

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA SPALIN ŽÍHACÍ
PECE PRO OHŘEV TEPLÉ UŽITKOVÉ VODY
UTILIZING OF FURNACE WASTE HEAT FOR HOT WATER PRODUCTION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ZBYNĚK KORYTÁR

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JIŘÍ POSPÍŠIL, PH.D.

BRNO 2009

ABSTRAKT

Obsah bakalářské práce pojednává o možnostech využití odpadního tepla spalin žhací pece pro ohřev teplé užitkové vody. V kapitolách jsou popsány jednotlivé druhotné energetické zdroje, výměníky tepla, jejich rozdělení, typy a konstrukce. Podrobněji se věnuje výpočtu výměníku tepla spaliny-voda pro ohřev teplé užitkové vody podle zadaných parametrů. V závěru bakalářské práce je uvedeno technicko-ekonomické zhodnocení a porovnání se současným stavem.

ABSTRACT

The content of bachelor deals with utilizing of furnace waste heat for hot water production. In the chapters are described various types of secondary energy sources, heat exchangers their distribution, types and their design. More detail is devoted to the calculation of the heat exchanger combustion water for heating hot water in accordance with the parameters. In conclusion of study is given technical and economic evaluation and compared to the status quo.

KLÍČOVÁ SLOVA

odpadní teplo
výměník tepla
spaliny
teplá užitková voda

KEY WORDS

waste heat
heat exchanger
combustion
hot water

Bibliografická citace bakalářské práce dle ČSN ISO 690

KORYTÁR, Z. : Využití odpadního tepla spalín žihací pece pro ohřev teplé užitkové vody, Brno, 2009, 28 s., 2 s. příloh. Bakalářská práce na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně na Energetickém ústavu. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji tímto, že jsem bakalářskou práci na téma „Využití odpadního tepla spalin žíhací pece pro ohřev teplé užitkové vody“ zpracoval sám, pouze s využitím pramenů v práci uvedených.

V Brně dne

.....
Zbyněk Korytár

Poděkování

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za odborné vedení a věnovaný čas. Dále bych chtěl poděkovat kolegům z projekční kanceláře ITEKA Brno a Mgr. Markovi Shindlerovi za trpělivost, odbornou pomoc a cenné rady.

Obsah

1. Úvod.....	2
2. Druhotné energetické zdroje, jejich definice a využití.....	3
2.1. Druhotná chemická energie	3
2.2. Druhotná tepelná energie.....	3
2.3. Druhotná mechanická energie	4
2.4. Technicko – ekonomické podmínky	4
2.5. Parametry jež je nutné dodržet při využívání odpadního tepla spalin	5
2.6. Využití odpadního tepla odcházejících spalin	5
2.7. Zhodnocení druhotných energetických zdrojů.....	5
3. Tepelný výměník	6
3.1. Rozdělení, typy a popis	6
3.2. Popis konstrukčního řešení výměníků tepla	9
3.2.1. <i>Trubkové výměníky tepla.....</i>	<i>9</i>
3.2.2. <i>Deskové výměníky tepla</i>	<i>11</i>
4. Vlastní výpočet výměníku.....	14
4.1. Zadané parametry	14
4.2. Výpočet tepelné bilance.....	15
4.3. Výpočet výměníku tepla.....	16
4.4. Uspořádání systému.....	21
5. Technicko – ekonomické zhodnocení	23
6. Závěr.....	24
7. Seznam použitých zdrojů	25
8. Seznam použitých zkratk a symbolů	26
9. Seznam příloh	28

1. Úvod

Cílem mé bakalářské práce je navrhnout využití odpadního tepla spalin žíhací pece pro ohřev teplé užitkové vody. Z hlediska stále se zvyšujících cen energií a zpřísňování ekologických kvót, je tepelný výměník výhodným řešením. Výměník by měl posloužit jako náhrada za zastaralou výtopnu, která již nevyhovuje dnešním normám. Její provoz je zastaralý, málo efektivní, a tudíž i nákladný.

Odpadní teplo výše zmiňované žíhací pece spadá mezi druhotné energetické zdroje.

Důležitým faktem dále je, že fosilní zdroje jsou vyčerpitelné. Jejich těžba a spotřeba se navíc neustále zvyšují, což vede ke snahám o prodloužení životnosti zásob fosilního bohatství Země. Největšími spotřebiteli jsou v současnosti zejména rozvojové země, dále pak Čína, Brazílie, Indie, ale řadí se mezi ně například i USA a Rusko.

Země Evropské unie jsou také z více než 60% závislá na dovozech energetických surovin. Tudíž se nás tato problematika velmi citelně týká. Z těchto důvodů je úspora fosilních zdrojů nezbytná. Nabízí se nám několik možností, které vedou k reálným úsporám :

- 1) využívání jaderné energie,
- 2) využívání obnovitelných zdrojů energie,
- 3) využívání druhotných energetických zdrojů.
- 4) úspory energie

Primární energetické zdroje získáváme z přírody. Druhotný zdroj energie vzniká jako vedlejší produkt lidské činnosti v důsledku spotřeby paliv a energie v technologickém, nebo energetickém pochodu. Je závislý na následném využití primárního zdroje energie. To je ve většině případů pouze částečné a podřízené technologické úrovni výroby, avšak významně zvyšuje celkovou efektivnost. Proto je výhodné druhotné energetické zdroje účelně využívat.

2. Druhotné energetické zdroje, jejich definice a využití

Druhotné energetické zdroje jsou energie vázané na tuhé, kapalné nebo plynné látky. Jejich energetický potenciál vzniká jako vedlejší produkt při přeměně a konečné spotřebě energie, například při energetickém využívání nebo odstraňování odpadů. Nejsou za ně považovány energie vyrobené jako hlavní produkt technologické nebo energetické výroby.

Za nositele druhotné energie se dají považovat produkty, meziprodukty, vedlejší produkty a odpady výrobního zařízení. Jejich energie ale nesmí být dále využívána v původním zařízení. Slouží jako zdroj energie v zařízení jiném.

Druhotné energetické zdroje rozdělujeme z hlediska druhu energie do tří základních skupin:

- 1) chemická energie,
- 2) tepelná energie,
- 3) mechanická energie.

2.1. Druhotná chemická energie

Nositelem druhotné chemické energie jsou tuhé, kapalné a plynné hořlavé odpady. Nazýváme je druhotná paliva. Jsou využitelná jako palivo pro jiné technologie, než-li ty, ve kterých vznikly.

Považujeme za ně například:

- 1) komunální odpady, odpady z těžby a zpracování dřeva, různé rostlinné odpady, zbytky z potravinářské výroby, smetky, shrabky z čistících stanic, filtrační kaly,
- 2) použité a jinak znehodnocené oleje, emulze, výplachy cisteren a nádrží,
- 3) kapalné odpady z výroby barev, laků, léčiv, potravin, sulfátové výluhy z celulózek,
- 4) plyny ze zpracování uhlovodíkových surovin, z výroby monomerů, syntetických kaučuků, frakce z methanovodíkové výroby polyethylenu, odpadní plyn z výroby fosforu, karbidu, ethylenoxidu, acetylenu, vysokopecní plyn, konvertorový feroslitinový plyn, kychtový plyn z kuploven, odpady z výroby tlakového plynu, bioplyn a kalový plyn.

2.2. Druhotná tepelná energie

Druhotnou tepelnou energii můžeme také označit jako odpadní teplo. Jedná se o teplo, které není hlavním produktem výroby, nebo nebylo úplně využito a lze ho dále použít. Analogicky s předchozí uvedenou druhotnou chemickou energií je vázané na odcházející tuhé, kapalné nebo plynné látky, energetické nebo technologické povahy.

Považujeme za ně například:

- 1) teplo z chlazení vysokých pecí, konvertorů, ohřívacích pecí, skluznic strkacích pecí, žíhacích a temperovacích horkovodních šoupátek krystalizátorů v kontilitě, agregátů pro fluidní tavení,

- 2) teplo vysokopecního konvertorového plynu, teplo z plynů trubkových pecí, přehříváčů, pyrolyzních pecí, zařízení na regeneraci katalyzátorů, pecí na spalování sulfanu,
- 3) teplo chladících vod, kondenzátů, odkalované vody při výrobě syntetického lihu, destilovaných kapalin,
- 4) teplo surového železa, oceli, výkovků, odlitků a jiných polotovarů,
- 5) teplo při syntéze kaučuku, výrobě sazí, z pyrolyzních jednotek, konvertorů zemního plynu a CO, absorberů, pražicích pecí, kontaktních pařáků, reaktorů syntézy čpavku, methanolu a zbytkových plynů z výroby kyseliny dusičné,
- 6) teplo z výrobních proudů při zpracování ropy,
- 7) teplo strusky plamenných a šachtových pecí, pecí tepelného zpracování rud,
- 8) teplo uvolněné při regeneraci katalyzátorů, teplo žhavého koksu při vyprázdnění z koksové komory.

2.3. Druhotná mechanická energie

Za druhotnou mechanickou energii povětšinou považujeme potenciální tlakovou energii plynů, par a kapalin.

Přetlak, který se využívá u různých technologických zařízení a provozů, je třeba před vypuštěním stlačeného média do atmosféry, či následném dalším využití snížit. Přímou lze využít jen malou část tepla, aniž by bylo nutné použít složitá technická zařízení. Například pro ohřev teplé užitkové vody. Pro technologické účely je třeba zvýšit potenciál ziskové energie pomocí tepelných čerpadel, termokompresorů, tepelných transformátorů a Rankine-Clausiových cyklů.

Považujeme za ně například:

- 1) přetlak spalin,
- 2) přetlak z chladících systémů, přetlak při výrobě kryogenních plynů, přetlak vysokopecního plynu, zemního plynu,
- 3) přetlak technologické páry při redukci z vyššího tlaku na tlak pro účely daného zařízení.

2.4. Technicko – ekonomické podmínky

Aby byl naplněn smysl využití druhotných energetických zdrojů, je nutné dodržet ekonomickou výhodnost takových zařízení, které je dokáží efektivně využít. Získaná energie z nich proto musí být levnější, než energie z alternativních zdrojů. Nesmíme zapomenout na neméně důležité ekologické podmínky, které musí být rovněž dodrženy.

Zásadní technicko – ekonomické podmínky:

- 1) výška energetické hladiny – je charakterizována teplotou u citelného odpadního tepla a tlakem u potenciální energie.
- 2) obtížnost zužitkování – technické řešení využití druhotných energetických zdrojů musí být výhodné i po stránce konstrukční a tedy realizovatelné. Složitá konstrukce, technologie a zásahy do stávajících zařízení bývají velice nákladné. Proto se taková investice nemusí vyplatit.
- 3) použitelnost získané energie – ne vždy jsou druhotné energetické zdroje ideální pro účel svého využití a proto mu velikost získané

energie nemusí vyhovovat. Mohou být příliš nízké a nedokážou pokrýt poptávku, nebo naopak příliš vysoké. V druhém případě se musí hledat další uplatnění. Je proto výhodné najít řešení pro výrobu elektrické energie.

- 4) pravidelnost výskytu – většina provozů je závislá na nepřetržité dodávce energie. Nepravidelný výskyt je proto velice těžko využitelný. Kolísavý výskyt nepředstavuje takový problém jako přerušovaný. Dá se do jisté míry regulovat.
- 5) cena energie – V místech, kde se nenachází dostatečné množství primárních zdrojů levné energie, je využití druhotných energetických zdrojů příznivé a naopak.

2.5. Parametry jež je nutné dodržet při využívání odpadního tepla spalin

Při využívání odpadního tepla spalin je nutno dodržet:

- 1) množství a teplota spalin musí odpovídat spotřebě. Spaliny nelze ochlazovat pod kondenzační teplotu, protože by docházelo ke korozi komínového potrubí.
- 2) optimalizace množství potřebné vody a časového harmonogramu spotřeby vody, aby bylo zařízení plně využito a nevykazovalo ztrátu.
- 3) ekonomické hledisko a optimalizace výrobních nákladů viz odstavec 2.4.

2.6. Využití odpadního tepla odcházejících spalin

Využití odpadního tepla odcházejících spalin patří mezi vůbec nejvyužívanější, nejrozšířenější a nejstarší způsoby. Vyskytuje se například u většiny hutních provozů, kde se kladně projevuje na zvýšení účinnosti pecí. Můžeme se zde setkat se dvěma typy výměníků. Jsou jimi rekuperátory a regenerátory pro předehřívání spalovaného vzduchu a plynu.

Odpadní teplo nelze z ekonomického a technického hlediska využít celé. Z tohoto důvodu počítáme s takzvaným součinitelem odpadního tepla. Součinitel využitelnosti odpadního tepla spalin je stanoven na 0,4 – 0,7 [1].

2.7. Zhodnocení druhotných energetických zdrojů

Za hlavní důvody využívání druhotných energetických zdrojů se považují následující :

- 1) nahrazují spotřebu primárních energetických zdrojů,
- 2) snižují palivo-energetickou náročnost výroby,
- 3) snižují zátěž životního prostředí.
- 4) přináší ekonomické úspory,

Kapitola vychází z [2], [5] a [6].

3. Tepelný výměník

Výměna tepla mezi dvěma tělesy s různou teplotou je termodynamický děj. Probíhá tak, že teplejší těleso předá část své energie tělesu chladnějšimu. Může se tak dít kondukcí, radiací, nebo konvekcí.

Tepelné výměníky jsou zařízení, která slouží k předávání a distribuci tepelné energie prostřednictvím proudících teplonosných medií. Také je můžeme použít k oddělení různých soustav. Jsou to nejstarší a nejrozšířenější zařízení v energetice.

3.1. Rozdělení, typy a popis

Výměníků je celá řada a dají se dělit do několika skupin podle společných znaků.

Rozdělení podle změny fáze:

- 1) Bez změny – média protékající výměníkem nemění během změny teploty změnu fáze
- 2) Se změnou – u medií protékajícími výměníkem dochází ke změně skupenství a to kondenzací nebo odpaření.

Rozdělení podle pracovního pochodu:

- 3) Rekuperační – obě tekutá média, ohřívající i ohřívaná, jsou zde oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce a výhřevných plochách na stranách obou medií. Teplo se sdílí prostupem tepla mezi pracovními látkami. Směr tepelného toku se nemění.
- 4) Regenerační – ohřívané médium vtéká opakovaně s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívacím do přesně vymezeného prostoru vyplněného pevným teplo-zprostředkujícím elementem a přijímá z něho teplo, dříve přivedené ohřívacím médiem.
- 5) Směšovací – ohřívané a ochlazované médium se v tomto výměníku směšují tak, že vytvoří směs. Jde o bezprostřední styk obou látek. Teplosměnná plocha je tvořena například povrchem kapek vstříkované vody.
- 6) Kontaktní – ohřívající i ohřívané médium se dostávají do kontaktu, po výměně tepla se ale opět rozdělují. Teplosměnná plocha je tvořena například povrchem zrn vsypaných do vody.

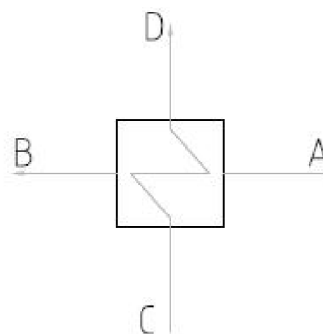
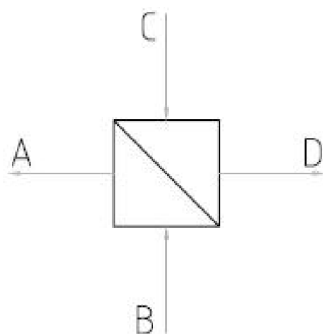
Rozdělení podle účelu a použití :

- 1) Ohříváky – vyznačují se tím, že ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze.
- 2) Chladiče – ochlazované médium v nich snižuje svou teplotu beze změny fáze.
- 3) Výparníky a odparky – ohřívané médium se mění v páru.
- 4) Kondenzátory – teplejší médium v parní fázi se sráží v kapalnou fázi – kondenzát
- 5) Přehříváky a mezipřehříváky (přihříváky) – slouží ke zvyšování teploty mokré, syté nebo přehřáté páry.
- 6) Sušárny – přísunem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi.

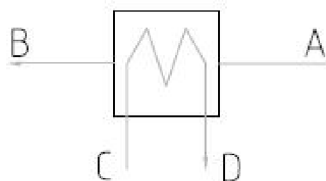
- 7) Termické odplyňovaky vody – parním ohřevem vody k bodu varu dochází k vylučování pohlcených plynů.
- 8) Topná tělesa ústředního vytápění – otopné médium ohřívá okolní vzduch.

viz Obrázek č. 3.1

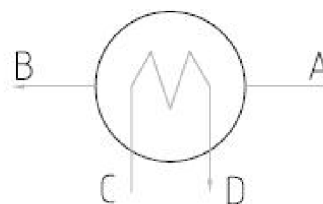
TEPELNÝ VÝMĚNÍK



CHLADIČ



KONDENZÁTOR

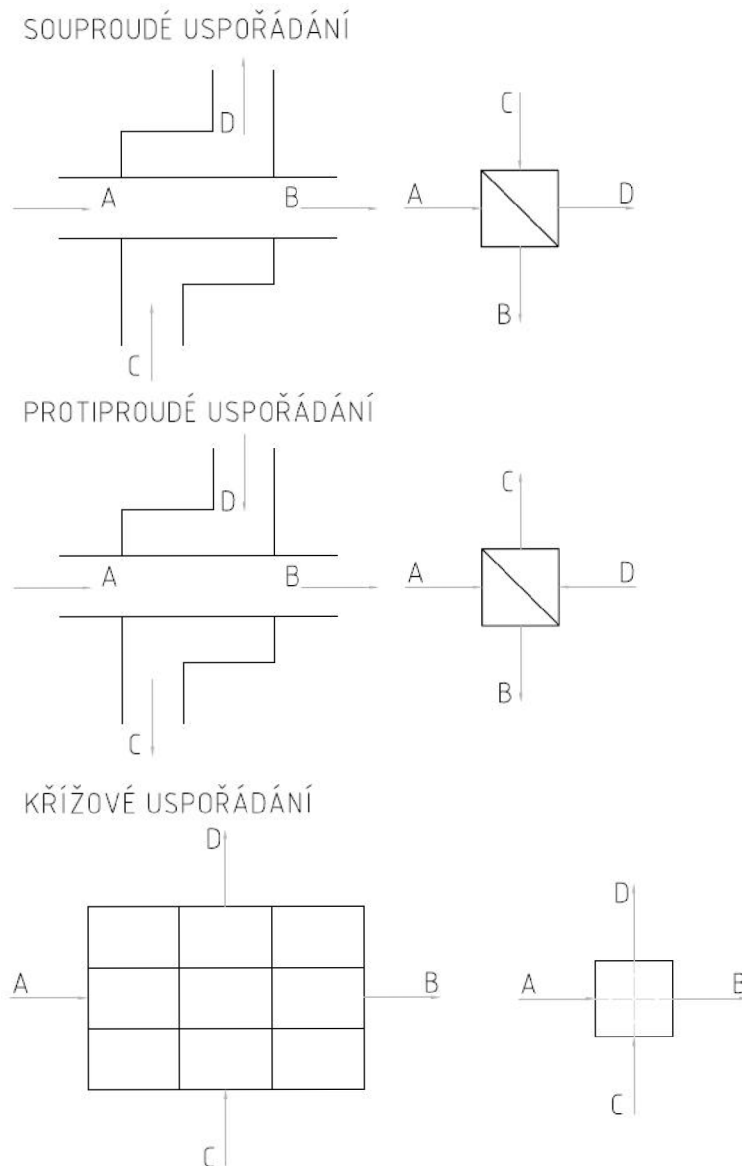


Obrázek č. 3.1 : Schémata nejčastěji používaných výměníků.

Rozdělení podle orientace proudění :

- 1) Souproudé – směry os proudů ohřivacího a ohřívaného média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný smysl.
- 2) Protiproudé – směry os proudů ohřivacího a ohřívaného jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají opačný smysl.
- 3) Křížové – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90° .
- 4) Se šikmým vzájemným proudem- osy proudů svírají v kolmém průmětu spolu úhel větší nebo menší než 90° .
- 5) Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové proudění.
- 6) S kombinovaným prouděním.

Tři základní způsoby orientace proudění znázorňuje
Obrázek č. 3.2



Obrázek č. 3.2 : Schémata pracovního pochodu

Rozdělení podle konstrukčního řešení výhřevné plochy :

- 1) bubnové (kotlové),
- 2) deskové – skládají se ze sady desek seřazených za sebou,
- 3) trubkové – jsou nejčastějším typem výměníků,
- 4) svazkové,
- 5) šroubové,
- 6) hadové,
- 7) žebrové,
- 8) vlásenkové a jiné.

Rozdělení podle kombinace teplotních médií :

- 1) voda – voda,
- 2) voda – pára,
- 3) pára – vzduch,
- 4) pára – olej,

- 5) spaliny – voda,
- 6) spaliny – pára,
- 7) spaliny – vzduch a jiné.

Vychází z [2] a [6], [12].

3.2. Popis konstrukčního řešení výměníků tepla

3.2.1. Trubkové výměníky tepla

Použití – trubkové výměníky jsou použitelné pro kapaliny i plyny, včetně fázových změn. Pro jejich nízké pořizovací náklady se často uplatňují v oblasti centrálního zásobování teplem.

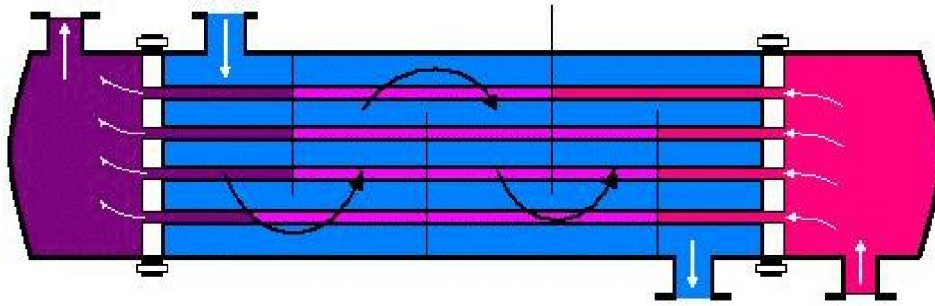
Konstrukce – skládají se z pláště a svazku trubek, znázorněném na Obrázku č. 3.4. Plášť je ve většině případech válcová nádoba se dvěma dny. Ta mohou být klenutá nebo rovná. Plášť je osazen otvory pro vstupy a výstupy ohřívajícího a ohřivaného média, které bývají zpravidla osazeny přírubami. Trubkový svazek je tvořen soustavou trubek mezi nimiž se nachází soustava vestaveb. Vstup i výstup z trubek je zakončen trubkovnicí. Trubky jsou v trubkovnici upevněny zaválcováním, pájením, přivařením, nebo montovány na přírubách. Průměr trubek je závislý na druhu média jimi protékajícího a požadovaných parametrech výměníku.

Materiál – Konstrukce a jakost materiálu odpovídá předpisům tlakových nádob. Plášť, trubky a trubkovnice se vyrábí z austenitické korozivzdorné oceli a běžných materiálů plátovaných vrstvou nerezí.

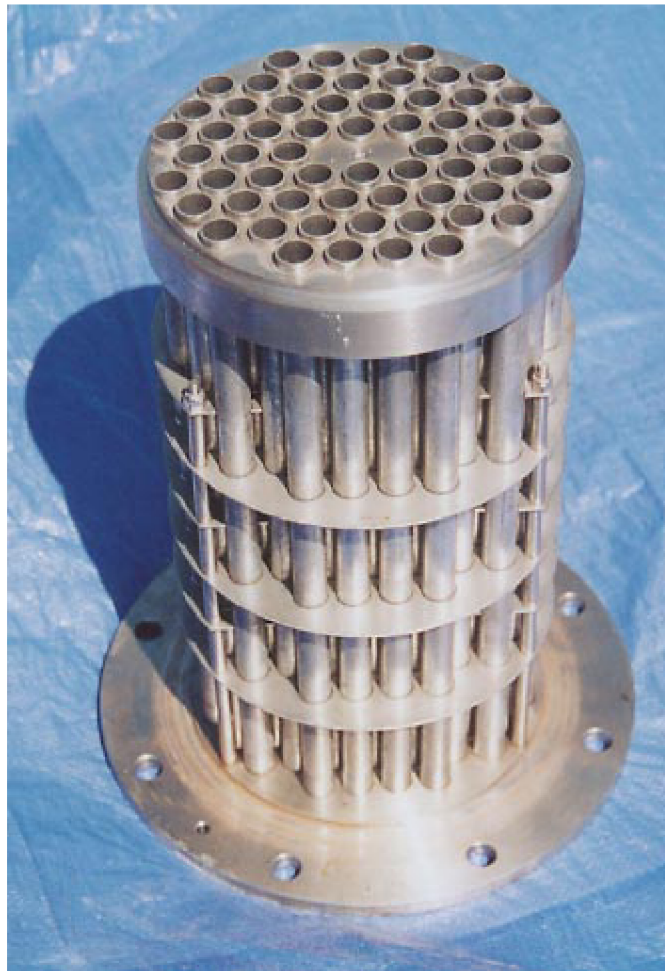
Princip činnosti – teplonosná média protékají svazkem trubek a mezitrubkovým prostorem. Teplo si média předávají postupem přes stěny trubek. Obrázek č. 3.3

Proudění – podle způsobu umístění přepážek mezi jednotlivými trubkami rozeznáváme v jednotlivých částech výměníku souproud, protiproud i křížové proudění.

Čištění – přístup k celému trubkovému svazku bývá u rozebíratelného typu umožněn, přesto je z vnější strany trubek čištění problematické. Nerozebíratelný typ výměníků se nedá běžným způsobem mechanicky čistit. Dna výměníku jsou totiž k plášti přivařena. Ne vždy je toto řešení nevýhodné. Tento typ výměníku je lehčí, konstrukčně méně náročný a tudíž levnější. Pokud je médium vhodně chemicky upraveno a je zaručena vyšší rychlost proudění bránící tvorbě nánosů, dochází pouze k minimálnímu zanášení stěn. Uplatňuje se zde i mechanické čištění za pomoci kuličkového proudu, které ale vyžaduje další složitá zařízení. V prostoru kde proudí jako médium spaliny používáme ostřik vodou, nebo vzduchem.



Obrázek č. 3.3 : Schéma trubkového výměníku [7]



Obrázek č. 3.4 : Trubkový svazek [10]



Obrázek č. 3.5 : Trubkový výměník bez čelních přírub [11]

3.2.2. Deskové výměníky tepla

Použití – nacházejí uplatnění téměř ve všech průmyslových oborech. Jsou vhodné v místech, kde se vyskytují malé teplotní rozdíly mezi ohřívacím a ohřívaným médiem. Lze dosáhnout vysoké rekuperace při malých konstrukčních rozměrech.

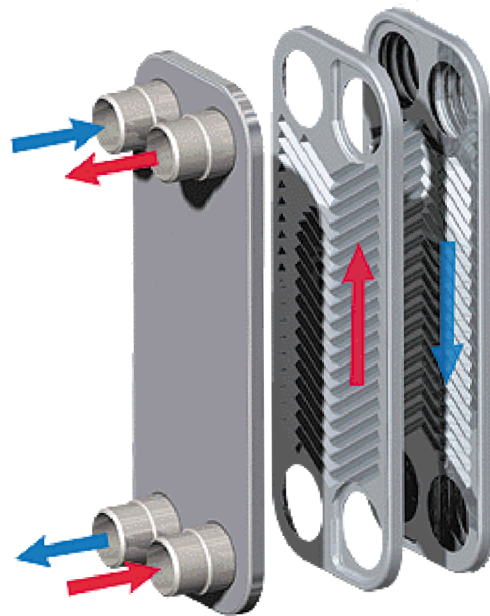
Konstrukce – skládají se ze sady desek seřazených za sebou znázorněné na Obrázku č. 3.6. Používáme tenkostěnné teplosměnné desky, díky kterým se sníží hmotnost a zlepší tepelné vlastnosti výměníků. Desky jsou opatřeny těsněním a staženy pomocí šroubů mezi hlavní a přítlačnou deskou, nebo jsou navzájem spájeny. Tak tvoří systém dvou navzájem oddělených mezideskových prostorů pro průtok ohřívacího a ohřívaného média. Takto smontované desky jsou vloženy do nosného rámu. Aby docházelo k turbulencím a zvýšil se tak přenos tepla, jsou tyto desky účelně prolisovány. Celá konstrukce výměníků je dobře patrná z Obrázku č. 3.8. Podle typu spojení rozlišujeme deskové výměníky na montované, jež je snadné přizpůsobit pro různé výkony, a pájené Obrázek č. 3.7. U pájených výměníků jsou jednotlivé desky navzájem nerozebíratelně spojeny mědí, čímž dosahují vysoké tlakové a teplotní odolnosti.

Materiál – desky jsou vyráběny z nerezové oceli, těsnění potom nejčastěji z pryže, neoprenu, EPDM a jiných.

Čištění – montované deskové výměníky mají díky své rozebíratelnosti přednost ve snadné údržbě. U nerozebíratelných je situace obdobná nerozebíratelným výměníkům trubkovým.

Proudění a princip činnosti je obdobný jako u výměníků tepla trubkové konstrukce.

Vychází z [1], [6] a [12].



Obrázek č. 3.6 : Schéma deskového výměníku [7]



Obrázek č. 3.7 : Pájený deskový výměník [8]



Obrázek č. 3.8 : Montovaný deskový výměník [8]

4. Vlastní výpočet výměníku

Cílem výpočtu je navrhnout výměník tepla pro ohřev teplé užitkové vody s pomocí odpadního tepla spalin plynové žíhací pece. Vzhledem k zvyšujícím se cenám energií a zpříšňování ekologických kvót, je tepelný výměník vhodné řešení.

Za současného stavu je dodávka teplé užitkové vody realizována dosluhující výtopnou v areálu slévárenského závodu. Spaliny odchází z žíhací pece bez dalšího využití jejich tepla komínovým systémem přímo do atmosféry.

Namontování výměníku a jeho zapojení je naplánováno na relativně krátké období odstávky zařízení. Proto by systém měl být jednoduchý a snadno vpravitelný do stávajícího potrubí teplé užitkové vody. Její teplota nepřesáhne 60°C a proto se počítá se zanedbatelným zanášením potrubí. Dále je požadován minimální zásah do zařízení žíhací pece díky nízkému stropu investice na realizaci. Z těchto důvodů volím nerozebíratelný trubkový tepelný výměník spaliny – voda.

Parametry pro výpočet vychází ze zadávací dokumentace slévárenského podniku a jsou doplněny o údaje projekční kanceláře Inteka Brno s r.o.

4.1. Zadané parametry

Při navrhování výměníku tepla se vycházelo z následujících průměrných provozních parametrů :

Spotřeba páry na režii	62[GJ-měsíc]	
Počet pracovních dnů v měsíci	22[dnů]	
Doba jednoho žíhacího cyklu	12[hod]	
Spotřeba plynu za žíhací cyklus	662[m ³]	
Objem spalin teoretických vlhkých	$V_{spt}^V = 10,5 [m^3 \cdot m_N^{-3}]$	
Objem spalin teoretických suchých	$V_{spt}^S = 8,425 [m^3 \cdot m_N^{-3}]$	
Objem vzduchu teoretického suchého	$V_{vzt}^S = 9,55 [m^3 \cdot m_N^{-3}]$	
Měrná tepelná kapacita vody	$c_p = 4,2 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	
Kyslík ve spalinách	$O_2 = 10[\%]$	
Vstupní teplota spalin	$t_1^I = 420 [°C]$	
Výstupní teplota spalin	$t_1^{II} = 150 [°C]$	
Vstupní teplota vody	$t_2^I = 10 [°C]$	
Výstupní teplota vody	$t_2^{II} = 60 [°C]$	
Průměrná teplota okolí	$T_N = 293,15 K$	
Střední rychlost spalin	$w_s = 20 [ms^{-1}]$	
Počet směn	[3]	
Ztráta sáláním do okolí	1,6[%]	
Entalpie $i_{sp} = \cdot t^2 + \cdot t [kJ \cdot m_N^{-3}]$	$i_{sp} = 1,41433 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 1,38802 \cdot t$	(4.1)
$i_{vz} = \cdot t^2 + \cdot t [kJ \cdot m_N^{-3}]$	$i_{vz} = 10^{-4} \cdot t^2 + 1,3043 \cdot t$	(4.2)

4.2. Výpočet tepelné bilance

Spotřeba páry pro TUV je 62 GJ/měsíc

Měsíc má 20 pracovních dnů

Spotřeba za 1 den

$$Q = \frac{62}{20} = 3,1 \text{ GJ} \cdot \text{den}^{-1}$$

Množství ohřáté vody za den

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t_v \quad (4.3)$$

$$t_2' = 10^\circ\text{C}$$

$$t_2'' = 60^\circ\text{C}$$

$$m = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{3,1 \cdot 10^9}{4,2 \cdot 10^2 \cdot 50} \quad (4.4)$$

$$m_m = 147619,05 \text{ kg} \cdot \text{den}^{-1}$$

$$m_v = 147,61905 \text{ m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$$

Entalpie spalin a vzduchu

Entalpie je fyzikální jednotka vyjadřující tepelnou energii uloženou v jednotkovém množství látky.

při vstupní teplotě spalin 420°C

$$i_{sp(420^\circ\text{C})} = 1,41433 \cdot 10^{-4} \cdot 420^2 + 1,38802 \cdot 420 = 583 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

$$i_{vz(420^\circ\text{C})} = 10^{-4} \cdot 420^2 + 1,3043 \cdot 420 = 565,446 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

při výstupní teplotě spalin 150°C

$$i_{sp(150^\circ\text{C})} = 1,41433 \cdot 10^{-4} \cdot 150^2 + 1,38802 \cdot 150 = 211,385 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

$$i_{vz(150^\circ\text{C})} = 10^{-4} \cdot 150^2 + 1,3043 \cdot 150 = 218,145 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Přebytek vzduchu

Přebytek vzduchu je poměr mezi množstvím vzduchu reálně přivedeného ke spálení a teoretickým množstvím vzduchu nutným pro ideální spalování. Spalování probíhá vždy s přebytkem vzduchu.

$$\left(\alpha_{O_2} = 1 + \frac{\varpi_{O_2}}{21 - \varpi_{O_2}} \cdot \frac{V_{spt}^s}{V_{vzt}^s} \right) \quad (4.5)$$

$$\alpha_{O_2} = 1 + \frac{V_{spt}^s}{V_{vzt}^s} = 1 + \frac{8,425}{9,55} = 1,882 \quad (4.6)$$

Objem spalin skutečných vlhkých

$$V_{sps}^v = V_{spt}^v + (\alpha_{O_2} - 1) \cdot V_{vzt}^s = 10,5 + (1,882 - 1) \cdot 9,55 = 18,923 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (4.7)$$

Teplo obsažené ve spalinách

$$Q_{sp(t)} = V_{sps}^v \cdot i_{sp(sv)} = V_{spt}^v \cdot i_{st(t)} + (\alpha - 1) \cdot V_{vzt}^s \cdot i_{vz(t)} \quad (4.8)$$

$$Q_{sp(420)} = 18,923 \cdot 583 + (1,882 - 1) \cdot 9,55 \cdot 565,446 = 15794,917 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

$$Q_{sp(150)} = 18,923 \cdot 211,385 + (1,882 - 1) \cdot 9,55 \cdot 218,145 = 5837,496 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Rozdíl tepla obsaženého ve spalinách

$$\Delta Q_{sp} = Q_{sp(420)} - Q_{sp(150)} = 9957,421 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (4.9)$$

Spotřeba plynu

$$V_{pl} = 662 \text{ m}^3 \text{ za směnu (v hod = 12h)}$$

$$\dot{V}_{pl} = 0,01532 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Tepelný tok ve spalinách

$$\dot{Q}_{sp} = V_{pl} \cdot \Delta Q_{sp} = 0,01532 \cdot 9957,421 = 152,548 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.10)$$

Teplota spalin za žíhací cyklus (12 hod)

$$Q_{sp(12h)} = 152,548 \cdot 43200 = 6590073,6 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} = 6,5900736 \text{ GJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Ztráta sáláním do okolí je 1,6[%]

$$Q_{sp(14,2h)} - 1,6\% = 6,5900736 - 0,1070412 = 6,4831 \text{ GJ} \cdot \text{m}_N^{-3} > 3,1 \text{ GJ} \cdot \text{den}^{-1}$$

4.3. Výpočet výměníku tepla

Normálová teplota

$$T_N = 293,15 \text{ K}$$

Střední teplota palin

$$T_{str} = \frac{t_1' + t_1''}{2} + 274,15 = \frac{420 + 150}{2} + 274,15 = 559,15 \text{ K} \quad (4.11)$$

$$\dot{V}_{sp} = V_{sps}^v \cdot \dot{V}_{pl} \cdot \frac{T_{str}}{T_N} = 18,923 \cdot 0,01532 \cdot \frac{559,15}{293,15} = 0,55295 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.12)$$

Průřez kouřovodu

počet trubek výměníku volím 8

$$\dot{V}_{sp} = w_s \cdot S \quad (4.13)$$

$$S = \frac{\dot{V}_{sp}}{w_s} = \frac{0,55295}{20} = 0,0276 \text{ m}^2 \quad (4.14)$$

$$S_{1/7} = \frac{S}{\text{poč_trubek}} = \frac{0,0276}{8} = 0,00345 \text{ m}^2 = 34,5 \text{ cm}^2 \quad (4.15)$$

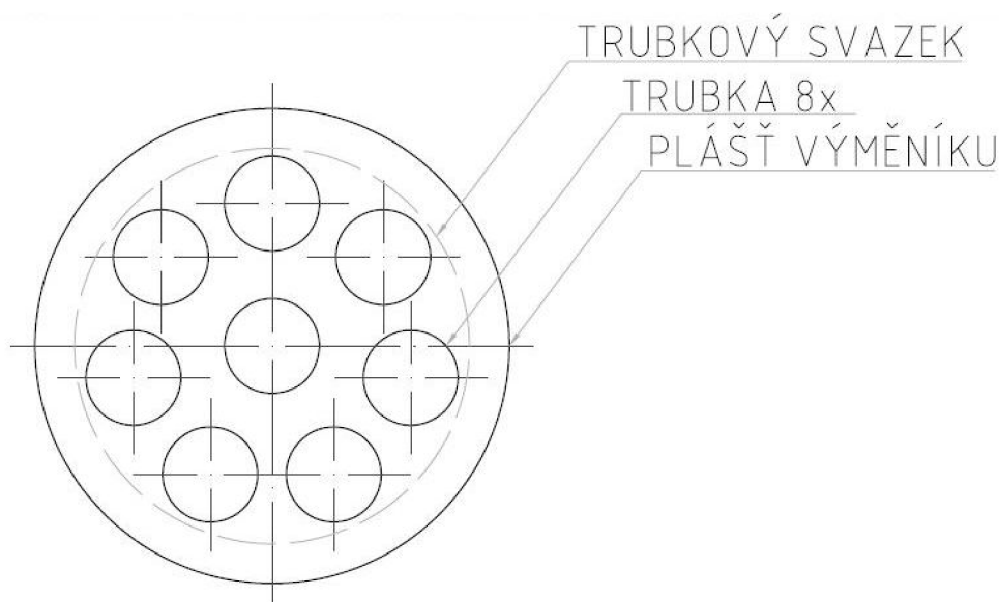
$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.16)$$

$$D_{1/7} = \sqrt{\frac{S_{1/7} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{34,5 \cdot 4}{\pi}} = 6,628 \text{ cm} \quad (4.17)$$

průměr trubky volím dle normalizovaných rozměrů $D_{1/7} = 70 \text{ mm}$

outside dia d_a	acc. to ANSI B 36.10 mm	wallthn. s mm	pipe kg / m	elbow type 2		elbow type 3		elbow type 5	
				radius r abt. mm	kg / pce.	radius r abt. mm	kg / pce.	radius r abt. mm	kg / pce.
70,0		2,6	4,35		0,44		0,62		1,09
		2,9	4,80		0,49		0,69		1,21
		3,2	5,27		0,54		0,76		1,32
		3,6	5,90		0,60		0,85		1,48
		4,0	6,51		0,66		0,94		1,64
		4,5	7,27		0,74		1,05		1,83
		5,0	8,01		0,82		1,16		2,01
		5,6	8,89	65,0 +/- 3,0	0,91	92,0 +/- 3,0	1,29	160,0 +/- 3,0	2,24
		6,3	9,90		1,01		1,43		2,49
		7,1	11,00		1,12		1,59		2,77
		8,0	12,20		1,25		1,77		3,07
		8,8	13,30		1,36		1,92		3,34
		10,0	14,80		1,51		2,14		3,72
		11,0	16,00		1,63		2,31		4,02
	12,5	17,70		1,81		2,56		4,45	

Obrázek č. 4.1 : Tabulka normalizovaných potrubí [1]



Obrázek č. 4.2 : Schéma uspořádání trubek ve výměníku

Trubky se na trubkovnici rozmisťují takovým způsobem, aby jejich středy ležely na soustředných kružnicích se vzdáleností trubek a kružnic od sebe o danou rozteč, nebo na vrcholech rovnoramenných trojúhelníků s velikostí ramene rovnající se dané rozteči. Charakteristický rozměr je vnitřní průměr trubky takzvaná světlost trubky.

Nusseltovo kritérium

Nusseltovo kritérium slouží ke stanovení součinitele přestupu tepla. Je závislé na charakteristickém rozměru a součiniteli tepelné vodivosti.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (4.18)$$

L charakteristický rozměr $D_{1/8}$ v metrech $L = 0,07 \text{ m}$

Prandtlovo kritérium

Prandtlovo kritérium zahrnuje vlastnosti tekutiny, které jsou důležité při sdílení tepla. Jedná se o podobnostní veličinu teplotních a rychlostních polí proudící tekutiny..

$$\nu - \text{z tabulek pro } t_{stř} = 285^{\circ}\text{C} \quad \nu = 38,22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$a - \text{z tabulek pro } t_{stř} = 285^{\circ}\text{C} \quad a = 87,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{38,22}{87,2} = 0,4383 \quad (4.19)$$

Reynoldsovo kritérium

Reynoldsovo číslo je bezrozměrná veličina. Určujeme podle něj typ proudění, laminární nebo turbulentní. Je definováno poměrem sil setrvačnosti a sil vnitřního tření molekul.

$$\text{Re} = \frac{w_s \cdot L}{\nu} = \frac{20 \cdot 0,07}{38,22 \cdot 10^{-6}} = 36629,08 \quad (4.20)$$

Nusseltovo kritérium (platí od $\text{Re} = 10^4$)

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s \quad (4.21)$$

ε_t - opravný součinitel neizotermického proudění

Pr_s - Prandtlovo kritérium vztažené na teplotu stěny

$$\nu \text{ z tabulek pro } 60^{\circ}\text{C} \quad \nu = 18,27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$a \text{ z tabulek pro } 60^{\circ}\text{C} \quad a = 25,93 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Pr}_s = \frac{\nu}{a} = \frac{18,27 \cdot 10^{-6}}{25,93 \cdot 10^{-6}} = 0,7046 \quad (4.22)$$

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{0,25} = \left(\frac{0,4383}{0,7046} \right)^{0,25} = 0,8881 \quad (4.23)$$

ε_t - opravný součinitel pro krátké trubky, z tabulek pro D/l

$$\varepsilon_t = 1,18$$

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot 36629,08^{0,8} \cdot 0,4383^{0,43} \cdot 0,8881 \cdot 1,18 = 69,117$$

$$\alpha - \text{součinitel přestupu tepla } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (4.24)$$

Tento koeficient je závislý na řadě veličin typických pro danou látku a proudění.

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{sp}}{L} = \frac{69,117 \cdot 4,81 \cdot 10^{-2}}{0,07} = 47,49 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.25)$$

λ_{sp} - tepelná vodivost spalin při $t_{stř} = 285^{\circ}\text{C}$

$$\lambda_{sp} = 4,81 \cdot 10^{-2} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Volba materiálu – ušlechtilá ocel 12022.1

$$\rho = 7850 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

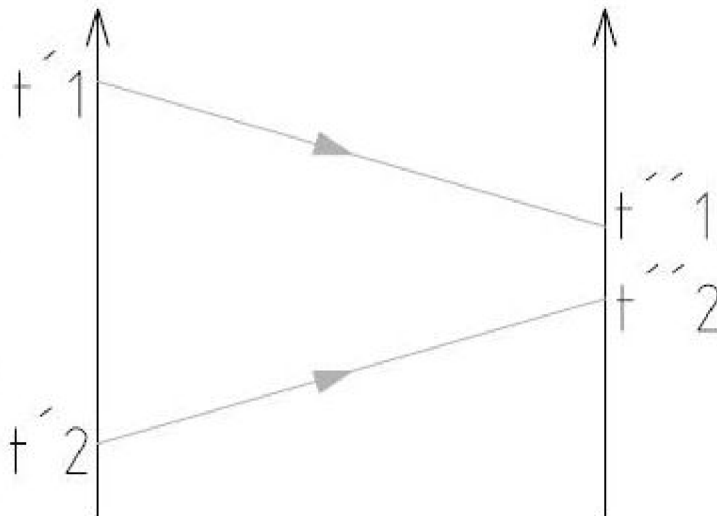
$$\lambda_{oc} = 42,15 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Prostup tepla stěnou výměníku

Prostup tepla je jev, ke kterému dochází, na rozhraní dvou látek o různých teplotách.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1}{47,49} + \frac{0,0026}{42,15}} = 47,706 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.26)$$

Zapojení jako sou proud:



Obrázek č. 4.3 : Schéma zapojení jako sou proud

Teplotní rozdíl na vstupu do výměníku

$$\Delta t' = t'_1 - t'_2 = 420 - 10 = 410^\circ\text{C} \quad (4.27)$$

Teplotní rozdíl na výstupu výměníku

$$\Delta t'' = t''_1 - t''_2 = 150 - 62 = 88^\circ\text{C} \quad (4.28)$$

Střední logaritmická teplota

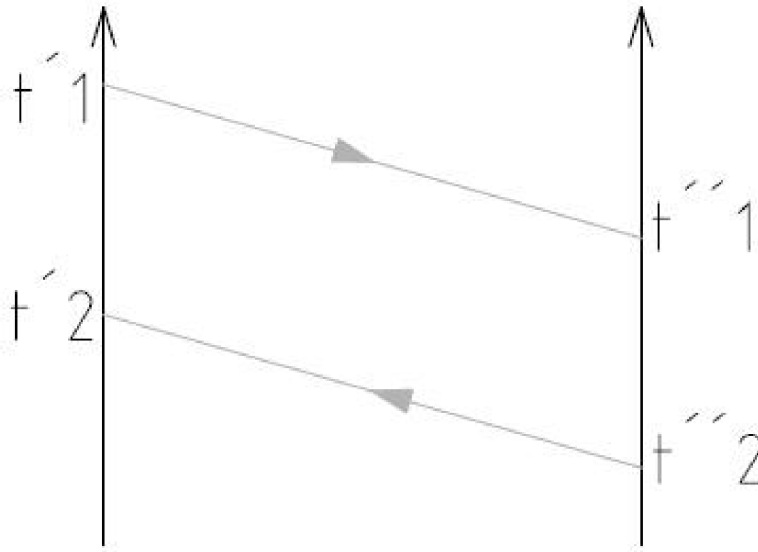
$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{410 - 88}{\ln \frac{410}{88}} = 209,2512^\circ\text{C} \quad (4.29)$$

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{str}} = \frac{152548}{47,76 \cdot 209,2512} = 15,264 \text{ m}^2 \quad (4.30)$$

$$l = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{15,264}{2 \cdot \pi \cdot 0,035} = 69,41 \text{ m} \quad (4.31)$$

$$l_{S1/8} = 8,676 \text{ m}$$

Zapojení jako protiproud:



Obrázek č. 4.4 : Schéma zapojení jako protiproud

Teplotní rozdíl na vstupu do výměníku

$$\Delta t' = t'_1 - t'_2 = 420 - 62 = 358^\circ\text{C} \quad (4.32)$$

Teplotní rozdíl na výstupu výměníku

$$\Delta t'' = t''_1 - t''_2 = 150 - 10 = 140^\circ\text{C} \quad (4.33)$$

Střední logaritmická teplota

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{358 - 140}{\ln \frac{358}{140}} = 232,189^\circ\text{C} \quad (4.34)$$

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{str}} = \frac{152548}{47,76 \cdot 232,189} = 13,75 \text{ m}^2 \quad (4.35)$$

Délka potrubí

$$l_p = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{13,75}{2 \cdot \pi \cdot 0,035} = 62,525 \text{ m} \quad (4.36)$$

Délka jednotlivých trubek

$$l_{p1/8} = 7,82 \text{ m}$$

Protiproudý výměník je vhodnější řešení. Jeho délka vyšla menší než u souprředého výměníku. Je ale třeba dále počítat s přírubami na obou koncích zařízení.

Rozměry pláště výměníku

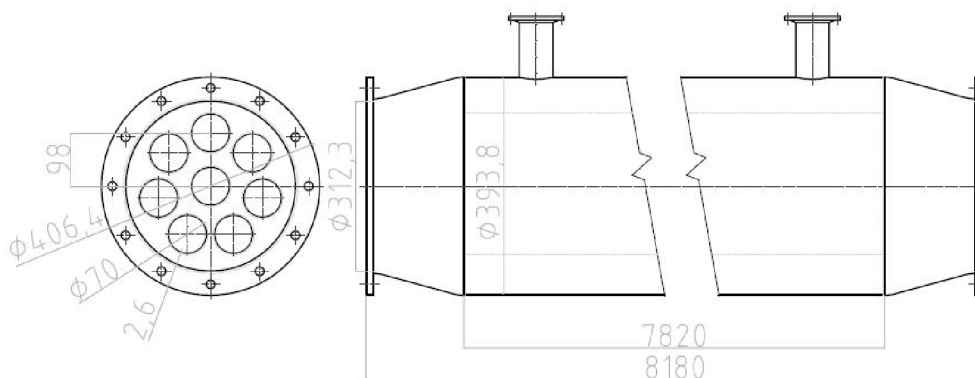
Rozteč trubek se volí 1,3 až 1,5 vnějšího průměru trubek.

$$s = 1,4 \cdot D_{1/8} = 1,4 \cdot 70 = 98 \text{ mm} \quad (4.37)$$

Vůle mezi trubkami a pláštěm

$$v_{t-p} = s - \frac{D_{1/8}}{2} = 98 - \frac{70}{2} = 63 \text{ mm} \quad (4.38)$$

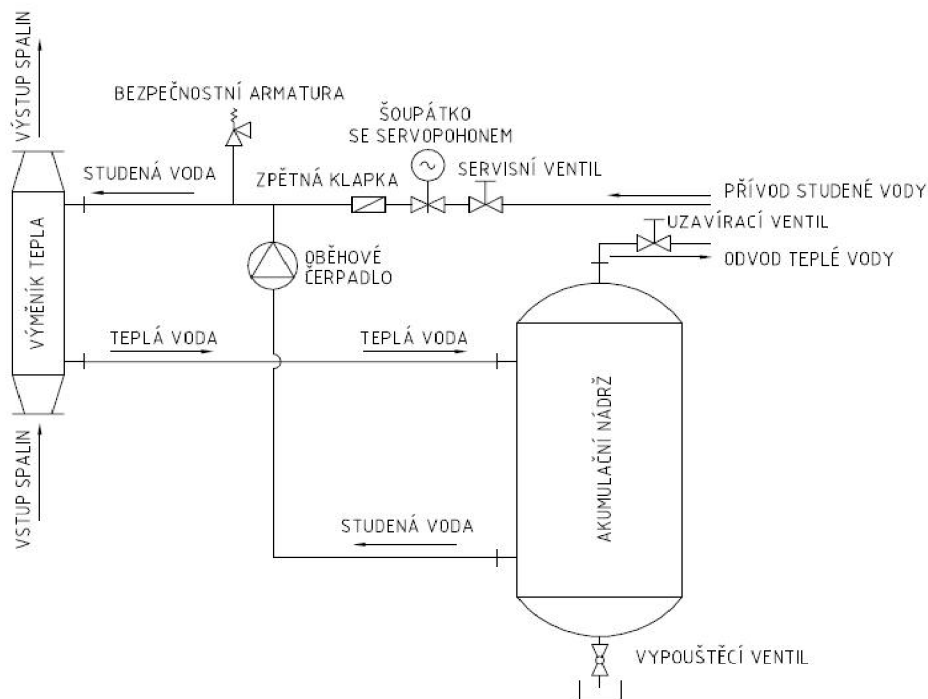
Vychází z [1], [2], [3], [4], [6].



Obrázek č. 4.1 : Rozměry trubkového výměníku tepla

4.4. Uspořádání systému

Výměník tepla spaliny–voda uveden na obrázku č.4.1 je propojen s akumulací uvedenou na obrázku č. 4.3 dvěma větvemi. Jedna přivádí studenou vodu do výměníku a druhá odvádí vodu ohřátou na 60°C do akumulací nádrže. Cirkulaci vody mezi výměníkem a nádrží zajišťuje v systému mokroběžné oběhové čerpadlo. Ohřátá voda je z akumulací nádrže dle potřeby odváděna do závodu. Doplnění spotřebované vody automaticky zajišťuje potrubí přívodu studené vody do větve studené vody.



Obrázek č. 4.2 : Schéma uspořádání systému a zapojení

Jako ochrana systému proti překročení dovoleného tlaku v potrubí je použita bezpečnostní armatura a zpětná klapka. Pro servis a případné opravy jsou v systému zapojeny ventily. A to servisní z důvodu možné poruchy na servopohonu šoupátka, dále pak uzavírací ventil na odvodu teplé vody a vypouštěcí ventil nádrže.

Trubkový výměník s protiproudým uspořádáním musí být vzhledem ke kombinaci teplotních médií nainstalován ve vertikální poloze dle schématu, jak jej zachycuje obrázek č. 4.5 a příloha: SCHÉMA ZAPOJENÍ VÝMĚNÍKU TEPLA SPALINY-VODA (formát A3)

Vychází z [1], [6] a [12]



Obrázek č. 4.3 : Akumulační nádrže s izolací [13]

5. Technicko – ekonomické zhodnocení

Podle vypočítaných parametrů byl výměník tepla předběžně stanoven na cenu 42 000 Kč. Je propojen s akumulací nádrží o objemu 10 000 až 14 000 litrů tepelně izolovanou proti nadměrným tepelným ztrátám. Cena vhodné akumulací nádrže je dle předběžného odhadu 95 000 Kč. Trvalý průtok vody výměníkem a akumulací nádobou zajišťuje mokroběžné oběhové čerpadlo. Dopravu a montáž zařízení si investor zajišťuje svépomocí. Odhad na instalaci a zapojení, do níž se řadí i náklady na propojovací potrubí, příruby vnějšího potrubí, ventily a elektroinstalace, je proto jen hrubý, a to 50 000 Kč. Provoz zařízení bude vyžadovat průběžnou údržbu jako čištění a servis oběhového čerpadla. Provozní náklady podobných zařízení se v praxi pohybují okolo částky 25 000 Kč/rok. Zásah do provozu továrny se neprojeví jako další investice z důvodu naplánování montáže výměníku v době celkové údržbové odstávky zasaženého provozu.

Náklady na realizaci :

Trubkový výměník spaliny ► voda	42 000 Kč
Akumulační nádoba	95 000 Kč
Oběhové čerpadlo	11 800 Kč
Vlastní montáž	50 000 Kč
Souhrn celkových nákladů	198 800 Kč

Tabulka č. 5.1 : Výpočet nákladů na realizaci

Za současného stavu je dodávka teplé užitkové vody zajišťována pomocí malé výtopny, přičemž cena 1GJ tepla je 315 Kč. Roční spotřeba tepla je 744 GJ.

Náklady na TUV jsou 234 360 Kč/rok.

Předpokládané úspory do roku 2012 :

ROK	NÁKLADY	ÚDRŽBA	ÚSPORY	NÁVRATNOST
2009	198 800 Kč	25 000 Kč	234 360 Kč	10 560 Kč
2010		25 000 Kč	234 360 Kč	209 360 Kč
2011		25 000 Kč	234 360 Kč	209 360 Kč
2012		25 000 Kč	234 360 Kč	209 360 Kč
Návratnost investice po 4 letech				638 640 Kč

Tabulka č. 5.2 : Výpočet předpokládané návratnosti

Z tabulky Předpokládané úspory do roku 2012 vyplývá, že investice do zařízení se vrátí již v prvním roce provozu. Do čtyř let provozování zařízení je návratnost trojnásobná.

6. Závěr

Předložená práce pojednává o výhodnosti využívání druhotných energetických zdrojů jako náhradu za konvenční zdroje energie. Popisuje jejich principy a možnosti zapojení.

Podrobněji se zabývá návrhem trubkového výměníku tepla spaliny voda s využitím odpadního tepla spalin ohřívací pece ve slévárenském podniku. Je pro něj proveden výpočet tepelné bilance, stanovení vhodnosti využití pro ohřev teplé užitkové vody, výpočet teplosměnných ploch a návrh samotného výměníku tepla. Z technicko ekonomického zhodnocení vyplývá výhodnost využití výměníku oproti stávajícímu zařízení. Ekonomická návratnost je menší než rok a do čtyř let překročí na úsporách pro ohřev TUV teoreticky půl milionu korun, přičemž se bude díky rostoucím cenám energií dále zvyšovat. Toto řešení je navíc vhodné i z ekologického hlediska.

S rostoucími cenami energií a narůstající spotřebou je potřeba zavádět úsporná řešení, která budou zároveň ohleduplná k životnímu prostředí.

7. Seznam použitých zdrojů

- [1] Firemní podklady podniku INTEKA Brno.
- [2] doc. Ing Ladislav Ochrana, CSc.: *KOTLE A VÝMĚNÍKY TEPLA, AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, S.R.O. BRNO2004.*
- [3] Jan Leinveber, Jaroslav Řasa, Pavel Vávra : *STROJNICKÉ TABULKY*, 3. doplněné vydání, SCIENTICA 1999.
- [4] Zdeněk Kadlec, *SDÍLENÍ TEPLA - SYLABUS, SDRUŽENÍ POŽÁRNÍHO A BEZPEČNOSTNÍHO INŽENÝRSVÍ*, 2005.
- [5] Wikipedie: [online], Otevřená encyklopedie.
<http://www.wikipedia.cz/> , [2009-012-05].
- [6] vscht.cz: [online], Druhotné energetické zdroje.
http://www.vscht.cz/ktt/zdrene/7.0_Druhodn%E9_zdroje.pdf,
[2009-012-05].
- [7] Genemco: [online], Plate Heat Exchanger.
<http://www.genemco.com/aloe/plate.html>, [2009-012-05].
- [8] Direct industry: [online], Gasketed-plate heat exchanger.
<http://www.directindustry.com>, [2009-018-05].
- [9] Global spec: [online], Specifying a liquid heat exchanger.
http://www.cheresources.com/shell_tube_heat_exchanger_1.shtml,
[2009-018-05].
- [10] Counterflow inc: [online], Heat exchangers.
<http://www.counterflow.net/heat.htm>, [2009-020-05].
- [11] Heft engineers: [online], Shell & tube heat exchangers.
<http://www.heftengineers.com/products3.htm> , [2009-020-05].
- [12] PBS Industry: [online], Výrobce a dodavatel z oblasti energetiky
<http://www.pbstre.cz/index.php?typ=PVA&showid=2>, [2009-020-05].
- [13] Akumulační nádrže: [online], Akumulační nádrže bez topné vložky
<http://www.akumulacni-nadrze.cz/0.htm>, [2009-012-04].

8. Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbo	Popis	Jednotka
t_1'	teplota spalin na vstupu	$[^{\circ}\text{C}]$
t_1''	teplota spalin na výstupu	$[^{\circ}\text{C}]$
t_2'	teplota vody na vstupu	$[^{\circ}\text{C}]$
t_2''	teplota vody na výstupu	$[^{\circ}\text{C}]$
Δt_v	střžení teplota vody	$[^{\circ}\text{C}]$
Δt_{str}	střední logaritmická teplota	$[^{\circ}\text{C}]$
m_v	množství vody	$[\text{kg} \cdot \text{den}^{-1}]$
i_{sp}	entalpie spalin	$[\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}]$
i_{vz}	entalpie vzduchu	$[\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}]$
α_{o_2}	přebytek vzduchu	$[/math>$
V_{sp}^v	objem spalin skutečných vlhkých	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}]$
V_{sp}^s	objem spalin teoretických suchých	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}]$
V_{vyt}^s	objem vzduchu teoretického suchého	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}]$
$Q_{sp(t)}$	teplo obsažené ve spalinách při teplotě t	$[\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}]$
\dot{Q}_{sp}	tepelný tok spalin	$[\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{s}^{-1}]$
\dot{V}_{pl}	objemový tok plynu	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
\dot{V}_{sp}	objemový tok spalin	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
T_{str}	střední teplota spalin	$[K]$
S	průřez kouřovodu	$[\text{m}^2]$
$S_{1/7}$	průřez jedné trubky výměníku	$[\text{m}^2]$
$D_{1/7}$	průměr jedné trubky výměníku	$[m]$
Nu	Nusseltovo kritérium	$[/math>$
Pr	Prandtlovo kritérium	$[/math>$
Re	Reynoltsovo kritérium	$[/math>$
ν	kinetická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
a	součinitel teplotní vodivosti tekutin	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
w	střední rychlost spalin	$[m \cdot \text{s}^{-1}]$
c_p	měrná tepelná kapacita vody	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
D_{zvol}	zvolený průměr trubky výměníku	$[mm]$
ε_t	korekční koeficient teploty	$[/math>$
ε_l	korekční koeficient délky	$[/math>$
α	součinitel přestupu tepla	$[W \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti spalin	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
λ_{oc}	součinitel tepelné vodivosti oceli	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
k	součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
S_{VS}	plocha výměníku při souproudu	$[m^2]$
S_{VP}	plocha výměníku při protiproudu	$[m^2]$
$l_{S1/7}$	délka výměníku při souproudu	$[m]$
$l_{P1/7}$	délka výměníku při protiproudu	$[m]$
n	počet trubek ve výměníku	$[/]$

9. Seznam příloh

SCHÉMA ZAPOJENÍ VÝMĚNÍKU TEPLA SPALINY-VODA (formát A3)

TRUBKOVÝ VÝMĚNÍK TEPLA SPALINY-VODA (formát A4)