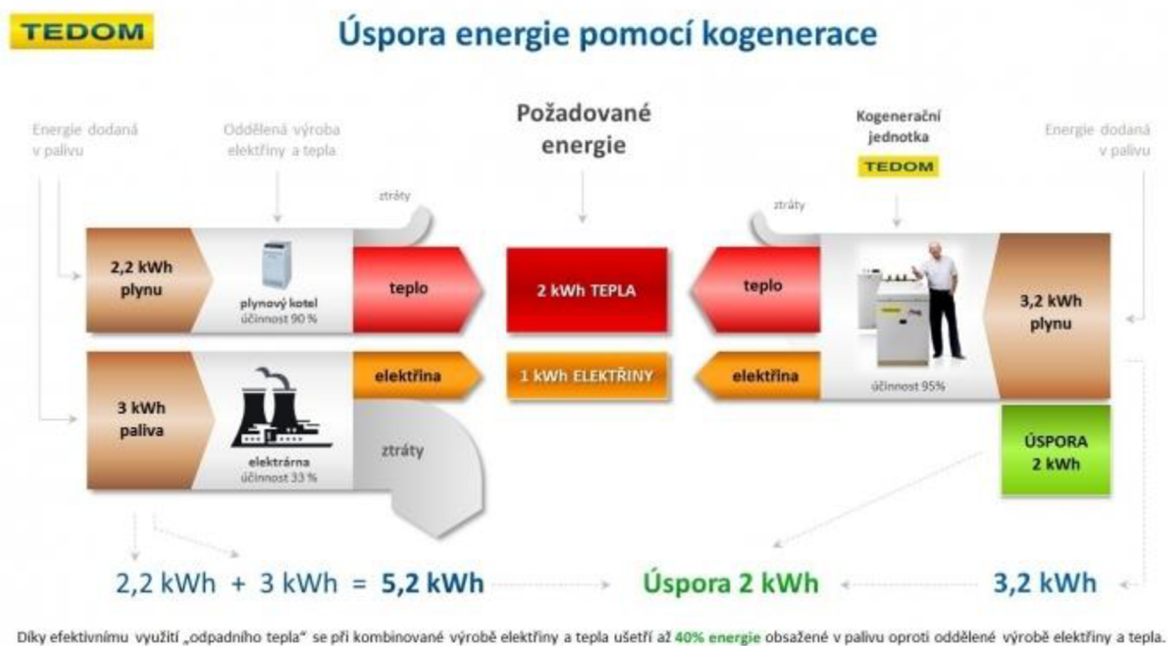


Obr. 2-1 Princip trigenerace [3]

Výrobní, ve kterých probíhá společná transformace primárních energií na elektrickou a tepelnou energii jsou nazývány kogenerační jednotky nebo teplárenské jednotky. V těchto jednotkách může kogenerace probíhat v jednom nebo více procesech. Pro názornost použijí příklad mé práce, kde první proces čítá spalovací motor, který je připojen na generátor a ten svou rotací vyrábí elektrickou energii. V druhém procesu jsou ze spalovacího motoru odváděny teplé spaliny (můžeme využívat i teplo ohřátého chladicího média vystupujícího z bloku motoru) do kondenzátoru, kde předají teplo médiu, které je používáno pro dodávku tepla ke spotřebě.

## 2.2 Výhody, nevýhody a použití kogenerace [1], [4]

Při kogeneraci vzniká elektrická a tepelná energie z jednoho primárního zdroje, který vstupuje do kogeneračního systému. Při optimalizaci tohoto transformačního řetězce může dojít ke zvýšení účinnosti transformace primárních energetických zdrojů. Z toho vyplývá i další výhoda používání kogenerace oproti oddělené výrobě energií, kterou je omezení znečištění životního prostředí a nižší spotřeba neobnovitelných zdrojů energie. Ztráty vzniklé přenosem jsou při kogeneraci mnohonásobně nižší než při přenosu elektrické energie z elektrické sítě, protože kogenerační jednotka může být umístěna blíže k odběru. Kogenerační jednotka je konstruována tak, aby mohla být snadno připojitelná do existujících technologických sítí a to jak v průmyslovém či komerčním sektoru, tak i v bytovém sektoru.



Obr. 2-2 Princip úspory energie při kogeneraci [2]

Mezi nevýhody kogenerace patří poměrně vysoké pořizovací náklady na kogenerační jednotky. Velkým problémem však je návratnost této investice vzhledem k tomu, že přebytek vyrobených energií může kogenerační jednotka dodávat do veřejných sítí pouze na základě smluvního vztahu s distribuční společností. Kogenerační jednotky také produkují hluk, před kterým musíme chránit okolí.

Protože jsou kogenerační jednotky zpravidla flexibilní zdroje energie, jsou používány ve všech oborech lidské činnosti. Kogenerační jednotky nacházejí uplatnění např. v nemocnicích, školách, administrativních budovách, hotelech, průmyslových podnicích a čistírnách odpadních vod.



## 2.3 Kogenerační systémy a technologie [1], [3]

Termín kogenerační systém zahrnuje kogenerační jednotku i s dopravou a spotřebou produkováných forem energií. Nejčastější rozdělování kogeneračních systémů je podle pořadí, ve kterém využívají vzniklé formy energie, a to na horní a dolní kogenerační systémy.

V horních kogeneračních systémech dochází nejprve k výrobě tepelné energie, která bývá využívána pro technologické procesy a poté je zpět zaváděna do následujícího energetického zařízení (nejčastěji tepelného motoru), kde se získává technická práce, která se následně transformuje pomocí generátoru na energii elektrickou.

U dolních kogeneračních systémů se v první řadě vyrábí elektrická energie a užitečná tepelná energie se získává následně z odváděného tepla. Dolní kogenerační systémy jsou v praxi mnohem častěji užívány.

K nejefektivnější produkci elektrické energie v tepelných motorech je zapotřebí co nejvyšších teplot, které se v horních kogeneračních systémech nevyskytují.

Existuje několik způsobů jak přeměnit energii obsaženou v palivu na tepelnou a elektrickou energii. Tyto procesy se nazývají kogenerační technologie a je možné je rozdělovat z několika hledisek.

1) Podle fyzikálního hlediska přeměny

- přímý způsob transformace (přeměna energie v palivu na elektrickou v jednom kroku)
- nepřímý způsob transformace (více energetických transformací)

2) Podle primárního paliva

- kogenerační technologie pracující s obnovitelnými zdroji
- kogenerační technologie pracující s neobnovitelnými zdroji

3) Podle maximálního dosaženého výkonu

- mikro-kogenerace – kogenerace do výkonu 50 kWe
- mini-kogenerace – kogenerace do výkonu 500 kWe
- kogenerace malého výkonu do 1 MWe
- kogenerace středního výkonu do 50 MWe
- kogenerace velkého výkonu nad 50 MWe

## 2.4 Kogenerační jednotky [1]

Kogenerační jednotka je zařízení pro transformaci energie obsažené v palivu na elektrickou a tepelnou energii. Složení kogenerační jednotky čítá zařízení pro úpravu paliva, primární jednotku, zařízení pro výrobu a úpravu elektrické energie a zařízení pro rekuperaci tepelné energie.



Obr. 2-3 Kogenerační jednotky TEDOM [2]

Zařízení pro úpravu paliva upravuje parametry primárního zdroje energie. Upravuje se především zvýšení energie v objemové nebo hmotnostní jednotce, úprava prvkového složení paliva a úprava podmínek pro použití paliva. Zvyšování energie obsažené v objemové či hmotnostní jednotce paliva je řešeno již dodavatelem paliva a je tedy možné nakupovat už upravené palivo přímo na trhu. Úprava prvkového složení paliva se týká především snižování nežádoucích příměsí v palivu (voda, CO<sub>2</sub>, síra, pevné částice). Úprava podmínek použití paliva znamená dodatečnou změnu stavových veličin paliva (tlaku a teploty paliva).

Primární jednotka kogenerační jednotky je hlavním elementem ovlivňujícím její použití. V primární jednotce dochází k uvolnění energie obsažené v palivu na ušlechtilější formu energie (elektrickou či mechanickou). Zbytkové či uvolněné teplo při transformaci lze dále zpracovávat. Dle vhodnosti vůči energetickým požadavkům spotřebitele volíme buďto tepelný motor, nebo palivový článek. Podrobněji si problematiku primárních jednotek kogeneračních systémů rozebereme v další části práce.

V případě použití nepřímého kogeneračního systému (tzn. použití tepelného motoru) je k výrobě elektrické energie nezbytné použít generátor, který přeměňuje mechanickou energii primární jednotky na elektrickou. Mohou být použity generátory stejnosměrné či střídavé. Nevýhodou v případě použití stejnosměrného generátoru je to, že kogenerační jednotka nemůže spolupracovat s distribuční sítí elektrické energie. Dále může být kogenerační jednotka osazena synchronním či asynchronním generátorem. Menší kogenerační jednotky jsou osazeny levnějšími asynchronními, který nemá budicí zařízení a je lehce připojitelný k elektrizační síti.

Kogenerační jednotka je osazena výměníky, které zajišťují zisk tepelné energie nejčastěji rekuperací tepla ze spalin či ohřátého chladiva vystupujícího z primární jednotky. Nejčastějšími teplonosnými médii jsou voda, pára a vzduch.

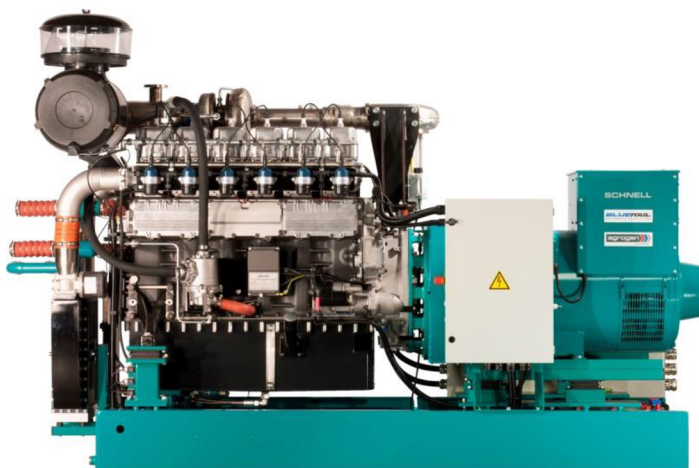
## 2.5 Primární jednotky kogeneračního systému [1], [10]

Primární jednotky kogeneračního systému pracují nejčastěji na bázi nepřímé transformace, kdy se energie v palivu mění nejdříve na mechanickou práci v tepelném motoru a pak až přes otáčky generátoru na elektrickou energii. Tento přenos je spojen se ztrátami, které ovlivňují účinnost celého kogeneračního cyklu.

Palivový článek je jediná vyjímečně používaná primární jednotka kogeneračního systému, která využívá přímou transformaci energie v palivu na výrobu elektrické energie. Zisk elektrické energie probíhá z obráceného procesu elektrolýzy, kdy v palivovém článku dochází k reakci mezi vodíkem a kyslíkem za vzniku vody a elektrického náboje. Výhodou přímé transformace je, že odpadají veškeré ztráty způsobené mechanickým třením v primární jednotce, převodovce a v elektrickém generátoru. Nevýhodou je cena palivového článku, jeho citlivost na přítomnost síry a s tím spojená klesající životnost.

Tepelné motory lze rozdělovat dle umístění spalovacího prostoru na motory v vnějším spalování (parní turbína, plynová turbína, Stirlingův motor) a motory s vnitřním spalováním (spalovací motory). Dle principu činnosti dělíme tepelné motory na motory objemové (pístové) a motory rychlostní (lopatkové).

Jako příklad tepelného motoru s vnějším spalováním, který se používá v kogeneračních systémech, si uvedeme parní turbínu. Parní turbíny lze dle funkce dělit na kondenzační a protitlaké. Použitím kondenzační turbíny upřednostňujeme výrobu elektrické energie, kdy se co nejvíce energie páry přemění na mechanickou práci turbíny a výstupem z turbíny je mokrá pára, která je pro výrobu tepelné energie nevhodná. Teplo z kondenzační parní turbíny je získáváno pomocí regulovaných odběrů páry v průběhu expanze páry v turbíně. Protitlaké parní turbíny používají pro výrobu tepla veškeré množství páry na výstupu. Z protitlaké turbíny vystupuje přehřátá pára. V případě, že jsou kladeny větší nároky na vyráběné teplo je nutné zavést i zde regulovaný odběr. Výhodami použití parní turbíny v kogeneračním systému je v první řadě její spolehlivost. Při stejném výkonu dosahuje menších rozměrů a servisní intervaly jsou delší než při použití spalovacího motoru. Mezi nevýhody patří vyšší pořizovací cena zařízení o nižších výkonech a dlouhá doba potřebná k uvedení do provozu po odstávce.



Obr. 2-4 Spalovací motor v kogenerační jednotce [5]

Jako příklad spalovacího motoru s vnitřním spalováním si uvedeme pístový spalovací motor. Pístové spalovací motory se dělí dle zapalování paliva na vznětové či zážehové. Palivo může být jak kapalné, tak plynné. Pro účely kombinované výroby elektrické a tepelné energie z plyných paliv se vznětové motory osazují předělanými hlavami válců se svíčkami pro zapálení směsi. V případě této práce se právě potýkáme se spalováním zemního plynu v původně vznětovém čtyřválcovém motoru Kubota V3800 o výkonu 45 kW. Teplo se získává z tepla výfukových spalin, z chladiva bloku motoru, z mazacího oleje motoru či z chlazení kompresoru stlačeného vzduchu. Mezi výhody spalovacího motoru patří jeho vysoká účinnost ve velkém výkonovém rozmezí, rychlý startovací čas a pro malé jednotky nižší investiční náklady. Nevýhody jsou nízkofrekvenční hluk, vysoké náklady na údržbu a nutnost chlazení i v případě, kdy se teplo nespotřebovává.

## 2.6 Paliva pro kogenerační jednotky [1], [6]

Paliva se dělí dle druhu na fosilní, obnovitelná a alternativní. Dle skupenství můžeme paliva rozdělovat na pevná, kapalná a plynná. V této práci se zabýváme kondenzací spalin zemního plynu.

Zemní plyn charakterizuje jeho vysoká výhřevnost na kilogram váhy. Při spalování zemního plynu nevznikají téměř žádné oxidy síry, které by společně s vodou vytvářely agresivní kyseliny. Před spotřebou není nutno zemní plyn výrazněji upravovat. Zemní plyn se snadno skladuje a s minimálními ztrátami transportuje.

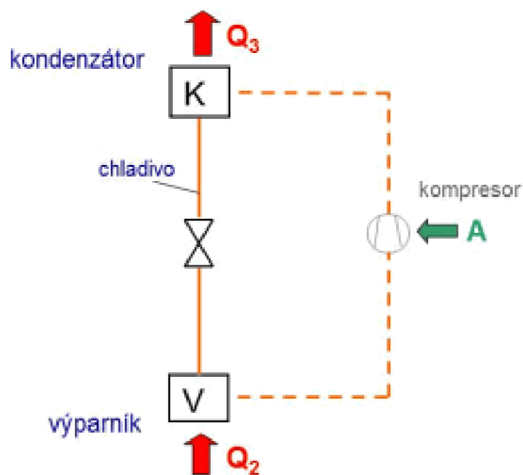
Při spalování zemního plynu (metanu  $\text{CH}_4$ ) vzniká určité množství vodní páry, které spolu s oxidem uhličitým tvoří spaliny hoření. Spaliny s sebou nesou část tzv. skryté tepelné energie, tj. skupenské teplo vodní páry. Pokud tyto spaliny ochladíme pod teplotu rosného bodu, dojde ke změně skupenství a vodní pára se přemění na kapalinu za uvolnění skupenského tepla vodní páry.

### 3 Produkce chladu [7], [8]

V případě plynového tepelného čerpadla se nejedná pouze o kogeneraci, tedy výrobu tepla a elektrické energie, nýbrž i o produkci chladu. V této kapitole budou zmíněny principy a výhody jednotlivých způsobů výroby chladu, které v další kapitole poslouží k úplnému rozboru plynového tepelného čerpadla.

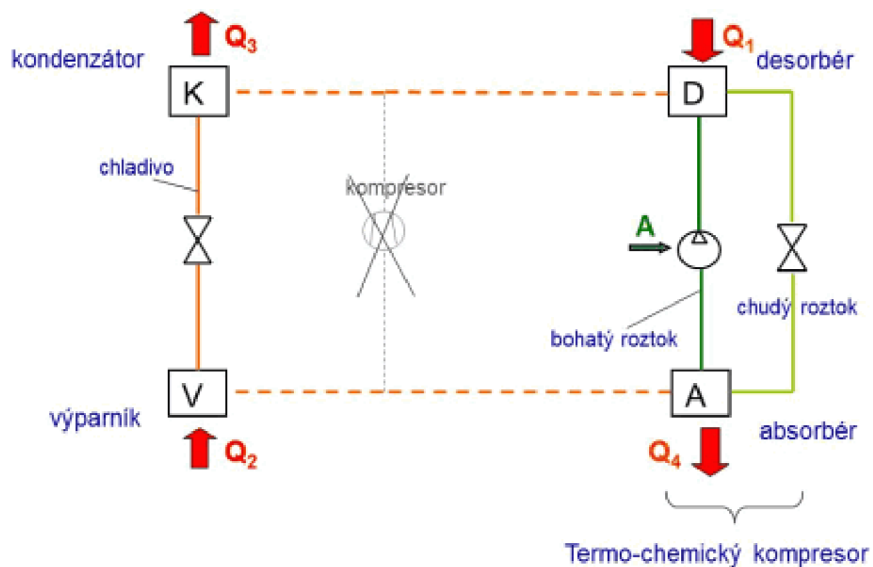
Výrobu chladu lze uskutečnit mnoha různými způsoby. V praxi se používají ty, které vyžadují malé množství hnací energie a jsou snadno realizovatelné. Nejčastěji se využívá kondenzace a varu chladiva v termodynamických obězích, kde se cyklicky mění jeho teplota a tlak, což způsobuje změnu skupenství.

Obecný princip chladících oběhů lze popsat tak, že ve výparníku je varem chladiva při sníženém tlaku odnímáno teplo ochlazovanému médiu. Snížený tlak ve výparníku zaručuje nízkou teplotu varu. Odevzdávání tepla z chladiva se děje při kondenzaci, kdy je zvýšen tlak chladiva. Vyšší tlak v tomto případě zajišťuje požadovanou teplotu kondenzace. Obecně se při popisu chladících oběhů uvažuje chladivo v plynné fázi, kterému se v prvním kroku zvýší tlak, dále proudí do kondenzátoru a odevzdá teplo a v kapalné fázi prochází expanzním ventilem, kde sníží svůj tlak. Do výparníku vstupuje již jako kapalina o nízkém tlaku a následně odebere teplo z okolí, aby se chladivo vrátilo do plynného skupenství. Nejpoužívanější chladicí okruhy jsou kompresorový a absorpční. Oba okruhy mají stejný princip, ale rozdíl je v tom, jakým způsobem se zvýší tlak chladiva v plynné fázi před vstupem do kondenzátoru.



Obr. 3-1 Kompresorový chladicí oběh [8]

Kompresorový chladicí okruh je v praxi nejpoužívanější chladicí okruh. Ke zvýšení tlaku chladiva je použita práce kompresoru. S tím se pojí nutnost použití elektrické energie pro pohon kompresoru a servisní náročnost celého oběhu se odvíjí od životnosti kompresoru. Výhodou je to, že kompresor zpravidla nezabírá velký prostor a je levný, tudíž celý oběh není finančně ani prostorově náročný a obejde se bez externího zdroje tepla.



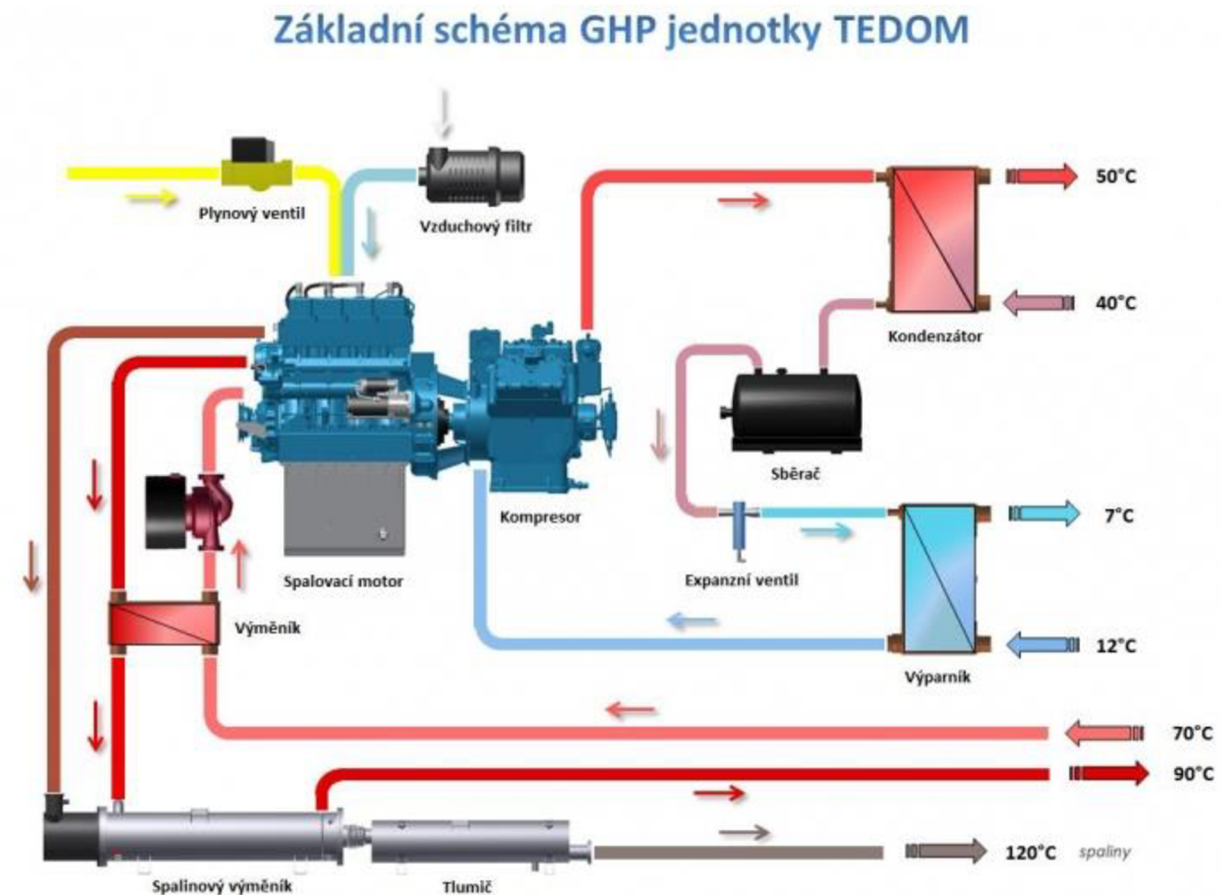
Obr. 3-2 absorpční chladicí oběh [8]

Absorpční chladicí okruh využívá schopnost kapalin (absorbentů) pohlcovat plynné látky. Složení absorbentu závisí na složení chladiva. V absorpčním chladicím okruhu je chladivo opouštějící výparník v plynné fázi pohlceno kapalným absorbentem za současného uvolnění tepla. Absorbent je čerpadlem přečerpán do oblasti s vyšším pracovním tlakem a následně v desorbéru ohřán, zde se z něj vyloučí plynné chladivo a to proudí do kondenzátoru zatímco absorbent je svou vlastní větví veden zpět do oblasti nižšího tlaku. Výhoda absorpčního chladicího okruhu tkví v použití levnější tepelné energie pro desorpci chladiva z absorbentu a v použití zhruba jen 20 % elektrické energie na pohon čerpadla oproti spotřebě kompresoru. Nevýhodou absorpčního chladicího okruhu je jeho velká investiční náročnost, velké rozměry, hmotnost a množství pracovních náplní v celém zařízení.

Tepelná čerpadla jsou definována jako stroje, které čerpají teplo častěji z místa chladnějšího na místo teplejší. Tepelné čerpadlo může využívat kompresorový i absorpční chladicí okruh.

## 4 GHP jednotka [9], [10], [11]

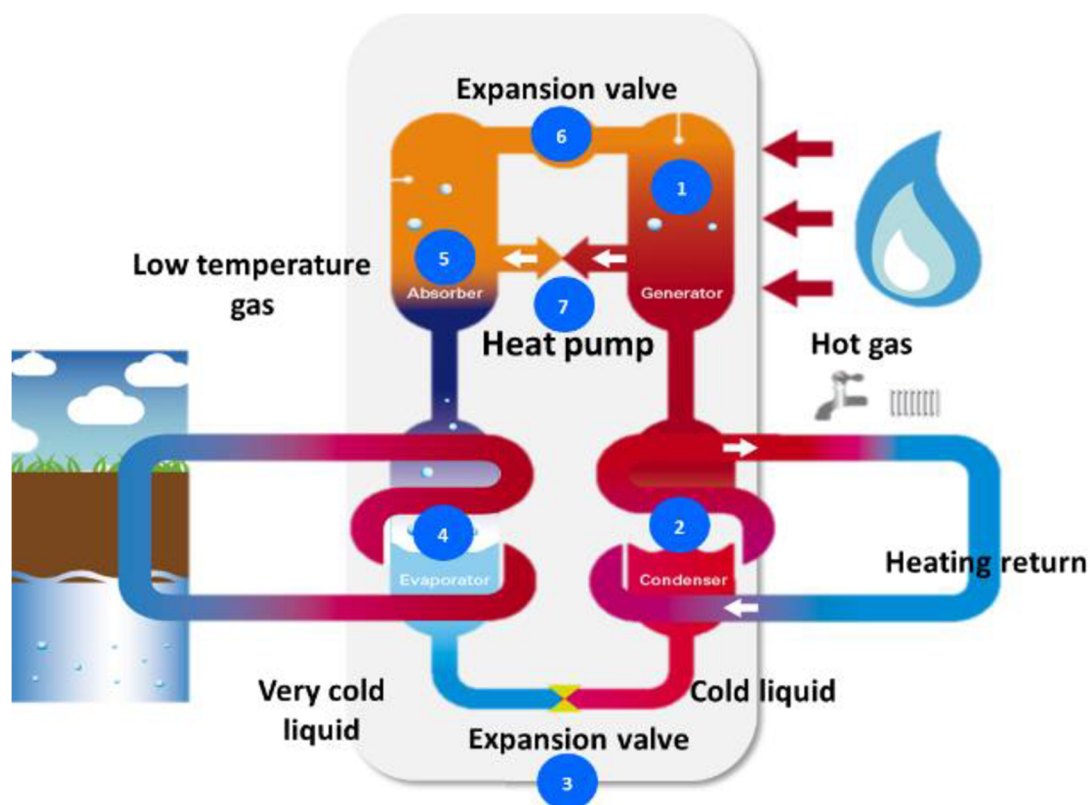
GHP je zkratka z anglického Gas-Engine Heat Pump, což lze do češtiny přeložit jako tepelné čerpadlo poháněné plynovým motorem. Je to tedy stroj, který za pomoci spalování zemního plynu distribuuje teplo a chlad. Zde tedy budou propojeny obsahy předchozích dvou kapitol.



Obr. 4-1 Schéma GHP jednotky [12]

V praxi se nejčastěji setkáme s GHP jednotkou, která čítá pístový spalovací motor s generátorem propojený s kompresorovým chladícím okruhem, kde je kompresor poháněn spalovacím motorem. Chladivo pro spotřebitele se ochlazuje ve výparníku a ohřívá v kondenzátoru. Další množství tepla pro spotřebitele se získává z ohřátého chladiva vystupujícího z bloku motoru a z výměníku ochlazujícího spaliny z motoru. V tomto případě je na hřídel motoru připojen generátor, který vyrábí elektrickou energii. Jedná se tedy o trigeneraci.

Existuje ještě zařízení fungující na podobném principu a označuje se jako GAHP, což přeloženo z angličtiny znamená absorpční tepelné čerpadlo na plyn. Princip je takový, že se v hořáku spaluje plyn a jeho teplo se dodává do desorbéru v absorpčním okruhu, kde slouží k vyloučení chladiva z absorbentu. V tomto případě se jedná pouze o výrobu tepla a chladu a elektrická energie je spotřebována čerpadlem.



Obr. 4-2 GAHP cyklus [13]

Tato práce je zaměřena na zvyšování účinnosti GHP jednotky TEDOM Polo 100, kde jsem od zadavatele (tj. firmy TEDOM a.s.) dostal v technické specifikaci prototypu několik stěžejních dat pro následný výpočet a návrh. Maximální výkon motoru jednotky je 45 kW, při účinnosti 37 % je jeho spotřeba zemního plynu přibližně 14 Nm<sup>3</sup>/hod, což poslouží ve výpočtu k určení množství spalin. Přetlak spalin do atmosféry byl měřením stanoven na 150 mm vodního sloupce. Dále ve výparníkové větvi je maximální průtok chladiva 7,08 kg/s a po konzultaci se zadavatelem jsme stanovili teplotu chladiva (tzn. vody i 35% koncentrát etylen-glykolu ve vodě) na 7°C. V kondenzátorové větvi je maximální hmotnostní průtok chladiva 3,57 kg/s a teplotu chladiva jsme stanovili na 50°C. K ochlazení spalin použijeme vždy již chladivo, které se od spotřebiče vrací zpět do GHP jednotky. Navíc lze předpokládat, že při výpočtu na maximální průtok chladiva dojde k minimálnímu ohřátí chladiva. Důsledkem toho je, že chladivu, které své teplo odevzdalo spotřebiči (tj. chladivo z kondenzátorové větve), dodáme teplo, které teoreticky nemusíme dodávat v GHP jednotce, ale při použití chladnějšího chladiva (tzn. z výparníkové větve) působí ohřívání vracejícího chladiva průchodem spalinového kondenzátoru negativně.



## 5 Spalinový kondenzátor [6]

Spalinový kondenzátor je zařízení sloužící k ochlazení spalin zemního plynu na teplotu pod teplotou rosného bodu spalin. Při kondenzaci spalin dochází k přechodu vodní páry obsažené ve spalinách na vodu a k uvolnění skupenského tepla. Obecně je kapalina vznikající kondenzací označovaná jakožto kondenzát, protože nemusí obsahovat pouze vodu. Při kondenzaci spalin je důležitý obsah oxidů síry. Oxidy síry zvyšují teplotu rosného bodu a zároveň při kondenzaci tvoří agresivní kyseliny.

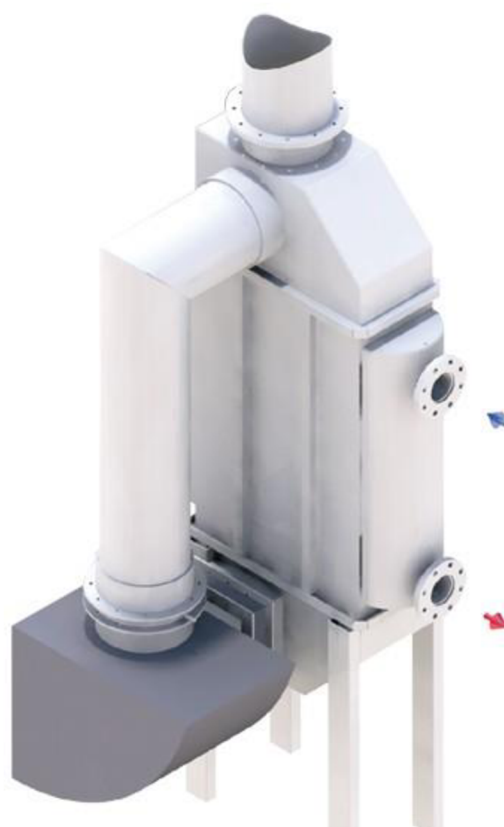
### 5.1 Typy spalinových kondenzátorů [6],[14], [15], [16], [17]

Spalinový kondenzátor se technicky od klasického spalinového výměníku liší v tom, že musí obsahovat systém pro separaci kondenzátu ze spalin. To znamená, že musí zaručit průběžný odvod kondenzátu ze spalinového kondenzátoru tak, aby nedošlo k jeho tzv. zatopení.

Stejně jako výměníky můžeme rozdělit i spalinové kondenzátory na rekuperační a regenerační. V současné době je většina kondenzátorů vyráběna jakožto rekuperační. Ve Švýcarsku sídlí firma Safe Energy, která kondenzaci spalin provádí sprchováním proudu spalin chladicí vodou. Výhodou této technologie je, že nejsou potřeba vnitřní vestavby (tzn. trubky, žebra, přepážky,...) pro ochlazování spalin, což znamená menší tlakovou ztrátu spalin a vyšší součinitel prostupu tepla, protože voda má větší součinitel tepelné vodivosti než nerez či měď. Nevýhodou je složitý rozvod vody pro rozprašování, zanášení celého rozprašovacího zařízení a případné ucpání. Hlavní nevýhodou je složitá separace kondenzátu z chladicí vody či nutnost čistit velké množství vody, aby se zabránilo roznášení agresivních látek, které mohly během kondenzace vzniknout.

Konstrukčně se spalinové kondenzátory vyrábějí nejčastěji jakožto trubkové ať již s přímými trubkami, žebrovanými trubkami nebo spirálovitě vinutými trubkami.

V této práci bylo po prvotní debatě se zadavatelem určeno, že se bude jednat o trubkový spalinový kondenzátor z nerezové oceli. Díky jejich dlouhodobé zkušenosti s výměníky s přímými trubkami bylo počítáno s touto variantou. Rozměrově měl spalinový kondenzátor mít vnější průměr do 25 cm a délku okolo 1 metru. Výstupní teplota spalin po



Obr. 5-1 Kondenzační výměník [16]

kondenzaci měla být 30 – 40 °C. Byl kladen důraz na odvod kondenzátu a zabránění úniku spalin kanálem vystupujícího kondenzátu. V ostatních parametrech jsem dostal volnou ruku, ale na doporučení Ing. Jančoka jsem použil v návrhu trubky s nejmenším průměrem, který používají, a to s vnějším průměrem 10 mm a tloušťkou stěny 1,5 mm.

## **5.2 Použití spalinových kondenzátorů [6]**

Spalinové kondenzátory mohou mít široké využití všude, kde se vyskytují spaliny zemního plynu. Výhodou použití spalinového kondenzátoru je vyšší účinnost tepelného stroje vzhledem ke snížení komínové ztráty. Teplo odebrané spalinám při kondenzaci je ovšem nutné efektivně využít, aby došlo ke zvýšení účinnosti. Chladivo z kondenzátoru může mít teplotu maximálně kolem 55 °C je proto obtížné jej efektivně využít v průmyslu.

Samotný kondenzát mívá teplotu podobnou, ale v praxi se nevyužívá v žádné další technologii. Důvodem je možný obsah agresivních kyselin a také malé objemové a hmotnostní množství kondenzátu.

## 6 Výpočet spalínového kondenzátoru

Po teoretické části této diplomové práce následují samotné výpočty spalínového kondenzátoru řešeného pro GHP cyklus firmy TEDOM a.s. Původně měla být tato práce použita pro výrobu spalínového kondenzátoru sloužícího ke zvýšení účinnosti jejich prototypového GHP cyklu, ale na následujících stránkách zjistíte, jak celý tento proces probíhal a jaké využití bylo navrženo.

Na začátku bylo zadavatelem specifikováno několik parametrů navrhovaného spalínového kondenzátoru. Zadavatelem práce byla určena spotřeba zemního plynu  $14 \text{ Nm}^3/\text{hod}$ , teplota vstupujících spalín  $120^\circ\text{C}$ , informativní objemový tok vystupujících spalín  $150$  až  $160 \text{ Nm}^3/\text{hod}$ , výstupní teplota spalín po kondenzaci  $30$  až  $40^\circ\text{C}$ , maximální přípustná tlaková ztráta spalín v kondenzátoru  $1000 \text{ Pa}$  a jako chladivo měla být použita voda či směs voda-glykol (obsahující  $35\%$  ethylenglykolu). Výsledky výpočtů měly ukázat zda může být tento spalínový kondenzátor použit univerzálně, tzn. chlazen chladnějším chladivem z výparníku, ale i teplejším z kondenzátoru. V obou těchto případech se jedná o chladivo vracející se od spotřebitele.

Předchozí hodnoty slouží jako podklad k ryze teoretickým výpočtům výkonů, teplot a hmotnostních či objemových toků látek. Dále bylo také nezbytné si předem určit jak by měl spalínový kondenzátor vypadat, co do rozměrů a typu. Jelikož má firma TEDOM a.s. zkušenosti s trubkovými výměníky, bylo nutné dodržet jejich zvyklosti. Rozměrově bylo doporučeno, aby se spalínový kondenzátor pohyboval okolo průměru  $25 \text{ cm}$  a délky jednoho metru.

Před samotnými výpočty bych chtěl ještě jednou poděkovat za rychlou pomoc s dojasněním podkladů k výpočtu panu Ing. Jiřímu Hejčíkovi, díky kterému jsem drtivou většinu výpočtů stihl spočítat v původním termínu šesti týdnů na konci zápočtového a začátku zkouškového období zimního semestru.

### 6.1 Výpočet složení a objemu spalín [10],[18], [19]

Při bližším prozkoumání výše uvedeného zadání zjistíte, že nebylo zadáno přesné složení spalín, ale pouze jejich přibližný objemový tok a teplota. Nešlo tedy začít s výpočty u výfuku spalín z motoru, nýbrž bylo zapotřebí si zjistit či určit složení zemního plynu a pomocí jeho zadané spotřeby a stechiometrických rovnic vypočítat objem a složení spalín zemního plynu. Po následné konzultaci se zadavatelem práce bylo schváleno složení zemního plynu uvedené níže.

$\omega_{CH_4}$	98,39 %
$\omega_{C_2H_6}$	0,44 %
$\omega_{C_3H_8}$	0,16 %
$\omega_{C_4H_{10}}$	0,07 %
$\omega_{C_5H_{12}}$	0,03 %
$\omega_{N_2}$	0,84 %
$\omega_{CO_2}$	0,07 %
$\omega_{O_2}$	0 %
$\omega_{H_2}$	0 %

Tab. 1 Tabulka složení zemního plynu

Za pomoci zjednodušených stechiometrických výpočtů určíme minimální množství kyslíku pro spalení 1 Nm<sup>3</sup> zemního plynu.

$$\dot{V}_{O_2_{min}} = 0,5 \cdot \frac{\omega_{CO} + \omega_{H_2}}{100} + 1,5 \cdot \frac{\omega_{H_2S}}{100} + \sum \left(x + \frac{y}{4}\right) \cdot \frac{\omega_{C_xH_y}}{100} - \frac{\omega_{O_2}}{100} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{O_2_{min}} &= 0,5 \cdot \frac{0 + 0}{100} + 1,5 \cdot \frac{0}{100} + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot \frac{98,39}{100} + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot \frac{0,44}{100} + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot \frac{0,16}{100} + \\ &+ \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot \frac{0,07}{100} + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot \frac{0,03}{100} - \frac{0}{100} \end{aligned}$$

$$\dot{V}_{O_2_{min}} = 1,99815 \frac{Nm^3 O_2}{Nm^3 ZP}$$

Při použití znalosti, že ve vzduchu je přibližně 21 % kyslíku, dostaneme minimální množství suchého vzduchu pro spalení 1 Nm<sup>3</sup> zemního plynu.

$$\dot{V}_{VZD^S_{min}} = \dot{V}_{O_2_{min}} \cdot \frac{21}{100} \quad (2)$$

$$\dot{V}_{VZD^S_{min}} = 1,99815 \cdot \frac{21}{100} = 9,515 \frac{Nm^3 VZD^S}{Nm^3 ZP}$$

Vynásobením minimálního množství suchého vzduchu součinitelem f dostaneme minimální množství vlhkého vzduchu. Součinitel f položíme roven 1,024.

$$\dot{V}_{VZD^V_{min}} = \dot{V}_{VZD^S_{min}} \cdot f \quad (3)$$

$$\dot{V}_{VZD^V_{min}} = 9,515 \cdot 1,024 = 9,743 \frac{Nm^3 VZD^V}{Nm^3 ZP}$$

Nyní, když známe minimální množství, určíme skutečné množství. Vzhledem k tomu, že motory v jednotkách TEDOM a.s. spalují prakticky stechiometricky, tak si součinitel přebytku vzduchu položíme roven jedné.

$$\dot{V}_{O_2} = \dot{V}_{O_2min} = 1,99815 \frac{Nm^3 O_2}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{VZD^S} = \dot{V}_{VZD^Smin} = 9,515 \frac{Nm^3 VZD^S}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{VZD^V} = \dot{V}_{VZD^Vmin} = 9,743 \frac{Nm^3 VZD^V}{Nm^3 ZP}$$

Následujícím krokem je výpočet objemů jednotlivých složek vzniklých spálením směsi zemního plynu s vypočítaným množstvím vzduchu.

$$\dot{V}_{CO_2} = 0,01 \cdot (\omega_{CO} + \omega_{CO_2} + \sum x \cdot \omega_{C_xH_y} + 0,03 \cdot \dot{V}_{VZD^S}) \quad (4)$$

$$\dot{V}_{CO_2} = 0,01 \cdot (0 + 0,07 + 98,39 + 2 \cdot 0,44 + 3 \cdot 0,16 + 4 \cdot 0,07 + 5 \cdot 0,03 + 0,03 \cdot 9,515)$$

$$\dot{V}_{CO_2} = 1,005 \frac{Nm^3 CO_2}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{CO_2} = 1,005 \cdot 14 = 14,075 \frac{Nm^3}{hod}$$

$$\dot{V}_{SO_2} = 0 \frac{Nm^3 SO_2}{Nm^3 ZP} = 0 \frac{Nm^3}{hod}$$

$$\dot{V}_{N_2} = 0,01 \cdot (\omega_{N_2} + 78,05 \cdot \dot{V}_{VZD^S}) \quad (5)$$

$$\dot{V}_{N_2} = 0,01 \cdot (0,84 + 78,05 \cdot 9,515) = 7,435 \frac{Nm^3 N_2}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{N_2} = 7,435 \cdot 14 = 104,088 \frac{Nm^3 N_2}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{Ar} = 0,0092 \cdot \dot{V}_{VZD^S} \quad (6)$$

$$\dot{V}_{Ar} = 0,0092 \cdot 9,515 = 0,00034 \frac{Nm^3 Ar}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{Ar} = 0,00034 \cdot 14 = 1,226 \frac{Nm^3}{hod}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,01 \cdot (\omega_{H_2S} + \omega_{H_2} + \sum \frac{y}{2} \cdot \omega_{C_xH_y}) + (1 - f) \cdot \dot{V}_{VZD^S} \quad (7)$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,01 \cdot \left( 0 + 0 + \frac{4}{2} \cdot 98,39 + \frac{6}{2} \cdot 0,44 + \frac{8}{2} \cdot 0,16 + \frac{10}{2} \cdot 0,07 + \frac{12}{2} \cdot 0,03 \right) +$$

$$+(1 - 1,024) \cdot 9,515$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 2,221 \frac{Nm^3 H_2O}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 2,221 \cdot 14 = 31,095 \frac{Nm^3}{hod}$$

Z objemového toku složek spalin si určíme celkové množství suchých a mokrých spalin vstupujících do spalinového kondenzátoru

$$\dot{V}_{SPALS} = \dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{SO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar} \quad (8)$$

$$\dot{V}_{SPALS} = 1,005 + 0 + 7,435 + 0,00034 = 8,528 \frac{Nm^3 SPAL}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{SPALS} = 8,528 \cdot 14 = 119,4 \frac{Nm^3}{hod}$$

$$\dot{V}_{SPALV} = \dot{V}_{SPALS} + \dot{V}_{H_2O} \quad (9)$$

$$\dot{V}_{SPALV} = 8,528 + 2,221 = 10,749 \frac{Nm^3 SPAL}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{SPALV} = 10,749 \cdot 14 = 150,483 \frac{Nm^3}{hod}$$

Výsledná hodnota objemového toku spalin vyšla v toleranci. Dalo by se tedy konstatovat, že se ocitáme na hraně tolerance. To lze zdůvodnit tím, že použité stechiometrické výpočty jsou zjednodušené a složení zemního plynu je čistě teoretické, ale odchylka vypočítané hodnoty od maximální reálné hodnoty je menší než deset procent. Při uvážení, že vztahy uvedené v další části pro výpočet přestupu tepla mají nepřesnost 20 %, můžeme vypočtené objemové toky spalin a jejich složek považovat za relevantní.

## 6.2 Výpočet kondenzace a rosného bodu [10], [18], [20]

Nyní tedy známe objemový tok spalin vstupujících do spalinového kondenzátoru, maximální hmotnostní toky chladiv proudících použijeme z dokumentace k jednotce GHP TEDOM Polo 100, teploty chladicích médií si stanovíme, vstupní teplotu spalin máme zadanou. To zásadní, k čemu všechny následující vztahy v této podkapitole směřují, je výkon, který se odebere spalinám a dodá chladicímu médiu.

Skutečnost v případě spalinového kondenzátoru je ovšem poněkud komplikovanější, protože spaliny se zde nechovají jako v klasickém výměníku, kde výkon odpovídá ryze rozdílu entalpie ve formě součinu tepelné kapacity, teploty a hmotnostního toku vstupujícího a vystupujícího média. Do celkové bilance se totiž započítává také skupenské teplo vodní páry obsažené ve spalinách, které je nutné chladivem odvést. Zároveň je nezbytné poznamenat, že se vlhké spaliny chovají podobně jako vlhký vzduch, tudíž je nutné zohlednit existenci rosného bodu spalin, kdy začíná vodní pára obsažená ve spalinách kondenzovat.

Obecně se považuje za teplotu rosného bodu spalin zemního plynu teplota 58 °C. Dále se můžete dozvědět, že hodnota rosného bodu však není fixní. Rosný bod spalin je závislý jednak na součiniteli přebytku vzduchu, ale také na parciálním tlaku vodní páry ve spalinách, tzn. na podílu vodní páry v celkovém objemu spalin. V praxi se rosný bod spalin měří.

$$\omega = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{SPALV}} \quad (10)$$

$$p_p = \omega \cdot p_{spal} \quad (11)$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (12)$$

Při použití výše zmíněných tří vztahů pro výpočet objemového zlomku, parciálního tlaku a hmotnostního toku pro všechny čtyři zásadní složky obsažených ve spalinách získáme hodnoty pro tabulku níže.

	<b>CO2</b>	<b>N2</b>	<b>Ar</b>	<b>H2O</b>
Objemový zlomek $\omega$ [Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> spal]	0,0935	0,6917	0,0081	0,2066
Tlak spalin $p_{spal}$ [Pa]	102792			
Parciální tlaky $p_p$ [Pa]	9614,3	71100,2	837,1	21240,2
Hustota složek $\rho$ [kg/Nm <sup>3</sup> ]	1,976	1,25	1,783	0,804
Objemový tok složek spalin $\dot{V}$ [Nm <sup>3</sup> /s]	0,00391	0,02891	0,00034	0,00864
Hmotnostní tok složek spalin $\dot{m}$ [kg/s]	0,00773	0,036142	0,00061	0,00694

Tab. 2 Parciální tlaky a hmotnostní toky složek spalin

	CO2	N2	Ar	H2O
Hmotnostní tok složek spalin $\dot{m}$ [kg/s]	0,00773	0,036142	0,00061	0,00694
Hmotnostní tok vlh. spalin $\dot{m}_{spal}^V$ [kg/s]	0,051			
Hm. zlomek vlh spal $w^V$ [kg/kgspal]	0,15025	0,70289	0,0118	0,13506
Hm.tok such. spalin $\dot{m}_{spal}^S$ [kg/s]	0,044			
Hm. zlomek such spal $w^S$ [kg/kgspal]	0,17371	0,81264	0,01365	

Tab. 3 Hmotnostní toky a hmotnostní zlomky složek spalin

Z předchozích výpočtů v této podkapitole již známe dva údaje týkající se vstupujících spalin do kondenzátoru, které jsou nezbytné pro další postup ve výpočtu a konstrukci. Prvním údajem je měrná vlhkost vody ve spalinách, která odpovídá hmotnostnímu zlomku vody ve vlhkých spalinách, tj. 0,0118 kg/kg spalin. Druhým údajem je parciální tlak vodní páry ve spalinách, tj. 71100,2 Pa. Toto platí při teplotě 120 °C. Údaj o teplotě je důležitý kvůli tomu, že sama teplota je dosazena do polynomu, který slouží pro výpočet tlaku nasycených par.

$$\begin{aligned}
p_p'' = \exp & \left( \frac{-0,58002206 \cdot 10^4}{(t_{spal_{in}} + 273,15)} + 1,3915 - 0,0486 \cdot (t_{spal_{in}} + 273,15) + \right. \\
& + 0,4176 \cdot 10^{-4} \cdot (t_{spal_{in}} + 273,15)^2 - 0,1445 \cdot 10^{-7} \cdot (t_{spal_{in}} + 273,15)^3 + \\
& \left. + 6,546 \cdot \ln(t_{spal_{in}} + 273,15) \right) \quad (13)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
p_p'' = \exp & \left( \frac{-0,58002206 \cdot 10^4}{(120 + 273,15)} + 1,3915 - 0,0486 \cdot (120 + 273,15) + \right. \\
& + 0,4176 \cdot 10^{-4} \cdot (120 + 273,15)^2 - 0,1445 \cdot 10^{-7} \cdot (120 + 273,15)^3 + \\
& \left. + 6,546 \cdot \ln(120 + 273,15) \right)
\end{aligned}$$

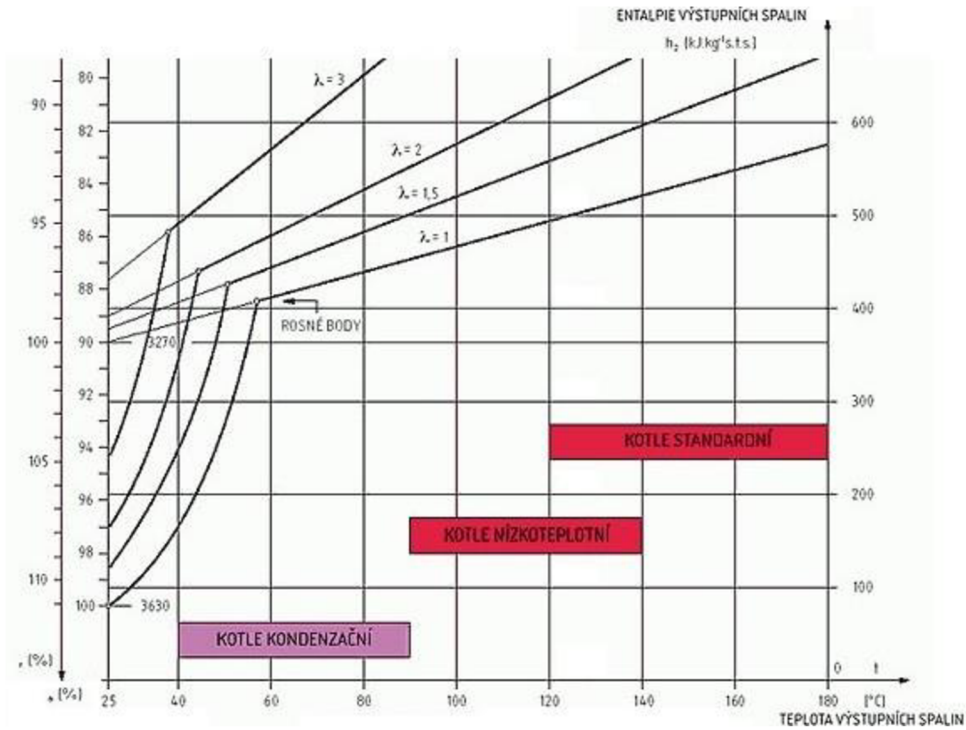
$$p_p'' = 198\,685 \text{ Pa}$$

Nyní když známe parciální tlak sytých par a parciální tlak vodní páry ve spalinách, tak z jejich podílu určíme relativní vlhkost spalin.

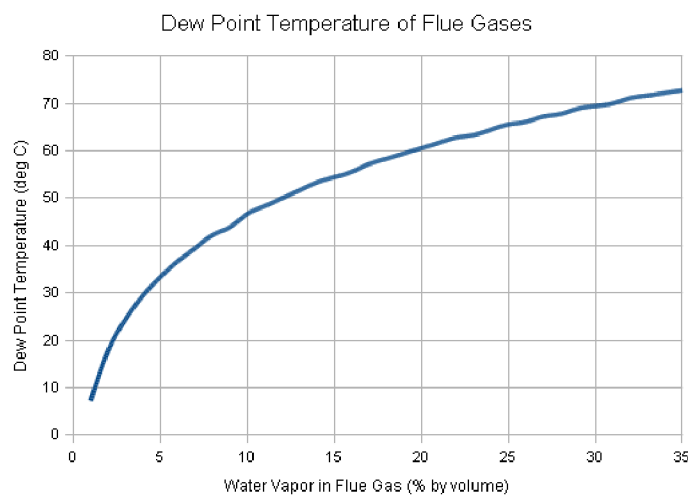
$$\begin{aligned}
\varphi &= \frac{p_p}{p_p''} \quad (14) \\
\varphi &= \frac{21240,2}{198685} = 0,107 = 10,7 \%
\end{aligned}$$



Nyní je zřejmé, že spaliny začnou kondenzovat ve chvíli, kdy parciální tlak sytých par dosáhne hodnoty parciálního tlaku vodní páry ve spalínách. Budeme tedy muset postupovat ve výpočtu opačným směrem a místo hodnoty parciálního tlaku z teploty určíme teplotu rosného bodu spalín z parciálního tlaku sytých par.



Obr. 6-1 Závislost rosného bodu spalín na přebytku vzduchu [21]



Obr. 6-2 Závislost teploty rosného bodu na vlhkosti spalín [22]

$$t_{ros} = \frac{4044,2}{23,58 - \ln(p_p)} - 235,6 \quad (15)$$

$$t_{ros} = \frac{4044,2}{23,58 - \ln(21240,2)} - 235,6 = 61,41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výše uvedené diagramy ukazují to, co bylo napsáno už dříve, že teplota rosného bodu záleží na několika faktorech. Při pohledu na Obr. 6-2 zjistíme, že při vlhkosti 21 % by měl rosný bod spalin vycházet někde kolem 62 °C.

Vypočítaný rosný bod spalin slouží ve zbytku výpočtu spíše jako orientační informace zda ke kondenzaci spalin vůbec dojde. Samotná teplota rosného bodu se v žádném z následujících vztahů přímo neobjevuje.

Další fáze výpočtu vyžaduje stanovení výstupní teploty spalin z kondenzátoru. V prvotních představách zadavatele byla tato teplota někde kolem 30 až 40 °C, ale s postupem času se v dalších fázích výpočtu ukázalo, že již teplota 40 °C je poměrně obtížně dosažitelná při zadaných rozměrech a že byla stanovena jako prvotní nástřel pro iteraci celého výpočtu.

$$t_{spal_{out}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_p'' = 7383,5 \text{ Pa}$$

$$p_p = p_p'' = 7383,5 \text{ Pa}$$

$$p_p = \omega_{H_2O} \cdot p_{spal} \Rightarrow \omega_{H_2O} = \frac{p_p}{p_{spal}} \quad (16)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{p_p}{p_{spal}} = \frac{7383,5}{102792} = 0,0718$$

$$\dot{m}_{H_2O} = ?$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad (17)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{\dot{V}} \quad (18)$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \dot{V} - (\dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar}) \quad (19)$$

$$\omega_{H_2O} = 1 - \frac{\dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar}}{\dot{V}_{H_2O} + \dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar}}$$

$$\omega_{H_2O} \cdot (\dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar}) + \omega_{H_2O} \cdot \dot{V}_{H_2O} = \dot{V}_{H_2O} + \dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar} - \dot{V}_{CO_2} - \dot{V}_{N_2} - \dot{V}_{Ar}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\omega_{H_2O} \cdot (\dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar})}{(1 - \omega_{H_2O})} = \frac{0,0718 \cdot (0,0039 + 0,029 + 0,0003)}{(1 - 0,0718)} = 0,00257 \frac{Nm^3}{s}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{V}_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} = 0,00257 \cdot 0,804 = 0,00206 \frac{kg}{s}$$

Nyní již známe hmotnostní toky vodní páry ve spalinách na vstupu a na výstupu ze spalinového kondenzátoru. Jejich rozdílem dostaneme hmotnostní tok vody, která již není ve spalinách ve formě vodní páry, ale kapiček vody.

$$\dot{m}_{kond} = \dot{m}_{H_2O}(120\text{ }^\circ\text{C}) - \dot{m}_{H_2O}(40\text{ }^\circ\text{C}) \quad (20)$$

$$\dot{m}_{kond} = 0,00694 - 0,00206 = 0,00488 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\eta_{kond} = \frac{\dot{m}_{kond}}{\dot{m}_{H_2O}(120\text{ }^\circ\text{C})} \cdot 100 = \frac{0,00488}{0,00694} \cdot 100 = 70,29\%$$

Při zchlazení spalin na teplotu 40 °C zkondenzuje více jak 70 % vodní páry obsažené ve spalinách. To znamená, že využijeme více než 70 % skupenského tepla obsaženého ve vodní páře ve spalinách.

### 6.3 Výpočet výkonu odebraného spalinám [18]

V této fázi výpočtu již známe složení a množství spalin na vstupu i výstupu a také víme jaké množství spalin zkondenzuje. Nyní z tabulek získáme tepelnou kapacitu spalin na vstupu a výstupu. Výsledná hodnota nám slouží k tomu, abychom si určili entalpie spalin a to jak na vstupu, tak na výstupu ze spalinového kondenzátoru.

	<b>CO2</b>	<b>N2</b>	<b>Ar</b>	<b>H2O</b>
Objemový tok složek spalin $\dot{V}$ [Nm <sup>3</sup> /s]	0,00391	0,02891	0,00034	0,00257
Objemový zlomek $\omega$ [Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> spal]	0,10942	0,80922	0,00953	0,07183
Hustota složek spalin [kg/Nm <sup>3</sup> ]	1,976	1,25	1,783	0,804
Hustota spalin [kg/Nm <sup>3</sup> ]	1,30248			

Tab. 4 Hustota vystupujících spalin

	<b>CO2</b>	<b>N2</b>	<b>Ar</b>	<b>H2O</b>
Hmotnostní tok $\dot{m}_{spal}^V$ [kg/s]	0,00773	0,03614	0,00061	0,00206
Hm. zlomek spalin $w$ [kg/kgspal]	0,16601	0,77661	0,01304	0,04434
Tepelná kapacita složek spalin $c_p$ [kJ/kgK]	0,83769	1,0365	0,523	1,84
Tepelná kapacita spalin $c_{p,spal}$ [kJ/kgK]	1,0324			

Tab. 5 Měrná tepelná kapacita vystupujících spalin

$$\dot{m}_{spal}^{in} = 0,0514 \frac{kg}{s}; c_{p_{spal}}^{in} = 1,11595 \frac{kJ}{kg \cdot K}; t_{spal}^{in} = 120 \text{ } ^\circ\text{C}; w_{H_2O}^{in} = 0,135$$

$$\dot{m}_{spal}^{out} = 0,0465 \frac{kg}{s}; c_{p_{spal}}^{out} = 1,0324 \frac{kJ}{kg \cdot K}; t_{spal}^{out} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}; w_{H_2O}^{out} = 0,0443$$

$$l_v = 2257 \frac{kJ}{kg}$$

Nyní již známe vše nezbytné pro výpočet výkonu spalínového kondenzátoru pro zadané parametry. Ještě před samotným výpočtem lze předpokládat, že velkou část výkonu bude tvoří skupenské teplo kondenzující vodní páry ve spalínách.

$$i_{spal}^{in} = c_{p_{spal}}^{in} \cdot t_{spal}^{in} + w_{H_2O}^{in} \cdot l_v \quad (21)$$

$$i_{spal}^{in} = 1,11595 \cdot 120 + 0,135 \cdot 2257 = 438,74 \frac{kJ}{kg}$$

$$i_{spal}^{out} = c_{p_{spal}}^{out} \cdot t_{spal}^{out} + w_{H_2O}^{out} \cdot l_v \quad (22)$$

$$i_{spal}^{out} = 1,0324 \cdot 40 + 0,0443 \cdot 2257 = 141,37 \frac{kJ}{kg}$$

$$P_{kond} = \dot{m}_{spal}^{in} \cdot i_{spal}^{in} - \dot{m}_{spal}^{out} \cdot i_{spal}^{out} \quad (23)$$

$$P_{kond} = 0,0514 \cdot 438,74 - 0,0465 \cdot 141,37 = 15,29 \text{ kW}$$

Výkon, který má být odebrán spalínám je 15,29 kW. V této fázi návrhu spalínového kondenzátoru již známe vše, co se týče spalín, ale nyní ještě musíme určit a vypočítat aspekty týkající se chladícího média a samotné konstrukce spalínového kondenzátoru.

## 6.4 Určení vlastností chladícího média [23]

Při řešení problematiky, co se děje s chladícím médiem nás z předchozích výpočtů zajímá jen výkon kondenzátoru. To samotné ovšem pro výpočet a určení vlastností chladícího média nestačí.

Máme-li zaručit univerzálnost použití, tak musíme v prvotním návrhu zvolit jednu z kombinací chladícího média a jeho teploty. Z předchozího výpočtu jsem byl hodnotou výkonu poměrně zaskočen a s vědomím, že zkondenzuje 70 % vlhkosti spalín, jsem se rozhodl zvolit tu hodnotu s chladnějším chladivem v první fázi výpočtu. Jelikož jsem v době

výpočtů neměl od zadavatele technická data ohledně glykolu, který používají, tak jsem celý původní návrh stanovoval pro vodu.

V prvotním návrhu se tedy budeme zabývat vodou z vracející se výparnickové větve s teplotou 7 °C. Dále z technických dat GHP jednotky Polo 100 zjistíme, že maximální hmotnostní průtok je již stanoven. Zbývá tedy metodou LMTD určit výstupní teplotu vody při maximálním průtoku.

$$P_{kond} = 15,3 \text{ kW}; t_w^{in} = 7 \text{ °C}; \dot{m}_w = 7,08 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; c_{p_w} = 4,179 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}; t_w^{out} = ?$$

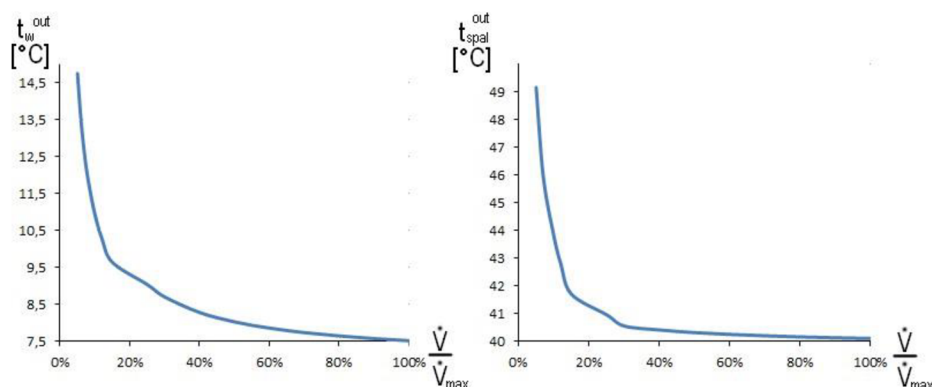
$$P_{kond} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (t_w^{out} - t_w^{in}) \quad (23)$$

$$t_w^{out} = t_w^{in} + \frac{P_{kond}}{\dot{m}_w \cdot c_{p_w}}$$

$$t_w^{out} = 7 + \frac{15,3}{7,08 \cdot 4,179} = 7,517 \text{ °C}$$

Teplota výstupní vody tedy bude 7,517 °C. Voda se ohřála o přibližně půl stupně celsia. Z hlediska kogenerace a spotřeby tepla je takovýto malý ohřev zcela zanedbatelný, avšak musíme uvážit, že se jedná o stav, kdy veškerý průtok chladiva proudí skrz spalínový kondenzátor. Takovýto stav může v některých aplikacích probíhat, ale v některých případech může být průtok chladiva proměnný v čase či může být použit menší než maximální průtok.

Pokud se průtok chladicí vody sníží na polovinu, pak teplota vzroste dvakrát, pokud na čtvrtinu, tak teplota vzroste čtyřikrát. Tento fakt neovlivňuje pouze výstupní teplotu vody ze spalínového kondenzátoru, ale také logaritmický teplotní spád pro výpočet přestupu tepla v pozdější fázi výpočtu. Existuje přímá úměra mezi průtokem chladiva a výstupní teplotou vody, ale pouze do chvíle, kdy je v kanále turbulentní proudění (tzn. zhruba do 20% maximálního průtoku). Tento fakt nelze v této fázi výpočtu nijak ošetřit, ale při kompletním výpočtu můžeme sestavit závislosti výstupních teplot na průtocích.



Obr. 6-3 Závislost výstupní teploty vody a spalin na průtoku chladiva

Kromě termodynamických komplikací chladícího média ve spalínovém kondenzátoru lze předpokládat, že se budeme muset potýkat i s jeho tlakovou ztrátou. V této fázi výpočtu však ještě neznáme její velikost, protože to vše záleží na konstrukci kondenzátoru a jeho rozměrech. Tlaková ztráta ve spalínovém kondenzátoru by se v praxi musela řešit buďto předřazeným čerpadlem, které by zcela kompenzovalo tlakovou ztrátu a nebo v případě částečného průtoku chladiva spalínovým kondenzátorem by se množství, které neprochází, škrtilo.

## 6.5 Návrh konstrukce spalínového kondenzátoru [10], [24]

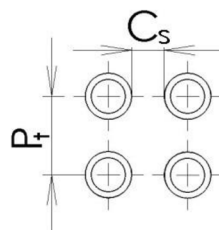
Nyní již známe stěžejní parametry spalín a chladícího média na vstupu a výstupu ze spalínového kondenzátoru. Samotný spalínový kondenzátor je pro nás v tuto chvíli pouze tzv. black box.

Abychom mohli zkonstruovat spalínový kondenzátor, potřebujeme některé rozměry dopředu stanovit. Logickým krokem je určit si délku výměníku jako neznámou a zbylé parametry si stanovit. Jelikož se jedná o trubkový výměník, tak budeme určitě potřebovat vědět počet trubek, jejich vnější a vnitřní průměr a vnitřní průměr pláště.

Při řešení návrhu spalínového kondenzátoru mi byla poskytnuta volnost ohledně rozměrů a počtu použitých trubek. V průběhu celé práce jsem uvažoval pouze s použitím hladkých trubek bez žebrování, jelikož v prvotním zadání se uvažovalo o podélném protiběžném proudění dvou médií. Zadavatel této diplomové práce používá trubky s nejmenším vnějším průměrem  $D = 10 \text{ mm}$  a tloušťce stěny  $t_{ts} = 1,5 \text{ mm}$ . Ačkoliv jsem nebyl tímto faktem vázán, tak jsem použil právě tento typ trubek.

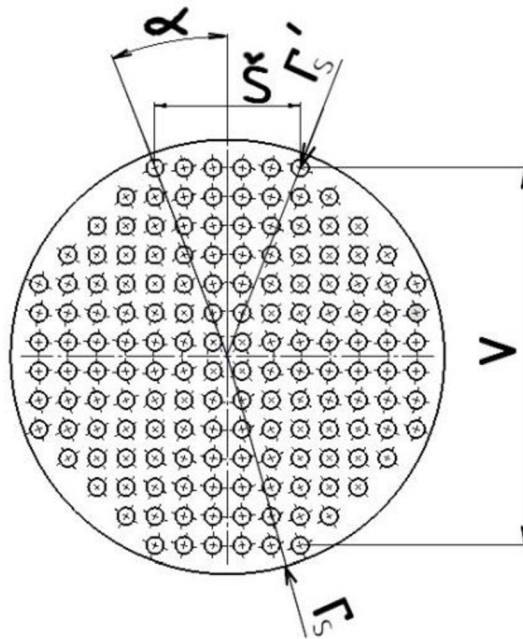
Po stanovení toho, jaké trubky budou uvnitř pláště, je ještě nezbytné určit si kolik jich použijeme a jaký bude jejich rozestup. Stanovil jsem si uspořádání trubek do čtverce, což má zásadní vliv na výpočet vnitřního průměru pláště. V této fázi návrhu spalínového kondenzátoru je prakticky nemožné určit na první pokus tak, aby vnitřní průměr pláště vyhovoval doporučené rozměrové mezi 25 cm z prvotního zadání.

Postupnou iterací bylo zvoleno uspořádání se 156 trubkami a rozestupem trubek  $P_t = 17 \text{ mm}$ , ze kterých mezera mezi trubkami  $C_s = 7 \text{ mm}$ . Tento rozměr byl stanoven s ohledem na konstrukci výměníku, která musí počítat s tím, že minimálně na začátku a na konci budou přivařeny k přepážce oddělující spaliny od chladícího média.



Obr. 6-4 Uspořádání trubek v kanálu

Poslední rozměr, který je nutno stanovit je vnitřní průměr pláště  $d_s$ , který lze vypočítat z průřezu kanálu spalínového kondenzátoru, když známe rozměry, rozstup a počty trubek.



Obr. 6-5 Náčrt rozměrů přepážky

$$V = 13 \cdot P_t \quad (24)$$

$$V = 13 \cdot 0,017 = 221 \text{ mm} = 0,221 \text{ m}$$

$$\check{S} = 5 \cdot P_t \quad (25)$$

$$\check{S} = 5 \cdot 0,017 = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$$

$$r'_s = \sqrt{\left(\frac{V}{2}\right)^2 + \left(\frac{\check{S}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,221}{2}\right)^2 + \left(\frac{0,085}{2}\right)^2} = 0,1184 \text{ m}$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{\frac{\check{S}}{2}}{\frac{V}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,085}{0,221}\right) = 21,038^\circ$$

$$r_s = r'_s + \frac{D}{2} + \frac{C_s}{2 \cos \alpha} = 0,1184 + \frac{0,01}{2} + \frac{0,007}{\cos(21,038^\circ)} = 0,12714 \text{ m}$$

Nyní nastává problém jaký vnitřní průměr pláště zvolit. Víme sice, že pro výpočet poloměru pláště jsme počítali i s bezpečnou mezerou na okraji přepážky o velikosti  $0,5 \cdot C_s = 0,0035 \text{ mm}$ , ale z konstrukčních důvodů volíme raději větší průměry pláště. Dle materiálů firmy ArcelorMittal Tubular Products Ostrava jsem zvolil rozměr bezešvé trubky s vnějším průměrem  $D_s = 0,273 \text{ m}$  a tloušťkou stěny  $t_{ss} = 8,8 \text{ mm}$ . Vnitřním průměr pláště  $d_s = 0,2554 \text{ m}$ .

## 6.6 Varianty provedení spalínového kondenzátoru [23], [25]

V této chvíli známe v podstatě všechny parametry pro to, abychom mohli zkonstruovat spalínový kondenzátor, krom jednoho velmi důležitého parametru a tím je délka výměníku. Nyní je nutné určit si, jak vlastně bude spalínový kondenzátor vypadat a které médium bude kde proudit. Jediným omezením od zadavatele bylo to, že se musí jednat o konstrukci na bázi trubkového výměníku.

Ještě než se pustíme do samotného výpočtu bezrozměrných kritérií a přestupu tepla celkově, je nezbytné stanovit vlastnosti obou médií protékajících spalínovým kondenzátorem a k tomu použijeme jejich střední teplotu při průtoku spalínovým kondenzátorem.

Hodnoty termodynamických veličin pro vodu

$$t_w^{stř} = \frac{t_w^{in} + t_w^{out}}{2} \quad (26)$$

$$t_w^{stř} = \frac{7 + 7,517}{2} = 7,258 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_w^{stř} = 7,258 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \lambda_w = 0,548 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}; \mu_w = 0,00138 \text{ Pa} \cdot \text{s}; \rho_w = 996,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3};$$

$$c_{p_w} = 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}; Pr_w = 10,063$$

$$\dot{m}_w = 7,08 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$t_{spal}^{stř} = \frac{t_{spal}^{in} + t_{spal}^{out}}{2}$$

$$t_{spal}^{stř} = \frac{120 + 40}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{spal}^{stř} = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \lambda_{spal} = 0,0292 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}; \mu_{spal} = 2,476 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}; \rho_{spal} = 1,266 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3};$$

$$c_{p_{spal}} = 1075,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}; Pr_{spal} = 0,683$$

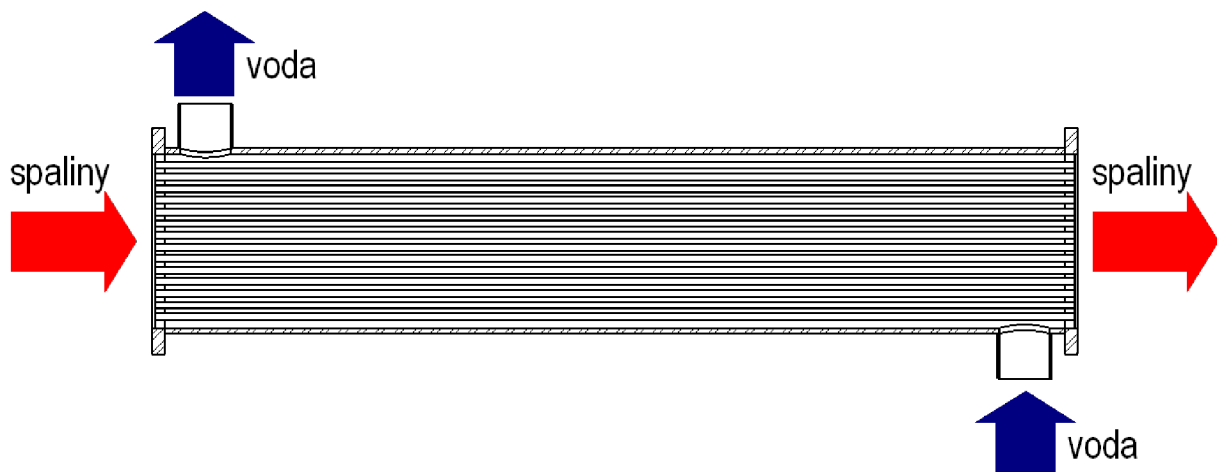
$$\dot{m}_{spal} = 0,0514 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$



### 6.6.1 Výpočet trubkového výměníku „trubka v trubce“

První zvolenou specifikací spalinového kondenzátoru pro GHP jednotku TEDON Polo 100 je klasický trubkový výměník „trubka v trubce“, jehož klady jsou to, že je nejjednodušší a nejlevnější na výrobu a má nejmenší tlakovou ztrátu. Záporem je, že médium proudící v prostoru mezi pláštěm a svazkem trubek má malé Reynoldsovo číslo, což způsobuje malé Nusseltovo číslo a malý součinitel přestupu tepla. Z toho plyne, že existuje velké riziko, že spalinový kondenzátor vyjde velmi dlouhý, ale bez výpočtu nelze tyto předpoklady potvrdit.

Dalším aspektem, který ovlivní konstrukci spalinového kondenzátoru je volba druhu média, které bude proudit ve svazku trubek a které okolo nich. Protože teplosměnné plochy v kotlech jsou častěji konstruovány tak, že spaliny omývají svazky trubek, ve kterých proudí voda v některé její fázi, zvolil jsem i já stejný druh médií. Svazek trubek je omýván spalinami a voda proudí uvnitř trubek



Obr. 6-6 Schéma proudění médií trubkovým spalinovým kondenzátorem

#### 6.6.1.1 Přestup tepla na straně chladiva [25]

Pro případ vody tedy probíhá přestup tepla uvnitř trubek a použijeme známé vztahy pro výpočet přestupu tepla a bezrozměrných kritérií.

$$v_w = \frac{\mu_w}{\rho_w} \quad (27)$$

$$v_w = \frac{0,00138}{996,8} = 1,388 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} = \frac{7,08}{996,8} = 0,0071 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_{w1tr} = \frac{\dot{V}_w}{n_{tr}} \quad (28)$$

$$\dot{V}_{w1tr} = \frac{0,0071}{156} = 4,553 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$S_w = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,007)^2 = 3,85 \cdot 10^{-5} m$$

$$w_w = \frac{\dot{V}_{w1tr}}{S_w} \quad (29)$$

$$w_w = \frac{4,553 \cdot 10^{-5}}{3,85 \cdot 10^{-5}} = 1,183 \frac{m}{s}$$

$$Re_w = \frac{d \cdot w_w}{\nu_w} \quad (30)$$

$$Re_w = \frac{0,007 \cdot 1,183}{1,388 \cdot 10^{-6}} = 5967,42$$

$$Nu_w = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (31)$$

$$Nu_w = 0,023 \cdot (5967,42)^{0,8} \cdot (10,063)^{0,4} = 60,737$$

$$Nu_w = \frac{\alpha_w \cdot d}{\lambda_w} \Rightarrow \alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d} \quad (32)$$

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d} = \frac{60,737 \cdot 0,548}{0,007} = 5075,78 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Reynoldsovo číslo vody je 5967,42, z čehož plyne, že voda proudí turbulentně a výsledná hodnota součinitele přestupu tepla je  $5075,78 \frac{W}{m \cdot K}$ . V dalších případech řešení zjistíme, že vyšší hodnotu součinitele přestupu tepla voda při zadaném průtoku a stanoveném průřezu kanálu nedosáhne.

### 6.6.1.2 Přestup tepla na straně spalin [25]

$$\nu_{spal} = \frac{\mu_{spal}}{\rho_{spal}} = \frac{2,476 \cdot 10^{-5}}{1,266} = 1,955 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$S_{spal} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - D^2 \cdot n_{tr}) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,2554^2 - 0,01^2 \cdot 156) = 0,03898 \text{ m}^2$$

$$O = \pi \cdot (d_s - D \cdot n_{tr}) = \pi \cdot (0,2554 + 0,01 \cdot 156) = 5,703 \text{ m}$$

$$d_h = \frac{4 \cdot S_{spal}}{O} \quad (33)$$

$$d_h = \frac{4 \cdot 0,03898}{5,703} = 0,0273 \text{ m}$$

$$w_{spal} = \frac{\dot{m}_{spal}}{\rho_{spal} \cdot S_{spal}} = \frac{0,0514}{1,266 \cdot 0,03898} = 1,042 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_{spal} = \frac{d_h \cdot w_{spal}}{\nu_{spal}} = \frac{0,0273 \cdot 1,042}{1,955 \cdot 10^{-5}} = 1456,75$$

Reynoldsovo číslo pro proudící spaliny vyšlo 1456,75. Jedná se tedy o laminární proudění. V tomto okamžiku musíme do tohoto výpočtu zahrnout předpoklad a to, že se bude jednat o laminární proudění plně vyvinuté, pak vychází Nusseltovo číslo  $Nu_{spal} = 3,66$

$$Nu_{spal} = \frac{\alpha_{spal} \cdot d_h}{\lambda_{spal}} \Rightarrow \alpha_{spal} = \frac{Nu_{spal} \cdot \lambda_{spal}}{d_h}$$

$$\alpha_{spal} = \frac{Nu_{spal} \cdot \lambda_{spal}}{d_h} = \frac{3,66 \cdot 0,0292}{0,0273} = 3,904 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Z výpočtu jsme získali hodnoty obou součinitelů přestupu tepla a již nyní lze konstatovat, že konstrukční řešení „trubka v trubce“ z největší pravděpodobností nebude ideální a bude nutné se poohlédnout po jiném provedení trubkového spalínového kondenzátoru.

### 6.6.1.3 Řešení prostupu tepla [25]

Nyní je potřeba zvolit materiál, ze kterého budou trubky uvnitř spalínového kondenzátoru vyrobeny. Prvotní návrh byl, že by trubky byly vyrobeny z mědi, ale zadavatelem bylo jasně stanoveno, že trubky musí být vyrobeny z nerezové oceli. Až při pohledu do tabulek zjistíme, že nerez má přibližně dvacetkrát horší vlastnosti pro vedení tepla než měď, což je tak dalším omezením při výpočtu tohoto i dalších typů spalínových kondenzátorů.

Následujícím krokem je tedy určení střední teploty stěny trubky, ze které si určíme součinitel tepelné vodivosti.

$$t_w^{stř} = \frac{t_w^{stř} + t_{spal}^{stř}}{2} \quad (34)$$

$$t_w^{stř} = \frac{7,258 + 80}{2} = 43,63 \text{ °C} \Rightarrow \lambda_w = 16 \frac{W}{m \cdot K}$$

Nyní známe vše, co potřebujeme pro následný výpočet samotného součinitele prostupu tepla. Z něj si za pomoci známého výkonu, průřezu a spočítaného logaritmického teplotního spádu vypočítáme délku výměníku.

$$k = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_w} + \frac{D \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{2 \cdot \lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{spal}}} \quad (35)$$

$$k = \frac{1}{\frac{0,01}{0,007 \cdot 5075,8} + \frac{0,01 \cdot \ln\left(\frac{0,01}{0,007}\right)}{2 \cdot 16} + \frac{1}{3,904}} = 3,898 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{spal}^{in} - t_w^{out}) - (t_{spal}^{out} - t_w^{in})}{\ln\left(\frac{(t_{spal}^{in} - t_w^{out})}{(t_{spal}^{out} - t_w^{in})}\right)} \quad (36)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(120 - 7,517) - (40 - 7)}{\ln\left(\frac{(120 - 7,517)}{(40 - 7)}\right)} = 64,82 \text{ °C}$$

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot n_{tr} \quad (37)$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,01 \cdot 165 = 4,9 \text{ m}$$

$$P_{kond} = 15\,290 \text{ W}$$

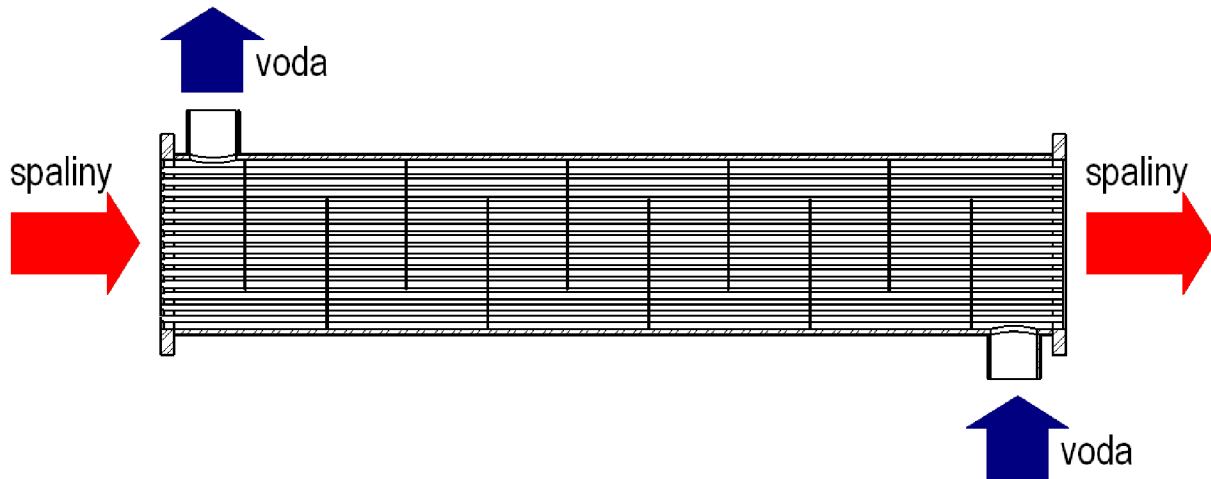
$$l = \frac{P_{kond}}{k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{1m}} \quad (38)$$

$$l = \frac{15290}{3,898 \cdot 64,82 \cdot 4,9} = 12,348 \text{ m}$$

Výsledná délka spalínového kondenzátoru pro typ trubka v trubce vyšla 12,348 m, což je mnohokrát více než požadovaná délka okolo jednoho metru. Znamená to, že musíme zvolit jiný typ trubkového výměníku. Jelikož víme, že problémem bylo malé Reynoldsovo číslo na straně spalin, tudíž v další fázi zkusíme vložit přepážky do spalínového kanálu.

## 6.6.2 Výpočet trubkového výměníku s přepážkami a spalinami vně

Pro výpočet trubkového spalinového kondenzátoru v přepážkami potřebujeme stanovit rozestup přepážek uvnitř kondenzátoru  $C$ , v literatuře je doporučeno, aby  $C = 0,4 \sim 0,6 \cdot d_s$ , takže volíme  $C = 0,12 \text{ m}$ . Zajímavé je, že i v tomto případě, kdy máme opět spaliny na vnějšku a vodu uvnitř trubek, je shodný výpočet součinitele přestupu tepla pro chladivo.



Obr. 6-7 Schéma proudění médií trubkovým spalinovým kondenzátorem s přepážkami

### 6.6.2.1 Přestup tepla na straně chladiva [25]

Použijeme stejný postup výpočtu z předchozího typu kondenzátoru, tudíž i výsledky jsou totožné.

$$\nu_w = \frac{\mu_w}{\rho_w} = \frac{0,00138}{996,8} = 1,388 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} = \frac{7,08}{996,8} = 0,0071 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{V}_{w1tr} = \frac{\dot{V}_w}{n_{tr}} = \frac{0,0071}{156} = 4,553 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$S_w = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,007)^2 = 3,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$w_w = \frac{\dot{V}_{w1tr}}{S_w} = \frac{4,553 \cdot 10^{-5}}{3,85 \cdot 10^{-5}} = 1,183 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_w = \frac{d \cdot w_w}{\nu_w} = \frac{0,007 \cdot 1,183}{1,388 \cdot 10^{-6}} = 5967,42$$

$$Nu_w = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot (5967,42)^{0,8} \cdot (10,063)^{0,4} = 60,737$$

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d} = \frac{60,737 \cdot 0,548}{0,007} = 5075,78 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 6.6.2.2 Přestup tepla na straně spalin [25]

Nyní následuje výpočet toho, proč jsme se vlastně začali uvažovat o složitější konstrukci kondenzátoru. Účelem je zjistit, jestli při vložení přepážek do spalinového kanálu dosáhne Reynoldsovo číslo hodnot pro turbulentní proudění.

$$v_{spal} = \frac{\mu_{spal}}{\rho_{spal}} = \frac{2,476 \cdot 10^{-5}}{1,266} = 1,955 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$S_{spal} = P_t^2 - \frac{\pi \cdot D^2}{4} \tag{39}$$

$$S_{spal} = (0,017)^2 - \frac{\pi \cdot (0,01)^2}{4} = 2,105 \cdot 10^{-5} m^2$$

$$O = \pi \cdot D = \pi \cdot 0,01 = 0,031 m$$

$$d_h = \frac{4 \cdot S_{spal}}{O} = \frac{4 \cdot 2,105 \cdot 10^{-4}}{0,031} = 0,0268 m$$

$$S_c = \frac{B \cdot C \cdot d_s}{P_t} \tag{40}$$

$$S_c = \frac{0,12 \cdot 0,007 \cdot 0,2554}{0,017} = 0,0126 m^2$$

$$w_{spal} = \frac{\dot{m}_{spal}}{\rho_{spal} \cdot S_c}$$

$$w_{spal} = \frac{0,0514}{1,266 \cdot 0,0126} = 4,087 \frac{m}{s}$$

$$Re_{spal} = \frac{d_h \cdot w_{spal}}{\nu_{spal}} = \frac{0,0268 \cdot 4,087}{1,955 \cdot 10^{-5}} = 4434$$

Ve spalínového kondenzátoru s přepážkami, kde proudí spaliny vně trubek, dojde ke turbulentnímu proudění spalin. To znamená, že z následujícího výpočtu vyjde Nusseltovo číslo větší než v předchozím případě, což bude mít ve výsledku vliv na délku kondenzátoru. Pro výpočet Nusseltova čísla je nezbytné vypočítat si dynamickou viskozitu spalin u stěn trubek.

$$t_w^{stř} = \frac{t_w^{stř} + t_{spal}^{stř}}{2} = \frac{7,258 + 80}{2} = 43,63 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \mu_w = 2,029 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Nu_{spal} = 0,36 \cdot Re_{spal}^{0,55} \cdot Pr_{spal}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{spal}}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (41)$$

$$Nu_{spal} = 0,36 \cdot (4434)^{0,55} \cdot (0,683)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{2,476 \cdot 10^{-5}}{2,029 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,14} = 37,542$$

$$\alpha_{spal} = \frac{Nu_{spal} \cdot \lambda_{spal}}{d_h} = \frac{37,542 \cdot 0,0292}{0,0268} = 40,855 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 6.6.2.3 Řešení prostupu tepla [25]

Nyní známe vše, co potřebujeme pro následný výpočet samotného součinitele prostupu tepla. Z něj si za pomoci známého výkonu, průřezu a spočítaného logaritmického teplotního spádu vypočítáme délku výměníku.

$$\lambda_w = 16 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_w} + \frac{D \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{2 \cdot \lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{spal}}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{0,01}{0,007 \cdot 5075,78} + \frac{0,01 \cdot \ln\left(\frac{0,01}{0,007}\right)}{2 \cdot 16} + \frac{1}{40,855}} = 40,855 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{spal}^{in} - t_w^{out}) - (t_{spal}^{out} - t_w^{in})}{\ln\left(\frac{(t_{spal}^{in} - t_w^{out})}{(t_{spal}^{out} - t_w^{in})}\right)} = \frac{(120 - 7,517) - (40 - 7)}{\ln\left(\frac{(120 - 7,517)}{(40 - 7)}\right)} = 64,82 \text{ } ^\circ C$$

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,01 \cdot 165 = 4,9 \text{ m}$$

$$P_{kond} = 15\,290 \text{ W}$$

$$l = \frac{P_{kond}}{k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{1m}} = \frac{15290}{40,855 \cdot 64,82 \cdot 4,9} = 1,265 \text{ m}$$

Výsledná délka 1,265 metrů je už mnohem blíže požadovaným rozměrům, ale abychom mezi dalšími variantami mohly co nejlépe rozhodnout, tak zavedeme další kritérium a tím bude tlaková ztráta procházejících médií.

#### 6.6.2.4 Tlakové ztráty procházejících médií [25]

Je zřejmé, že při konstrukci spalínového kondenzátoru se bude délka výměníku odvíjet od počtu přepážek uvnitř a jejich rozestupu, který je už stanoven  $B = 0,12 \text{ m}$ . Zvolíme tedy 9 přepážek.

$$l_{výsl} = 10 \cdot B$$

$$l_{výsl} = 10 \cdot 0,12 = 1,2 \text{ m}$$

Výsledná délka trubek a tím pádem i pláště kondenzátoru bude mít zásadní vliv na velikost tlakové ztráty obou médií.

a) Tlaková ztráta vody uvnitř trubek

Volíme absolutní drsnost trubek  $k_{tr} = 0,00025 \text{ m}$

$$\varepsilon = \frac{k_{tr}}{d} \tag{42}$$



$$\varepsilon = \frac{0,00025}{0,007} = 0,0357$$

$$Re_w > 2300 \Rightarrow \lambda_{tř}$$

$$\lambda_{tř} = 8 \cdot \left( \left( \frac{8}{Re_w} \right)^{12} + \frac{1}{\left( -2,457 \cdot \ln \left( \left( \frac{7}{Re_w} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon \right)^{16} + \left( \frac{37530}{Re_w} \right)^{16} \right)^{1,5}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (43)$$

$$\lambda_{tř} = 8 \cdot \left( \left( \frac{8}{5967} \right)^{12} + \frac{1}{\left( -2,457 \cdot \ln \left( \left( \frac{7}{5967} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0357 \right)^{16} + \left( \frac{37530}{5967} \right)^{16} \right)^{1,5}} \right)^{\frac{1}{12}}$$

$$\lambda_{tř} = 0,0676$$

Když jsme si vypočetli třecí součinitel  $\lambda_{tř}$ , tak nám zbývá stanovit si místní odpory na vstupu a výstupu do spalínového kondenzátoru, abychom je následně mohli dosadit do výpočtu tlakové ztráty.

$$\xi_{in} = 1$$

$$\xi_{out} = 1$$

Za předpokladu, že se rychlost média a hustota vody nemění a osa spalínového kondenzátoru je umístěna vodorovně, tak se Bernoulliho rovnice transformuje do tvaru:

$$\frac{p_{in}}{\rho_w} = \frac{p_{out}}{\rho_w} + \frac{w_w^2}{2} \cdot \left( \lambda_{tř} \cdot \left( \frac{l_{výsl}}{d} \right) + \xi_{in} + \xi_{out} \right) \quad (44)$$

$$\Delta p_w = \rho_w \cdot \left( \frac{w_w^2}{2} \right) \cdot \left( \lambda_{tř} \cdot \left( \frac{l_{výsl}}{d} \right) + \xi_{in} + \xi_{out} \right)$$

$$\Delta p_w = 996,8 \cdot \left( \frac{(1,183)^2}{2} \right) \cdot \left( 0,0676 \cdot \left( \frac{1,2}{0,007} \right) + 1 + 1 \right) = 9659 \text{ Pa}$$

b) Tlaková ztráta spalín vně trubek

Pro výpočet tlakové ztráty v prostoru mezi trubkami a pláštěm musíme určit třecí součinitel  $f$ .

$$f_{tř} = e^{0,576 - 0,19 \cdot \ln(Re_{spal})} \quad (45)$$

$$f_{tř} = e^{0,576 - 0,19 \cdot \ln(4434)} = 0,357$$

$$\sigma_s = \left( \frac{\mu_{spal}}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (46)$$

$$\sigma_s = \left( \frac{2,476 \cdot 10^{-5}}{2,029 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14} = 1,028$$

$$Nb = \frac{l_{výsl}}{B} - 1 \quad (47)$$

$$Nb = \frac{1,2}{0,12} - 1 = 9$$

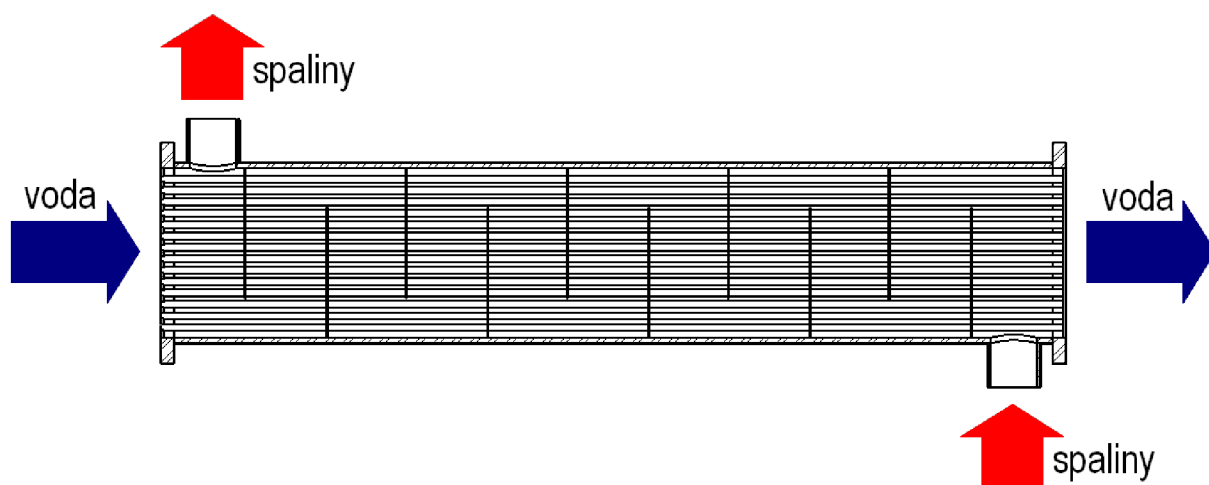
$$\Delta p_{spal} = \frac{f_{tř} \cdot Re_{spal}^2 \cdot \rho_{spal} \cdot (Nb + 1) \cdot d_s}{2 \cdot d_h \cdot \sigma_s} \quad (48)$$

$$\Delta p_{spal} = \frac{0,357 \cdot (4434)^2 \cdot 1,266 \cdot (9 + 1) \cdot 0,2554}{2 \cdot 0,0268 \cdot 1,028} = 230,8 \text{ Pa}$$

Z výpočtů vyšlo, že trubkový spalinový kondenzátor se spalinami vně má délku 1,2 metru, proudění chladiva je turbulentní až do přibližně 60 % maximálního průtoku tlaková ztráta chladiva v trubkách je 9 659 Pa a spalin vně je 230,8 Pa.

### 6.6.3 Výpočet trubkového výměníku s přepážkami a chladivem vně

Pro úplnost volby řešení musíme zahrnout ještě poslední možnost a to, že v totožném výměníku jako v předešlém případě pouze zaměníme média, tzn. spaliny budou proudit skrze trubky a voda okolo nich.



Obr. 6-8 Schéma proudění médií trubkovým spalinovým kondenzátorem s přepážkami

### 6.6.3.1 Přestup tepla na straně chladiva [25]

$$v_w = \frac{\mu_w}{\rho_w} = \frac{1,383 \cdot 10^{-3}}{996,8} = 1,388 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$S_w = P_t^2 - \frac{\pi \cdot D^2}{4} = (0,017)^2 - \frac{\pi \cdot (0,01)^2}{4} = 2,105 \cdot 10^{-5} m^2$$

$$O = \pi \cdot D = \pi \cdot 0,01 = 0,031 m$$

$$d_h = \frac{4 \cdot S_w}{O} = \frac{4 \cdot 2,105 \cdot 10^{-4}}{0,031} = 0,0268 m$$

$$S_c = \frac{B \cdot C \cdot d_s}{P_t} = \frac{0,12 \cdot 0,007 \cdot 0,2554}{0,017} = 0,0126 m^2$$

$$w_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot S_c} = \frac{7,08}{996,8 \cdot 0,0126} = 0,599 \frac{m}{s}$$

$$Re_w = \frac{d_h \cdot w_w}{v_w} = \frac{0,0268 \cdot 0,599}{1,388 \cdot 10^{-6}} = 11565$$

$$t_w^{stř} = \frac{t_w^{stř} + t_{spal}^{stř}}{2} = \frac{7,258 + 80}{2} = 43,63 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \mu_w = 0,000623 Pa \cdot s$$

$$Nu_w = 0,36 \cdot Re_w^{0,55} \cdot Pr_w^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

$$Nu_w = 0,36 \cdot (11565)^{0,55} \cdot (10,063)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{1,38 \cdot 10^{-3}}{6,23 \cdot 10^{-4}}\right)^{0,14} = 148,31$$

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_h} = \frac{148,31 \cdot 0,585}{0,0268} = 3238 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 6.6.3.2 Přestup tepla na straně spalin [25]

$$v_{spal} = \frac{\dot{m}_{spal}}{\rho_{spal}} = \frac{2,476 \cdot 10^{-5}}{1,266} = 1,955 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_{spal} = \frac{\dot{m}_{spal}}{\rho_{spal}} = \frac{0,0514}{1,266} = 0,054 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_{w1tr} = \frac{\dot{V}_{spal}}{n_{tr}} = \frac{0,054}{156} = 3,46 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$S_{spal} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,007)^2 = 3,85 \cdot 10^{-5} m^2$$

$$w_{spal} = \frac{\dot{V}_{w1tr}}{S_{spal}} = \frac{3,46 \cdot 10^{-4}}{3,85 \cdot 10^{-5}} = 9 \frac{m}{s}$$

$$Re_{spal} = \frac{d \cdot w_{spal}}{v_{spal}} = \frac{0,007 \cdot 9}{1,955 \cdot 10^{-5}} = 3223$$

$$Nu_{spal} = 0,023 \cdot Re_{spal}^{0,8} \cdot Pr_{spal}^{0,4} = 0,023 \cdot (3223)^{0,8} \cdot (0,684)^{0,4} = 12,656$$

$$\alpha_{spal} = \frac{Nu_{spal} \cdot \lambda_{spal}}{d} = \frac{12,656 \cdot 0,0292}{0,007} = 52,72 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 6.6.3.3 Řešení prostupu tepla [25]

V této chvíli známe součinitele přestupu tepla pro obě média, ale nemůžeme potvrdit, jestli výsledkem tohoto konstrukčního řešení bude spalinový kondenzátor kratší či delší, jelikož součinitel přestupu tepla vody vyšel nejmenší ze všech případů, ale součinitel přestupu spalin vyšel naopak největší.

$$\lambda_w = 16 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_w} + \frac{D \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{2 \cdot \lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{spal}}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{0,01}{0,007 \cdot 3238} + \frac{0,01 \cdot \ln\left(\frac{0,01}{0,007}\right)}{2 \cdot 16} + \frac{1}{52,72}} = 36,342 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{spal}^{in} - t_w^{out}) - (t_{spal}^{out} - t_w^{in})}{\ln\left(\frac{(t_{spal}^{in} - t_w^{out})}{(t_{spal}^{out} - t_w^{in})}\right)} = \frac{(120 - 7,517) - (40 - 7)}{\ln\left(\frac{(120 - 7,517)}{(40 - 7)}\right)} = 64,82 \text{ } ^\circ C$$

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,01 \cdot 165 = 4,9 \text{ m}$$

$$P_{kond} = 15\,290 \text{ W}$$

$$l = \frac{P_{kond}}{k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{1m}} = \frac{15290}{36,342 \cdot 64,82 \cdot 4,9} = 1,325 \text{ m}$$

Výsledná délka  $l = 1,325 \text{ m}$  je pouze o 98 mm větší než vypočítaná v případě spalin vně trubek. Navíc při uvážení odchylky výpočtových vztahů, která činí 20 %, je zřejmé, že se pouze na základě délky nelze rozhodovat.

#### 6.6.3.4 Tlakové ztráty procházejících médií [25]

Opět si musíme zvolit skutečnou délku spalinového kondenzátoru. Tentokrát bude obsahovat o jednu přepážku víc.

$$l_{výsl} = 11 \cdot B$$

$$l_{výsl} = 11 \cdot 0,12 = 1,32 \text{ m}$$

a) Tlaková ztráta vody vně trubek

$$f_{tř} = e^{0,576 - 0,19 \cdot \ln(Re_w)} = e^{0,576 - 0,19 \cdot \ln(11565)} = 0,301$$

$$\sigma_s = \left(\frac{\mu_w}{\mu_W}\right)^{0,14} = \left(\frac{1,38 \cdot 10^{-3}}{6,23 \cdot 10^{-4}}\right)^{0,14} = 1,118$$

$$Nb = \frac{l_{výsl}}{B} - 1 = \frac{1,32}{0,12} - 1 = 10$$

$$\Delta p_w = \frac{f_{tř} \cdot Re_w^2 \cdot \rho_w \cdot (Nb + 1) \cdot d_s}{2 \cdot d_h \cdot \sigma_s} = \frac{0,301 \cdot (11565)^2 \cdot 996,8 \cdot (10 + 1) \cdot 0,2554}{2 \cdot 0,0268 \cdot 1,118}$$

$$\Delta p_w = 662,2 \text{ Pa}$$

b) Tlaková ztráta spalin vně trubek

Volíme absolutní drsnost trubek  $k_{tr} = 0,00025 \text{ m}$

$$\varepsilon = \frac{k_{tr}}{d} = \frac{0,00025}{0,007} = 0,0357$$

$$Re_{spal} > 2300 \Rightarrow \lambda_{tř}$$

$$\lambda_{tř} = 8 \cdot \left( \left( \frac{8}{Re_{spal}} \right)^{12} + \frac{1}{\left( -2,457 \cdot \ln \left( \left( \frac{7}{Re_{spal}} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon \right)^{16} + \left( \frac{37530}{Re_{spal}} \right)^{16} \right)^{1,5}} \right)^{\frac{1}{12}}$$

$$\lambda_{tř} = 8 \cdot \left( \left( \frac{8}{3223} \right)^{12} + \frac{1}{\left( -2,457 \cdot \ln \left( \left( \frac{7}{3223} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0357 \right)^{16} + \left( \frac{37530}{3223} \right)^{16} \right)^{1,5}} \right)^{\frac{1}{12}}$$

$$\lambda_{tř} = 0,0576$$

$$\xi_{in} = 1$$

$$\xi_{out} = 1$$

$$\Delta p_{spal} = \rho_w \cdot \left( \frac{w_w^2}{2} \right) \cdot \left( \lambda_{tř} \cdot \left( \frac{l_{výsl}}{d} \right) + \xi_{in} + \xi_{out} \right)$$

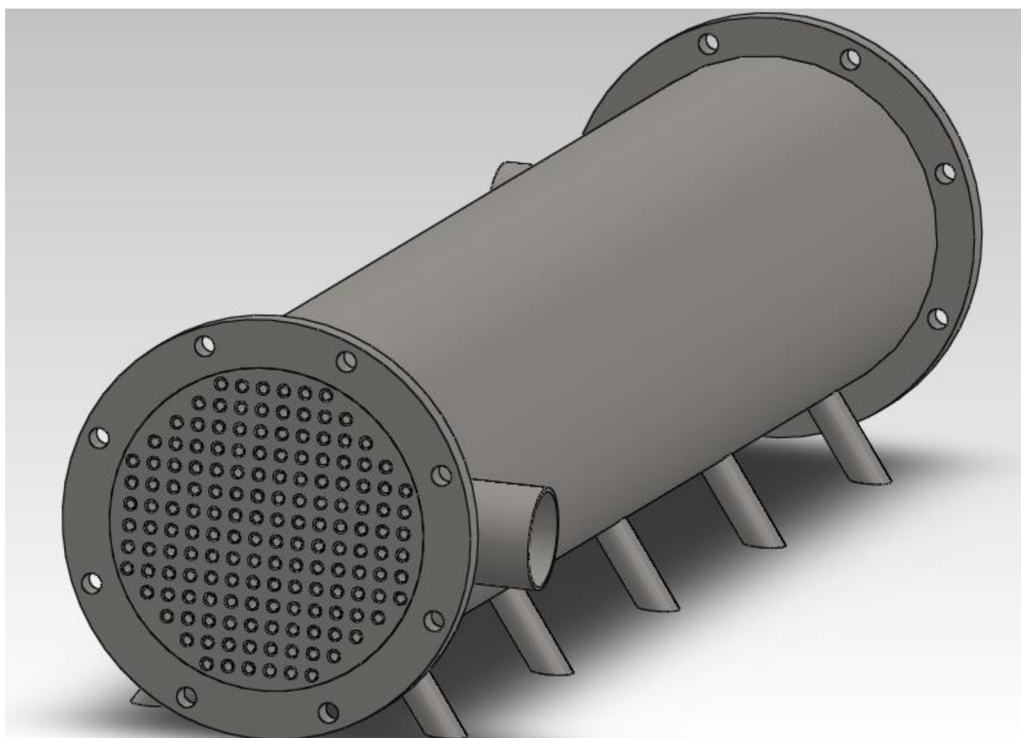
$$\Delta p_{spal} = 1,266 \cdot \left( \frac{(9)^2}{2} \right) \cdot \left( 0,0576 \cdot \left( \frac{1,2}{0,007} \right) + 1 + 1 \right) = 4737 \text{ Pa}$$

Výsledky tlakové ztráty se neukazují být jednostranně výhodné pro některou z variant spalínového kondenzátoru. Spalínový kondenzátor s přepážkami a spalínami v trubkách má menší tlakovou ztrátu na chladicím médiu, ale vychází z výpočtů lehce větší a se skoro trojnásobnou tlakovou ztrátou na spalínách.

Finální výběr typu spalínového kondenzátoru, který je v další podkapitole řešen, musí zohledňovat vše výše zmíněné a k tomu ještě další hodnoty z výpočtů či konstrukční aspekty.

## 6.7 Výběr varianty spalínového kondenzátoru

Pokud vezmeme v úvahu všechny předchozí výpočty, tak kterákoliv z obou variant ve trubkovém spalínovém kondenzátoru s přepážkami by mohla být vybrána. Dospěl jsem tedy k rozhodnutí zvolit spalínový kondenzátor s přepážkami a spalínami uvnitř trubek jako variantu vhodnou pro zkonstruování. V následujících odstavcích se dozvíte důvod.



Obr. 6-9 Náhled na spalínový kondenzátor bez rozváděcí komory

Hlavním výpočtovým aspektem, proč se rozhodnout pro tuto variantu, je nejvyšší Reynoldsovo číslo vody ze všech variant. Toto bezrozměrné číslo značí  $m_j$ . Na kolik můžeme snížit průtok, abychom stále dosáhli turbulentního proudění. V tomto případě už při 20 % maximálního hmotnostního průtoku na docílení turbulentního proudění, ale u spalín vně to je až při 60 % maximálního průtoku. Lze argumentovat, že v případě neměnného téměř maximálního průtoku chladiva jde tato výhoda stranou, ale jedním z aspektů této práce je univerzálnost, tudíž musím předpokládat i nízké průtoky chladiva.

Další výhodou je i při maximálním průtoku poloviční vypočtená tlaková ztráta chladiva než u kondenzátoru se spaliny vně. To má za následek, že nemusí být použito tak výkonově a tím pádem i finančně nákladné čerpadlo na vykompenzování tlakové ztráty.

Konstrukčních výhod má řešení se spaliny uvnitř trubek hned několik. Možnost použít axiální vstup spaliny do kondenzátoru je jednou z těch, která je vidět z vnějšku. Axiální vstup spaliny nám ulehčuje práci v tom, že nemusíme počítat s žádnou další tlakovou ztrátou ohybem proudu při vstupu spaliny do rozváděcí komory. Zároveň můžeme spaliny kondenzátor vybavit nožkami, aby jeho osa byla ve stejné výšce jako osa výfuku spaliny a to zaručí, že z výfuku budou spaliny vedeny přímo až do vstupu do kondenzátoru bez sebemenšího ohybu.

V případě znečišťování spaliny kondenzátoru spaliny má toto konstrukční řešení velkou výhodu v tom, že prostor uvnitř trubek lze mechanicky mnohem lépe čistit než prostor mezi trubkami a pláštěm.

Výhodou toho, že spaliny budou kondenzovat v trubkách namísto prostoru mezi trubkami a pláštěm je to, že pokud se ve spaliny kondenzátoru bude odehrávat nízkoteplotní koroze, tak bude do indikace poruchy probíhat pouze uvnitř trubek, které jsou po zničení jednodušší a levněji nahraditelné než plášť spaliny kondenzátoru.

Nevýhodou tohoto provedení spaliny kondenzátoru je to, že vzniklý kondenzát nelze odebírat ze spaliny průběžně, ale až na výstupu z kondenzátoru. Jistým způsobem by to mohlo ovlivňovat proudění, ale za předpokladu, že 20 % z hmotnosti spaliny je vodní pára, ze které zkondenzuje (průběžně) 70 % hmotnosti, tak se dostaneme k číslu, že 14 % hmotnosti spaliny je hmotnost kondenzátu. Při vynásobení hmotnostním průtokem dostaneme 7,2 gramu/s, což je přibližně 7,2 cm<sup>3</sup>/s, vydělením rychlostí spaliny 9 m/s dostaneme plochu 0,00802 cm<sup>2</sup>, která je zaplněna z celkové průtočné plochy 60 cm<sup>3</sup> v trubkách, což činí 0,00013 % plochy průřezu každé trubky je zaplněno kondenzátem, takže by nemělo docházet k žádnému tzv. zatopení.

Další nevýhodou je, že tlaková ztráta spaliny nabývá téměř trojnásobných hodnot než při provedení se spaliny vně, ale důležité je to, že jsme stále pod dovolenou tlakovou ztrátou, která v celém potrubí činí přibližně 1 kPa.

## 6.8 Výpočet reálných výstupních teplot chladiva [25], [26]

V této chvíli máme hodnoty pouze pro jedno chladivo a to vodu z vratné větve výparníkové části GHP oběhu. Ovšem vypočtenou délku jsme dále upravovali, takže reálná délka se nerovná výpočtové. Tento problém musíme řešit tím, že změníme teplotu vystupující vody z kondenzátoru, která změní jak logaritmický teplotní spád, tak množství uvolněného výkonu. Iterace teplot vystupujících chladiv ovlivnila většinu výpočtů v této kapitole. Kvůli její komplexnosti byl použit program Excel. Tak bylo učiněno pro obě použítá chladiva a obě větve GHP cyklu.



a) Výpočet reálné teploty vystupujících spalin při chlazení vodou z výparníkové větve

$$t_{spal_{out}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = 64,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$l_{výsl} = 1,32 \text{ m}$$

$$S_{1m} = 4,9 \text{ m}$$

$$S = S_{1m} \cdot l = 1,32 \cdot 4,9 = 6,47 \text{ m}^2$$

$$k = 36,342 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$P_{kond} = 15\,290 \text{ W}$$

$$\Delta t_{ln_{výp}} = \frac{P_{kond}}{k \cdot S} = \frac{15290}{36,342 \cdot 6,47} = 65,06 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \textit{iterace } t_{spal}^{out}$$

$$t_{spal_{out_{výsl}}} = 40,101 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{kond_{výsl}} = 15\,256 \text{ W}$$

$$\eta_{kond} = 70,11 \%$$

b) Výpočet reálné teploty vystupujících spalin při chlazení vodou z kondenzátorové větve

$$t_{spal_{out}} = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = 24,496 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$l_{výsl} = 1,32 \text{ m}$$

$$S_{1m} = 4,9 \text{ m}$$

$$S = S_{1m} \cdot l = 1,32 \cdot 4,9 = 6,47 \text{ m}^2$$

$$k = 40,645 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$P_{kond} = 8\,147 \text{ W}$$

$$\Delta t_{ln\,výp} = \frac{P_{kond}}{k \cdot S} = \frac{8147}{40,645 \cdot 6,47} = 30,98 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \textit{iterace } t_{spal}^{out}$$

$$t_{spal\,out\,výsl} = 56,602 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{kond\,výsl} = 7\,072 \text{ W}$$

$$\eta_{kond} = 23,86 \%$$

c) Výpočet reálné teploty vystupujících spalin při chlazení glykolem z výparníkové větve

$$t_{spal\,out} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = 64,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$l_{výsl} = 1,32 \text{ m}$$

$$S_{1m} = 4,9 \text{ m}$$

$$S = S_{1m} \cdot l = 1,32 \cdot 4,9 = 6,47 \text{ m}^2$$

$$k = 35,98 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$P_{kond} = 15\,290 \text{ W}$$

$$\Delta t_{ln\,výp} = \frac{P_{kond}}{k \cdot S} = \frac{15290}{35,98 \cdot 6,47} = 65,7 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \textit{iterace } t_{spal}^{out}$$

$$t_{spal\,out\,výsl} = 44,812 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{kond\,výsl} = 13\,477 \text{ W}$$

$$\eta_{kond} = 60,9 \%$$

d) Výpočet reálné teploty vystupujících spalin při chlazení glykolem z kondenzátorové větve

$$t_{spal\,out} = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = 26,727 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$l_{výsl} = 1,32 \text{ m}$$

$$S_{1m} = 4,9 \text{ m}$$

$$S = S_{1m} \cdot l = 1,32 \cdot 4,9 = 6,47 \text{ m}^2$$

$$k = 40,285 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$P_{kond} = 8147 \text{ W}$$

$$\Delta t_{ln\text{výp}} = \frac{P_{kond}}{k \cdot S} = \frac{8147}{40,285 \cdot 6,47} = 27,134 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \textit{iterace } t_{spal}^{out}$$

$$t_{spal\text{out}\text{výsl}} = 58,761 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{kond\text{výsl}} = 5\,498 \text{ W}$$

$$\eta_{kond} = 13,9 \%$$

Vypočetli jsme si reálné teploty při všech čtyřech uvažovaných kombinacích teplot a chladiv média. Z těchto výpočtů můžeme učinit dva poměrně zásadní závěry.

Při uvažované vstupní teplotě spalin bude výkon odvedený vodou větší než odvedený ethylenglykolem o totožných vstupních teplotách. To má za následek, že výstupní teplota spalin chlazených vodou bude nižší než výstupní teplota spalin chlazených glykolem.

Pro výpočtové stavy dojde vždy ke kondenzaci spalin ve spalinovém kondenzátoru. Výpočtově vyšlo, že podle provozu zkondenzuje 14 – 70 %, ale při uvážení odchylek výpočtových vztahů se můžeme dostat i někam k menším číslům, ale hodnota odvedeného výkonu by vždy měla zaručit kondenzaci.

## 6.9 Výpočet účinnosti chlazení spalin [25]

V tuto chvíli máme výpočtově podloženo to, že spaliny za kteréhokoliv z návrhových vztahů budou kondenzovat. Jako další důležitý analytický faktor návrhu spalinového kondenzátoru bude sloužit jeho účinnost. Budeme vycházet z účinnosti výměníku, tudíž nás budou především zajímat teploty médií a jejich tzv. nedohřevy. V tuto chvíli nevíme, jak vzorec bude vypadat, protože abychom jej sestavili, potřebujeme znát tepelné kapacity spalin a chladících médií.

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (49)$$

Tepelná kapacita vody

$$C_w = 3,57 \cdot 4179 = 14\,909 \frac{J}{K}$$

Tepelná kapacita etylenglykolu

$$C_g = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} = 3,57 \cdot 3856 = 13\,766 \frac{J}{K}$$

Tepelná kapacita spalin

$$C_{spal} = \dot{m}_{spal} \cdot c_{p_{spal}} = 0,0514 \cdot 1,113 = 0,0572 \frac{J}{K}$$

Ve vzorcích výše byl použit průtok chladiv při zapojení na kondenzátorovou větev, kde je průtok poloviční a měrná tepelná kapacita jen lehce vyšší než v případě zapojení na výparníkovou větev GHP oběhu. Hodnoty pro spaliny jsou brány z maximálního průtoku a měrné tepelné kapacity pro střední teplotu spalin 80 °C. Výsledkem je, že při přestupu tepla ve spalinovém kondenzátoru v případě spaliny-etylenglykol a spaliny-voda mají vždy spaliny nižší tepelnou kapacitu. Vzorce pro výpočet účinnosti vychlazení spalin budou vypadat následovně.

$$\eta_{chl} = \frac{t_{spal}^{in} - t_{spal}^{out}}{t_{spal}^{in} - t_w^{in}} \quad (50)$$

$$\eta_{chl} = \frac{t_{spal}^{in} - t_{spal}^{out}}{t_{spal}^{in} - t_g^{in}} \quad (51)$$

a) Výpočet účinnosti při chlazení vodou z výparníkové větve

$$\eta_{chl} = \frac{t_{spal}^{in} - t_{spal}^{out}}{t_{spal}^{in} - t_w^{in}} = \frac{120 - 40,101}{120 - 7} = 0,707 = 70,7 \%$$

b) Výpočet účinnosti při chlazení vodou z kondenzátorové větve

$$\eta_{chl} = \frac{t_{spal}^{in} - t_{spal}^{out}}{t_{spal}^{in} - t_w^{in}} = \frac{120 - 56,602}{120 - 50} = 0,906 = 90,6 \%$$

c) Výpočet účinnosti při chlazení etylenglykolem z výparníkové větve

$$\eta_{chl} = \frac{t_{spal}^{in} - t_{spal}^{out}}{t_{spal}^{in} - t_g^{in}} = \frac{120 - 43,62}{120 - 7} = 0,676 = 67,6 \%$$

d) Výpočet účinnosti při chlazení etylenglykolem z kondenzátorové větve

$$\eta_{chl} = \frac{t_{spal}^{in} - t_{spal}^{out}}{t_{spal}^{in} - t_g^{in}} = \frac{120 - 58,746}{120 - 50} = 0,875 = 87,5 \%$$

Výsledné účinnosti naznačují, že termodynamický návrh spalínového kondenzátoru je vyhovující. Za prémiovou hodnotu je uvažována účinnost výměníku přes 80 %. Zajímavostí je, že výsledky jdou proti logickému přemýšlení, protože při chlazení chladnějším médiem je účinnost nižší. Důvod je jednoduchý, a to kondenzace. Ve chvíli, kdy ve spalínovém kondenzátoru dojde k podkročení rosného bodu, je potřeba odebrat větší množství tepla pro ochlazení média o jeden stupeň Kelvina. Čím chladnější médium použijeme, tím větší nedohřev vznikne.

	A	B	C	D	E	F	G
10							
11	<b>VNĚJŠEK</b>				<b>VNITŘEK</b>		
12							
13	<b>GLYKOL CHLADNÝ</b>				<b>SPALINY</b>		
14							
15	Střední teplota média $T_{stř}$ [°C]	7,266159209			Střední teplota média $T_{stř}$ [°C]	81,80954633	
16	Hmotnostní průtok M [kg/s]	7,08			Hmotnostní průtok M [kg/s]	0,051418752	
17	cp	3705,431557			cp	1,078265761	
18					Objem vody ve spalínách	9%	
19	Souč. tep. vodivosti média $\lambda$ [W/mK]	0,378532318	noan		Souč. tep. vodivosti média $\lambda$ [W/mK]	0,029494222	
20	Kinetická viskozita $\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	7,00181E-06	ctu		Kinetická viskozita $\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	1,97654E-05	
21	Hustota	1039,003612			Hustota	1,262238793	
22	Dynamická viskozita	0,007274902			Dynamická viskozita	2,49487E-05	
23					Prandtlovo číslo Pr	0,689739869	
24							
25							
26	Ekvivalentní (hydr.) průměr - De [m]	0,026796623			Objemový průtok média [m <sup>3</sup> /s]	0,054320477	
27	Plocha - As [m <sup>2</sup> ]	0,012550588			Objemový průtok jednou trubkou [m <sup>3</sup> /s]	0,000348208	
28	rychlost média [m/s]	0,54294035			Rychlost média	9,048008859	
29	<b>Reynoldsovo číslo - Re</b>	<b>2077,88781</b>		2000<Re<10 <sup>6</sup>	<b>Reynoldsovo číslo - Re</b>	<b>3204,388247</b>	
30							
31							

Účinnost   Přenos tepla glykol   Přenos tepla voda   LMTD   Konstrukce   Výkon   Kondenzace   Vstup spalin

Připraven

Obr. 6-10 Náhled do výpočtů spalínového kondenzátoru v programu MS Excel

## 7 Návrh spalínového kondenzátoru

V předchozí kapitole jsme si teoreticky vypočetly a určily některé vnitřní a teoretické rozměry spalínového kondenzátoru. V této části práce se na základě těchto výsledků musíme rozhodnout a určit jak ve skutečnosti bude tento spalínový kondenzátor i z vnějšku vypadat, jaké budou jeho finální rozměry a jak by probíhala výroba a sestavení jednotlivých částí.. Materiál spalínového kondenzátoru a jeho všech součástí uvnitř je již dopředu určen, a to nerezová ocel.

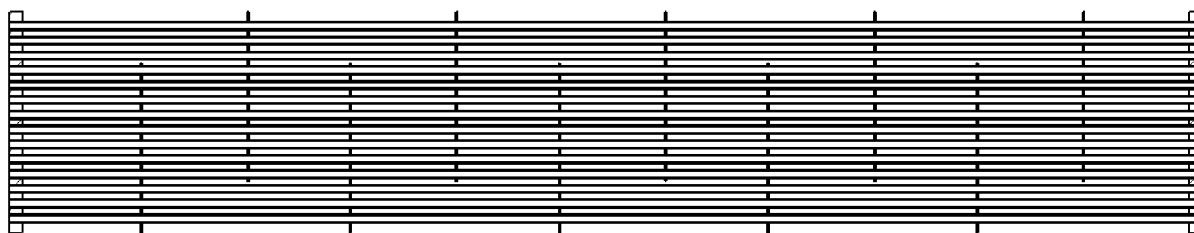
Víme, že spalínový kondenzátor zvolené konstrukce s přepážkami bude mít axiální postupně se rozšiřující vstupní komoru spalín, ta bude šrouby spojena s pláštěm a spoj bude utěsněn těsněním.

Plášť bude nehybně spojen na obou koncích s trubkovnicemi, které budou obsahovat svazek trubek. Na několika trubkách budou přepážky nerozebíratelně spojeny, aby se zabránilo jejich pohybu v axiálním směru zapříčiněného rozdílem tlaků před a za přepážkou.

Za pláštěm bude následovat opět šroubový spoj s výstupním svodem spalín, který bude utěsněn těsněním. Na výstupní svod spalín obsahuje odtok kondenzátu.

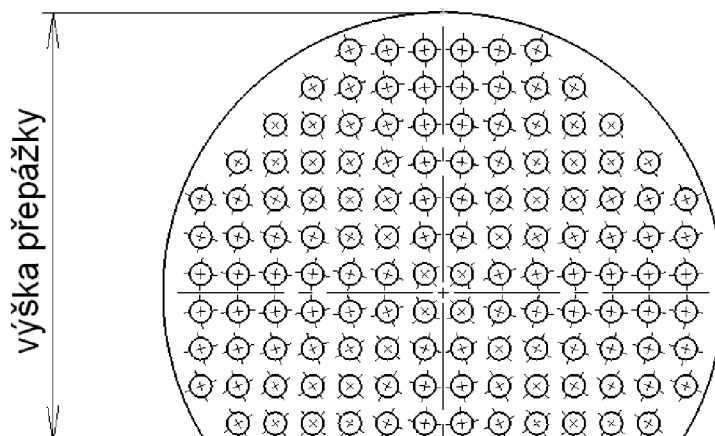
### 7.1 Návrh svazku trubek

Návrh spalínového kondenzátoru započneme u té součásti, kterou máme z velké části určenou a tím je svazek trubek. Známe výslednou délku trubek z výpočtů, která je 1,32 m. Teoretická výsledná délka ovšem nepočítá s přepážkami o reálné tloušťce a o trubkovnici na začátku a na konci svazku.



Obr. 7-1 Řez svazkem trubek

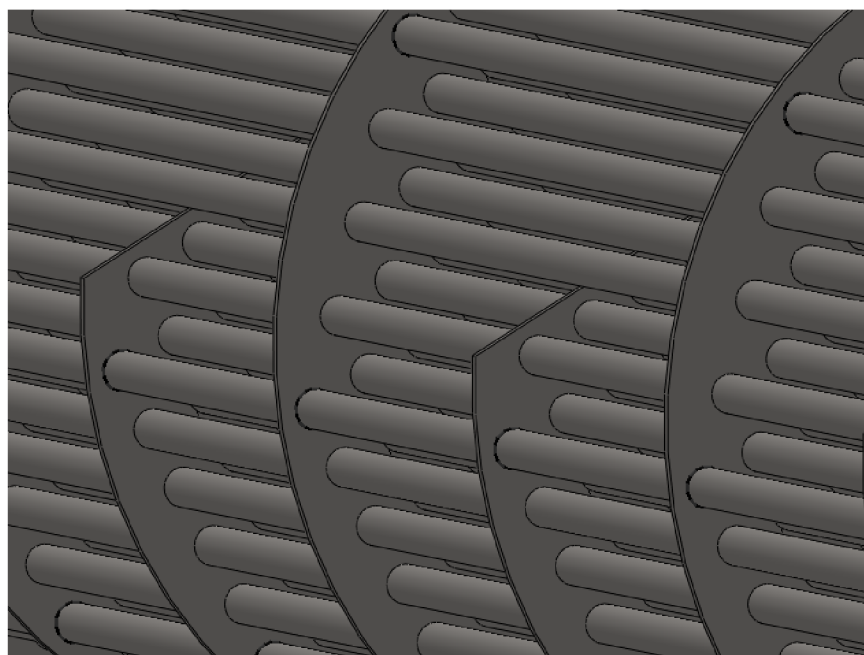
Pro konstrukční délku svazku je tedy nezbytné stanovit tloušťku přepážky a tloušťku trubkovnice. Po konzultaci s Ing. Hejčíkem jsem zvolil tloušťku přepážky rovnu 2 mm a tloušťku trubkovnice 15 mm. S vědomím, že svazek trubek bude obsahovat 10 přepážek a dvě trubkovnice dostaneme skutečnou délku svazku trubek rovnu 1,37 m.



Obr. 7-2 Nákres přepážky

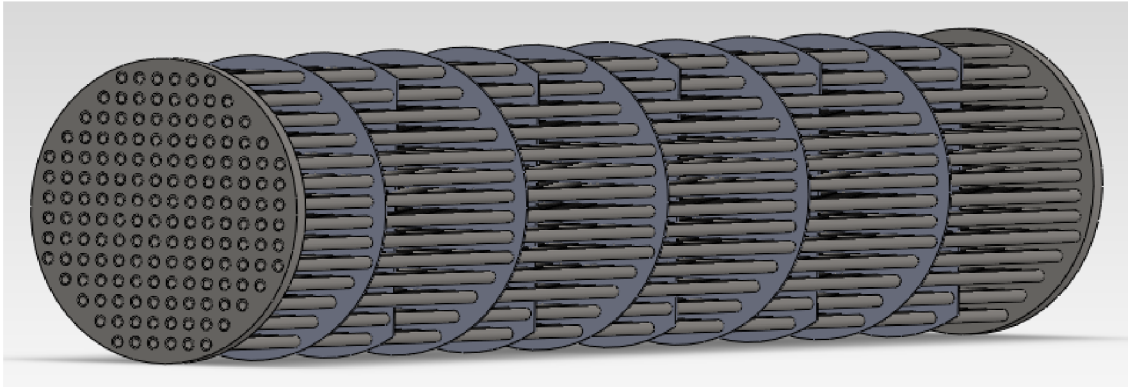
Druhým konstrukčním prvkem, který musíme v oblasti svazku trubek vyřešit je výška přepážky. Doporučená výška přepážky je dle literatury  $0,66 \sim 0,8 \cdot d_s$ . Pro docílení co nejdelší trasy chladiva v prostoru mezi trubkami a pláštěm se snažíme přiblížit spíše horní hranici daného intervalu a volíme výšku přepážky 195,7 mm, což je  $0,77 \cdot d_s$ .

Svazek trubek a přepážky musí být k sobě navzájem připevněny, aby se zabránilo posuvu přepážek. Je nemožné přepážky pevně spojit s pláštěm a jednotlivé trubky jimi provléci, takže se přepážky musí uchytit na svazek trubek. V praxi jsou nejčastějšími způsoby Zaručení nehybnosti přepážek vložení a navaření rozpěrek mezi jednotlivé přepážky a nebo u menších a levnějších verzí se přepážky naletují či přivaří na několika trubkách. Díry pro trubky se v praxi v přepážkách vyrábí s vůlí. Poloměr přepážky je zpravidla menší či roven vnitřnímu poloměru pláště. Malé množství média, které tak bude proudit v mezerách mezi trubkami a přepážkou a v mezeře mezi pláštěm a přepážkami, se zanedbává a ustupuje nárokům na bezproblémové sestavení.



Obr. 7-3 Detail uchycení přepážek na svazku trubek

Posledním konstrukčním prvkem v oblasti svazku trubek je trubkovnice a její připojení k svazku trubek. V praxi je používá mnoho způsobů, jak trubky připojit k trubkovnici. V praxi by záleželo na výrobci spalínového kondenzátoru, jestli by byl ochoten nerezové trubky svařit s trubkovnicí nebo jestli by rozválcovl konce trubek.



Obr. 7-4 Pohled na sestavený svazek trubek

Při sestavování spalínového kondenzátoru by se v prvním kroku provedla kompletace svazku trubek s přepážkami a trubkovnicemi. Tato soustava by se nasunula do pláště a na obou koncích pláště by se provedl svar spojující trubkovnice s pláštěm. Návrh samotného pláště následuje v další podkapitole.

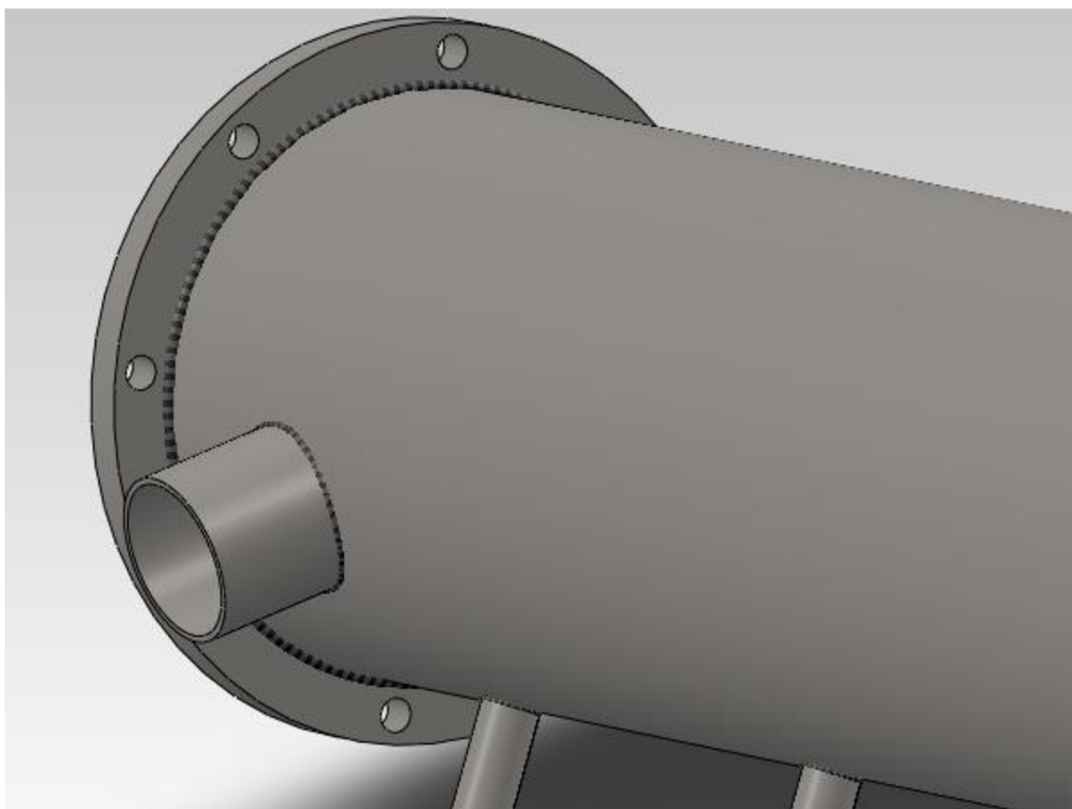
## 7.2 Návrh pláště

Plášť spalínového kondenzátoru je svařenec čítající samostatnou trubku pláště, příruby na vstupu a výstupu spalín, trubky vstupu a výstupu chladiva a upevnění či uložení celého spalínového kondenzátoru.

V této chvíli máme určené vnější a vnitřní průměry trubky pláště. Délka pláště se bude odvíjet od délky svazku trubek. Délka pláště bude větší z důvodu toho, aby příruby pláště a šrouby nepřekážely trubkám vstupujícího a vystupujícího chladiva. Volíme tedy tloušťku přírub 20 mm a délku trubky pláště 1,41 m, což znamená, že plášť spalínového kondenzátoru bude mít délku 1,45 m. Do trubky pláště musí být následně vyříznuty otvory pro vstup a výstup chladiva.

Výše zmíněné příruby by byly s trubkou pláště spojeny koutovým svarem. Velmi důležité při svařování by bylo správné natočení příruby tak, aby šrouby v přírubě nezasahovali do trubky vstupu či výstupu chladiva a případně i do míst uložení spalínového kondenzátoru.





Obr. 7-5 Detail svarů pláště

Jelikož jsem dimenze trubek vstupu a výstupu chladiva nedostal od zadavatele nijak definovány, tak při návrhu vstupu chladiva o rychlosti přibližně 1,5 m/s jsem zvolil bezešvé trubky o vnějším průměru 89 mm a tloušťce stěny 3,6 mm. Jelikož máme sudý počet přepážek, tak je zřejmé, že vstup a výstup chladiva bude na protilehlých stranách. Při pohledu do technické dokumentace zjistíme, že osa výfukového potrubí GHP jednotky TEDOM Polo 100 je 170 mm nad podkladem. Osa spalínového kondenzátoru se nachází 50 mm nad osou výfuku a vnějším poloměrem pláště je 136,5 mm, tudíž není možné provést vstup chladiva zespoda, aby výstup byl shora či naopak, nýbrž je nutné volit vstup chladiva zleva a výstup zprava či naopak. Vstupní potrubí umístíme do co nejnižšího bodu a výstupní, do co nejvyššího, abychom ve skutečnosti odváděli co nejvíce ohřáté chladivo, ačkoliv dle výpočtů je rozdíl teplot při alespoň polovině maximálního průtoku zanedbatelný.

V návrhu spalínového kondenzátoru je nutné taktéž počítat s tím, že jednou za nějaký časový interval bude nezbytné provést čištění (ve většině případů mechanické čištění) spalínového kanálu, který je v tomto konstrukčním řešení prostor uvnitř trubek. V případě odstávky je hlavní problematikou vypuštění veškerého chladiva před samotnou demontáží pláště od vstupu a výstupu. Jelikož výstupní hrdlo máme v téměř nejvyšším bodě pláště, tak jsme nuceni v nejnižším bodu pláště zhotovit havarijní výpusť chladiva. Při bočním řezu spalínovým kondenzátorem zjistíme, že přepážky dělí prostor uvnitř pláště na 11 komor, ale v praxi by mezera mezi přepážkou a pláštěm, která zde je z důvodu snadnější montáže, plně vystačila pro průtok chladiva při vypouštění, takže není nutné dělat 11 vývodů a ty od sebe složitě izolovat, aby nesloužili pro chladivo téměř na vstupu jako bypass, ale postačí jeden v nejnižším bodu pláště.

Zjištění, že mezi spalínovým kondenzátorem a podkladem je mezera, lze zvolit uložení kondenzátoru stojícího přímo na podkladu bez nutnosti montování na dodatečné podpůrné konstrukce či rámy. Zde je ovšem důležité zmínit, že celý kondenzátor je konstruován tak, aby jeho osa byla vodorovná kvůli správné funkci odtoku kondenzátu a havarijní výpusti chladiva. Hlavním dopadem při umístování spalínového kondenzátoru dále od GHP jednotky by byla navyšující se tlaková ztráta spalín a tím menší použitelná výška komínu.

### **7.3 Návrh vstupu spalín**

Vstupní potrubí spalín do spalínového kondenzátoru je v tomto návrhu součástí čítající nejméně úskalí. Jedná se o svařenec vstupní komory s přírubou.

Samotná vstupní komora je zakroužený nerezový plech do potřebného tvaru tak, aby co nejideálněji rozváděl vstupující spaliny do svazku trubek. V praxi však nedochází k ideálnímu rozložení, při kterém každou trubkou prochází stejný hmotnostní tok spalín. Vstupní otvor do vstupní komory volíme tak, aby byla zajištěna rychlost spalín 5 m/s, která nastane při průměru 90 mm.

### **7.4 Návrh výstupu spalín**

Výstupní potrubí spalín ze spalínového kondenzátoru by teoreticky mohlo být uděláno obdobně jako vstup, kdyby spaliny neobsahovali kapičky kondenzátu. Výstup spalín se tedy skládá z příruby, svodu spalín a odtoku kondenzátu.

Svod spalín bude zaručovat to, aby se hmotnostní tok spalín i s kondenzátem z trubek ideálně svedl do jednoho výfukového kanálu, do kterého je zabudován separátor kapiček kondenzátu. Jelikož spaliny kondenzují již v trubkách, tak je důležité zajistit to, aby kondenzát po celou dobu své existence odtékal a nedocházelo k tzv. zaplavení kondenzátoru. Toho se dosáhne tím, že otvor odtoku kondenzátu bude v nejnižším místě spalínového kanálu kondenzátoru. Svod spalín bude obdobně jako vstupní komora vyroben ze zakrouženého nerezového plechu, ale s tím rozdílem, že při bočním řezu svodem je ta hrana pláště svodu, která je blíže k podkladu, vodorovná, aby byla zaručena podmínka zmíněná výše, a v místě, které je nejnižší (nebo v případě absolutně vodorovného postavení spadá do roviny nejnižších míst spalínového kanálu), bude vyvrtán otvor pro odtok kondenzátu. Další funkcí svodu spalín je to, aby zaručil vyseparování kapiček kondenzátu, které jsou ze svazku trubek unášeny dále. Využijeme odstředivých sil, které působí na kapičky kondenzátu, které mají téměř tisíckrát větší hustotu než spaliny, a zahneme proud spalín vzhůru tak, aby nám pomáhala i tíhová síla kapiček kondenzátu. Výsledným efektem tak bude, že proud vystupujících spalín z kondenzátoru bude směřovat vzhůru, což je vhodné vzhledem k tomu, že za spalínovým kondenzátorem bude následovat odtah do komína orientovaný stejným směrem.

Odtok kondenzátu bude navařen na otvoru ve svodu spalin. Bude se jednat o trubku zahnutou do tvaru sifónu, aby hydrostatický tlak zaručil, že odtokem spalin nedojde k profouknutí spalin. Zde se objevují dva problémy, které je nutné konstrukčně vyřešit. Prvním je to, že výška vodního sloupce v sifonu ovlivňuje asymetrii vstupu, tzn. čím vyšší sifon pod kondenzátorem tím výše musí být umístěn. Druhý problém je ten, kdy je spalinový kondenzátor uveden po delší odstávce či údržbě opět do provozu a v sifonu odtoku spalin není žádná hladina kondenzátu, který by zabránil proniknutí spalin do tohoto systému. Po konzultaci se zadavatelem jsme došli k názoru, že před uvedením do provozu se celý tento systém naplní kondenzátem, aby k profouknutí spalinami nemohlo dojít.

## Závěr

Jak již bylo zmíněno v úvodu mé práce, výsledné rozměry kondenzačního výměníku nespĺňovali předpoklad zadání zadavatele, který chtěl podle této práce následně vyrobit prototyp. Po zhotovení prototypu spalínového kondenzátoru by následovalo měření hodnot (teplot chladících médií a spalín vystupujících z kondenzátoru, tlak spalín na výstupu, atd.), které by se následně porovnávalo s hodnotami v této práci. S velkou pravděpodobností by došlo k několika úpravám samotného výpočtu, jelikož součinitel přestupu tepla kondenzujících spalín pravděpodobně bude vyšší než teoreticky spočítaný, což je v praxi běžné a návrh spalínového kondenzátoru je iterační.

Na základě teoretických výpočtů však víme, že spalínový kondenzátor zaručí při použití obou chladiv z kondenzátorové či výparníkové větve kondenzaci spalín. Při použití vody z vratné výparníkové větve o teplotě 7 °C dosáhneme maximálního výkonu 15 256 W, kdy zkondenzuje 70 % vodní páry ve spalínách. Při použití 35% roztoku ethylen-glykolu ve vodě z vratné kondenzátorové větve o teplotě 50 °C dosáhneme minimálního výkonu 5 498 W, kdy zkondenzuje téměř 14 % vodní páry ve spalínách. Maximální hmotnostní tok kondenzátu z kondenzátoru činí 0,0072 kg/s.

Z návrhu spalínového kondenzátoru vyplývá, že bude mít délku **XXX** metru, šířku **XXX** metru a výšku **XXX** metru. Osu kondenzačního výměníku se nepodařilo umístit do stejné výšky od podkladu v jaké se nachází výfuk spalín GHP jednotky Tedom Polo 100, ale je o 50 mm výše, ale ideální rozvedení spalín do svazku trubek by i tak mělo být zaručeno dlouhou a pozvolně se rozevírající vstupní částí.

Hmotnost celého spalínového kondenzátoru činí přibližně 180 kilogramů. Hmotnost polotovarů se bude blížit ke 200 kg. V zadání této práce se nevyskytuje technicko-ekonomická bilance, nýbrž je při univerzálním použití kondenzačního výměníku spíše nutné zvážit, kdy vlastně slouží k výrobě užitečné tepelné energie. Nehledě na to, jestli se teplo odebrané spalínám dále spotřebuje po průchodu výparníkem či kondenzátorem, není vždy teplo odebrané spalínám ve chladivu využitelné. Při průchodu média z vratné kondenzátorové větve, které již energii dodalo spotřebiči a vrací se do GHP jednotky, výkon kondenzačního výměníku opět mírně ohřívá chladivo a usnadňuje tak ohřev chladiva v kondenzátoru. Při použití chladiva z vratné výparníkové větve se děje pravý opak a chladivu je dodáno teplo a o to se ve výparníku musí více odebrat. Pravdou je, že ohřev chladiva se ve spalínové kondenzátoru odehrává v řadu stupňů či spíše jejich zlomků, takže energetický přínos spalínového kondenzátoru pro GHP jednotku není velmi znatelný. Kondenzát a jeho teplo nejsou vzhledem k jeho drobnému množství využitelné, tudíž účelem spalínového kondenzátoru je tedy snížení ztráty citelným teplem spalín (tzv. komínové ztráty).

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. DVORSKÝ, Emil. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha: Technická literatura BEN 2005. 287 s. ISBN 80-7300-118-7
2. *kogenerace.tedom.com* [online]. [cit. 2014-2-3]. Dostupné z WWW: <<http://kogenerace.tedom.com/jak-funguje-kogenerace.html>>
3. *biom.cz* [online]. [cit. 2014-2-15]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/mikrokogenerace-a-trigenerace>>
4. *vsb.cz* [online]. [cit. 2014-3-2]. Dostupné z WWW: <[http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/TZB/kogeneracni\\_jednotky.pdf](http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/TZB/kogeneracni_jednotky.pdf)>
5. *schnellmotor.de* [online]. [cit. 2014-3-6]. Dostupné z WWW: <<http://schnellmotor.de/en/company/press/Biogas-Convention-Trade-Fair-2013.php>>
6. HRADECKÝ, Martin. Využití tepla spalin v kondenzačním výměníku. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006, 34 s.
7. BROŽ, Jiří. Chladicí a klimatizační technika. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky 2012. 181 s.
8. *vetrani.tzb-info.cz* [online]. [cit. 2014-4-15]. Dostupné z WWW: <<http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>>
9. *ghp.tedom.com* [online]. [cit. 2014-4-22]. Dostupné z WWW: <<http://ghp.tedom.com/>>
10. Technická dokumentace TEDOM Polo 100
11. *robur.cz* [online]. [cit. 2014-1-30]. Dostupné z WWW: <<http://www.robur.cz/tepelna-cerpadla>>
12. *tepelna-cerpadla-mach.cz* [online]. [cit. 2014-2-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.tepelna-cerpadla-mach.cz/tepelna-cerpadla-pro-prumyslove-objekty/ghp-plynove-cerpadlo.php>>
13. *roburheatpumps.co.uk* [online]. [cit. 2014-3-13]. [cit. 2014-3-6]. Dostupné z WWW: <<http://www.roburheatpumps.co.uk/what-is-gas-absorption/>>
14. *saveenergy.ch* [online]. [cit. 2014-3-15]. Dostupné z WWW: <<http://saveenergy.ch/products/machine-service/>>
15. *ventos.cz* [online]. [cit. 2014-2-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.ventos.cz/spalinove-vymeniky>>
16. *thermena.nl* [online]. [cit. 2014-2-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.thermeta.nl/>>

17. ŠTĚPÁNEK, Petr. Horizontální spalínový výměník. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007, 66 s.
18. BUDAJ, Florián. Parní kotle, podklady pro tepelný výpočet. Brno: Nakladatelství VUT Brno 1992. 199 s.
19. *vytapani.tzb-info.cz* [online]. [cit. 2014-4-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/89-slozeni-zemnich-plynu>>
20. VESELÝ, Stanislav. Spalovací komory, termodynamika a základy konstrukce. Brno: Galant Brno 2007. 237 s. ISBN 978-80-254-0418-8
21. *vytapani.tzb-info.cz* [online]. [cit. 2014-4-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>>
22. [online]. [cit. 2014-3-15]. Dostupné z WWW: <[http://www.engineeringtoolbox.com/dew-point-flue-gases-d\\_1583.html](http://www.engineeringtoolbox.com/dew-point-flue-gases-d_1583.html)>
23. *vytapani.tzb-info.cz* [online]. [cit. 2014-3-28]. Dostupné z WWW: <<http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/55-hodnoty-vody-a-vzduchu-pro-vypocet-prestupu-tepla>>
24. Technická dokumentace firmy ArcelorMittal Tubular Products Ostrava
25. KAKAÇ, Sadik. Heat exchangers selection, rating and thermal design. Miami: CRC Press 2002. 501 s. ISBN 0-8493-0902-6
26. Technická dokumentace Argimex

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$B$	m	Mezera mezi přepážkami
$C$	kJ/K	Tepelná kapacita
$C_g$	kJ/K	Tepelná kapacita etylen-glykolu
$C_s$	m	Mezera mezi trubkami
$C_{spal}$	kJ/K	Tepelná kapacita spalin
$C_w$	kJ/K	Tepelná kapacita chladící vody
$c_p$	kJ/kg·K	Měrná tepelná kapacita složky spalin
$c_{p_{spal}}^{in}$	kJ/kg·K	Měrná tepelná kapacita vstupujících spalin
$c_{p_{spal}}^{out}$	kJ/kg·K	Měrná tepelná kapacita vystupujících spalin
$c_{p_{spal}}$	kJ/kg·K	Měrná tepelná kapacita spalin o střední teplotě
$c_{p_w}$	kJ/kg·K	Měrná tepelná kapacita vody o střední teplotě
$d$	m	Vnitřní průměr trubky
$d_h$	m	Hydraulický průměr
$d_s$	m	Vnitřní průměr pláště kondenzátoru
$D$	m	Vnější průměr trubky
$D_s$	m	Vnější průměr pláště kondenzátoru
$f$	-	Koeficient vlhkosti vzduchu
$f_{tř}$	-	Třecí součinitel uvnitř pláště
$i_{spal}^{in}$	kJ/kg	Entalpie vstupujících spalin
$i_{spal}^{out}$	kJ/kg	Entalpie vystupujících spalin
$k$	W/m <sup>2</sup> ·K	Součinitel prostupu tepla
$k_{tr}$	m	Absolutní drsnost potrubí
$l$	m	Výpočtová délka svazku trubek
$l_v$	kJ/kg	Měrné skupenské teplo spalin
$l_{výsl}$	m	Výsledná teoretická délka svazku trubek
$\dot{m}$	kg/s	Hmotnostní tok složek spalin
$\dot{m}_{kond}$	kg/s	Hmotnostní tok kondenzátu

$\dot{m}_{spal}^{in}$	kg/s	Hmotnostní tok vstupujících spalin
$\dot{m}_{spal}^{out}$	kg/s	Hmotnostní tok vystupujících spalin
$\dot{m}_{spal}^S$	kg/s	Hmotnostní tok suchých spalin z výfuku GHP jednotky
$\dot{m}_{spal}^V$	kg/s	Hmotnostní tok suchých spalin z výfuku GHP jednotky
$\dot{m}_w$	kg/s	Hmotnostní tok chladící vody
$Nb$	-	počet přepážek
$Nu_{spal}$	-	Nusseltovo číslo spalin
$Nu_w$	-	Nusseltovo číslo chladící vody
$n_{tr}$	-	Počet trubek v trubkovnici
$O$	m	Obvod smáčeného tělesa
$P_{kond}$	W	Výkon kondenzátoru
$P_{kond}^{výsl}$	W	Výsledný výkon kondenzátoru
$P_t$	m	Rozestup trubek v průřezu
$p_p$	Pa	Parciální tlak složky ve spalinách
$p_p''$	Pa	Parciální tlak syté páry
$p_{spal}$	Pa	Absolutní tlak spalin
$Pr_{spal}$	-	Prandtlovo číslo spalin
$Pr_w$	-	Prandtlovo číslo chladící vody
$Re_{spal}$	-	Reynoldsovo číslo spalin
$Re_w$	-	Reynoldsovo číslo chladící vody
$r_s$	m	Vnitřní poloměr pláště
$r_s'$	m	Poloměr roztečné kružnice trubek
$S_{1m}$	m <sup>2</sup>	Teplosměnná plocha jednoho metru trubek
$S_c$	m <sup>2</sup>	Teoretická plocha pro výpočet proudění příčně v plášti
$S_{spal}$	m <sup>2</sup>	Plocha, kterou proudí spalin
$S_w$	m <sup>2</sup>	Plocha, kterou proudí chladící voda
$\check{S}$	m	Šířka rozteče trubek
$t_{ros}$	°C	Teplota rosného bodu



$t_{spal}^{in}$	°C	Teplota vstupujících spalin
$t_{spal}^{out}$	°C	Teplota vstupujících spalin
$t_{spal}^{out\ v\ ýsl}$	°C	Výsledná teplota vstupujících spalin
$t_{spal}^{stř}$	°C	Střední teplota spalin
$t_{ss}$	m	Tloušťka stěny pláště
$t_{ts}$	m	Tloušťka stěny trubky
$t_w^{stř}$	°C	Teplota uprostřed stěny trubky
$t_w^{in}$	°C	Teplota vstupující chladící vody
$t_w^{out}$	°C	Teplota vystupující chladící vody
$t_w^{stř}$	°C	Střední teplota chladící vody
$V$	m	Výška rozteče trubek
$\dot{V}$	Nm <sup>3</sup> /s	Objemový průtok složky spalin
$\dot{V}_{O_2min}$	Nm <sup>3</sup> /s	Minimální objemový průtok kyslíku pro spalování
$\dot{V}_{O_2}$	Nm <sup>3</sup> /s	Skutečný objemový průtok kyslíku pro spalování
$\dot{V}_{SPAL^S}$	Nm <sup>3</sup> /s	Objemový průtok suchých spalin
$\dot{V}_{SPAL^V}$	Nm <sup>3</sup> /s	Objemový průtok vlhkých spalin
$\dot{V}_{VZD^Smin}$	Nm <sup>3</sup> /s	Minimální objemový průtok suchého vzduchu
$\dot{V}_{VZD^S}$	Nm <sup>3</sup> /s	Skutečný objemový průtok suchého vzduchu
$\dot{V}_{VZD^Vmin}$	Nm <sup>3</sup> /s	Minimální objemový průtok vlhkého vzduchu
$\dot{V}_{VZD^V}$	Nm <sup>3</sup> /s	Skutečný objemový průtok vlhkého vzduchu
$\dot{V}_w$	m <sup>3</sup> /s	Objemový průtok chladící vody
$\dot{V}_{w1tr}$	m <sup>3</sup> /s	Objemový průtok chladící vody protékající jednou trubkou
$w_{H_2O}^{in}$	-	Hmotnostní zlomek vodní páry ve vstupujících spalinách
$w_{H_2O}^{out}$	-	Hmotnostní zlomek vodní páry ve vystupujících spalinách
$w^S$	-	Hmotnostní zlomek složky spalin v suchých spalinách
$w_{spal}$	m/s	Rychlost proudění spalin
$w^V$	-	Hmotnostní zlomek složky spalin ve vlhkých spalinách

$w_w$	m/s	Rychlost proudění chladící vody
$\alpha$	°	Úhel svírající poloměr úhlopříčka průřezu se šířkou průřezu
$\alpha_{spal}$	W/m <sup>2</sup> ·K	Součinitel přestupu tepla spalin
$\alpha_w$	W/m <sup>2</sup> ·K	Součinitel přestupu tepla chladící vody
$\Delta p_{spal}$	Pa	Tlaková ztráta na straně spalin
$\Delta p_w$	Pa	Tlaková ztráta na straně chladící vody
$\Delta t_{ln}$	°C	Logaritmický teplotní spád
$\Delta t_{ln_{výst}}$	°C	Výsledný logaritmický teplotní spád
$\varepsilon$	-	Relativní drsnost potrubí
$\eta_{chl}$	-	Účinnost vychlazení
$\eta_{kond}$	-	Účinnost kondenzace
$\lambda_{spal}$	W/m·K	Součinitel tepelné vodivosti spalin
$\lambda_w$	W/m·K	Součinitel tepelné vodivosti nerezy
$\lambda_{tř}$	W/m·K	Třecí součinitel uvnitř trubek
$\lambda_w$	W/m·K	Součinitel tepelné vodivosti chladící vody
$\mu_{spal}$	Pa·s	Dynamická viskozita spalin
$\mu_w$	Pa·s	Dynamická viskozita média vně trubek o $t_w^{stř}$
$\mu_w$	Pa·s	Dynamická viskozita chladící vody
$\nu_{spal}$	m <sup>2</sup> /s	Kinematická viskozita spalin
$\nu_w$	m <sup>2</sup> /s	Kinematická viskozita chladící vody
$\xi_{in}$	-	Součinitel místní tlakové ztráty na vstupu
$\xi_{out}$	-	Součinitel místní tlakové ztráty na výstupu
$\rho$	kg/Nm <sup>3</sup>	Hustota složky spalin
$\rho_{spal}$	kg/Nm <sup>3</sup>	Hustota spalin
$\rho_w$	kg/m <sup>3</sup>	Hustota chladící vody
$\sigma_s$	-	Součinitel poměrných dynamických viskozit
$\varphi$	-	Relativní vlhkost spalin
$\omega$	-	Objemový zlomek složky spalin