

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

TEPELNÉ VÝMĚNÍKY PRO KLIMATIZACI

HEAT EXCHANGERS FOR AIR-CONDITIONING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL PAVLÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ HEJČÍK

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavlíček Michal

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Tepelné výměníky pro klimatizaci

v anglickém jazyce:


Heat exchangers for air-conditioning

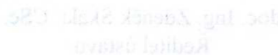
Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukce tepelných výměníků. Klimatizační zařízení, používané typy tepelných výměníků.

Cíle bakalářské práce:

Zpracovat přehled konstrukcí tepelných výměníků, využívaných v klimatizačních zařízeních.


V. S. F. Křiváček
doc. RNDr. Miroslav Křiváček, CSc.
Děkan ústavu


doc. Ing. Alois Štáhl, CSc.
Ředitel ústavu

Seznam odborné literatury:


[1] Kakaç S., Liu H.; Heat exchangers selection, rating and thermal design, second edition; CRC Press LLC; 2002; ISBN 0-8493-0902-6

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Hejčík

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 6.11.2007

L.S.



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ANOTACE

Teze je rozdělena na 2 části. V první části se zaměřuje na klasifikaci a charakterizaci jednotlivých typů výměníků. V druhé části je popsán postup návrhu a teoretický výpočet tepelného výměníku. Získané výsledky jsou pak porovnány s reálným deskovým tepelným výměníkem od firmy Güntner.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rekuperátory, regenerátory, přímý a nepřímý styk, trubkové, plášťové, deskové tepelné výměníky, přestup tepla, hmotnostní tok, Nusseltovo kritérium, teplosměnná plocha.

ANOTATION

The thesis is divided into 2 parts. The first part deals with classification and characterization of heat exchangers. The sizing process of plate heat exchangers is described and demonstrated in the second part. Obtained results are compared with real plate heat exchanger produced by Güntner Company.

KEYWORDS

Recuperators, regenerators, direct and indirect contact, tube, shell-and-tube, plate heat exchangers, heat transfer, mass flow, Nusselt number, heat transfer surface.

ABSTRAKT

Práce popisuje otázku klimatizace, která je v dnešní době více než aktuální. Konkrétně se zabývá tepelnými výměníky pro klimatizaci, jejich popisem, funkcemi a konstrukcí. U některých druhů výměníků jsou uvedeny i velikosti teplosměnných ploch, z čehož plyne, zda je tepelný výměník kompaktní anebo ne. Dále jsou uvedeny tlaky a teploty, pro jaké jsou výměníky konstruovány.

Teze je rozdělena na 2 části. První část se zabývá obecným rozdělením dle výše uvedených vlastností. Druhá část popisuje srovnání dvou tepelných výměníků. Nejprve se obecně dle rovnic termomechaniky vypočte teplosměnná plocha pro předem daný výkon a teploty. Vypočtené hodnoty se pak srovnají s konkrétním tepelným výměníkem od firmy Guntner. Hodnoty teplosměnných ploch se budou lišit kvůli používání různých koeficientů v teorii a praxi, například v rovnici pro výpočet Nusseltova čísla. V práci budou uvedeny pouze teoretické hodnoty těchto koeficientů, jelikož koeficienty, které používají firmy, si je střeží jako svoje know-how. Závěr pak obsahuje stručné zhodnocení celé problematiky.

ABSTRACT

This thesis describes a question of air-conditioning, which is very actual these days. Actually, it engages in heat exchangers for air-conditioning, its description, function and design. There are also introduced effective value of heat transfer surface, which describes, if the heat exchanger is compact or not. Afterwards there are introduced pressures and temperatures, which are the heat exchangers designed for.

The thesis is divided into 2 parts. At first, it engages generally division through the properties, which are introduced in paragraph No.1 . Two heat exchangers are compared in the second part. We generally count the heat transfer surface for required output performance and temperatures. Both effective values are compared to specific heat exchanger from Guntner company. These values differ because of using various coefficients in practice and theory, for example in the Nusselt number equation. Only the theoretical coefficients are introduced here, because the companies protects their coefficients used in practice as their know-how. The final chapter contains generally appraisal of the whole problem.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVLÍČEK, M. *Tepelné výměníky pro klimatizaci*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 42 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Hejčík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracovával sám, s pomocí vedoucího bakalářské práce, literatury a ostatních materiálů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v závěru práce. Dále bych chtěl poděkovat nejen svému vedoucímu, ale také firmám Güntner Tschechien a TCT-Transcont s.r.o. za pomoc, bez níž by se práce vyvíjela o poznání složitěji.

V Brně, dne 23.5.2008

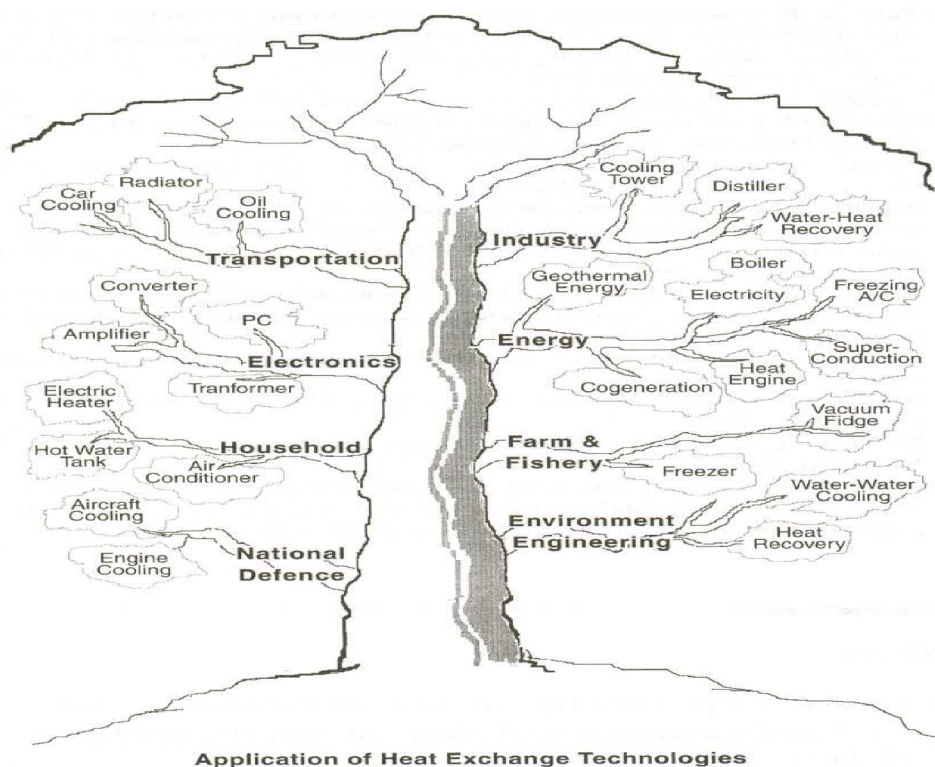
.....
Podpis

OBSAH

1 Úvod	10
<u>I. TEORETICKÁ ČÁST</u>	
2 Klasifikace tepelných výměníků	11
2.1 Rekuperátory a regenerátory	12
2.2 Tepelné výměníky s přímým a nepřímým stykem pracovních látek	13
2.3 Konstrukce tepelných výměníků	14
2.3.1 Trubkové tepelné výměníky	14
2.3.1.1 Tepelné výměníky typu „trubka v trubce“	14
2.3.1.2 Plášťové tepelné výměníky	15
2.3.2 Deskové tepelné výměníky	16
2.3.2.1 Tepelné výměníky s plochými deskami	16
2.3.2.2 Tepelné výměníky se spirálovitými deskami	17
2.3.3 Kompaktní tepelné výměníky – rozšířená plocha	18
2.3.3.1 Žebrové deskové tepelné výměníky	18
2.3.3.2 Žebrové trubkové tepelné výměníky	19
2.4 Mechanismus přestupu tepla	19
2.5 Uspořádání toku tekutin	20
<u>II. VÝPOČTOVÁ ČÁST</u>	
3 Výpočet deskového tepelného výměníku	21
3.1 Srovnání deskových tepelných výměníků	27
4 Závěr	29
5 Nomenklatura	30
6 Seznam použitých obrázků	32
7 Seznam použitých zdrojů	33
<u>III. PŘÍLOHOVÁ ČÁST</u>	
Příloha číslo 1	35
Příloha číslo 2	39

1 ÚVOD

Tepelné výměníky jsou zařízení, které slouží k přenosu tepla mezi dvěma látkami. Z fyzikálního hlediska zabezpečují tok tepelné energie mezi dvěma a více kapalinami při rozdílných teplotách. Jejich použití je velice rozsáhlé, setkáváme se s nimi v každodenním životě. Tepelné výměníky se vyskytují v chladničkách, mrazácích, ohřivačích vody. Kdo topí ústředním topením, pak i v kotli pro tento systém vytápění jak rodinných domů, tak podniků, najdeme tepelné výměníky. Pokud si chceme v autě zapnout v parném letním odpoledni klimatizaci, uvedeme do chodu rovněž tepelný výměník. To samé při zapnutí topení v autě. V každém autě nechybí chladič, aby se nám motor nezahřál, a i to je tepelný výměník. Zaměříme-li se na průmysl, tak mají velmi široké uplatnění v chemickém průmyslu. Jsou nedílnou součástí technologických linek, kde dochází například ke zkapalňování a rafinaci vodíku či syntéze plynů na bázi amoniaku. V energetickém průmyslu, především v elektrárnách, se používají v kotlích na fosilní paliva, jako jaderné parní generátory, parní kondenzátory, regenerátory a chladičí věže. Přeprava některých druhů potravin jako masa, mléka by se neobešla bez tepelných výměníků. Z toho plyne další odvětví průmyslu, a to průmysl potravinářský. Tepelné výměníky se uplatňují i v pestřejších oblastech lidského konání, jako je výzkum vesmíru. V dnešní době stále rozvíjející se obor kryogeniky využívá těchto zařízení. Kryogenika je vědní disciplína zabývající se fyzikálními jevy při velice nízkých teplotách. Právě zde se využívá výměny tepla mezi třemi médii. V dnešní době je velice diskutovanou otázkou technika prostředí. I zde mají tepelné výměníky široké uplatnění, jako tepelné výměníky pro klimatizaci, chlazení atd. S touto problematikou úzce souvisí ochrana životního prostředí, kde se uplatňují při spalování odpadu a využívání odpadního tepla. Při konstrukcích tepelných výměníků se hledí především na výkon, tlakové ztráty, teplosměnnou plochu. Nedílnou součástí je z hlediska ochrany životního prostředí ohled na hlučnost, použité materiály a tekutiny.



Obr. 2.1 Aplikace tepelných výměníků

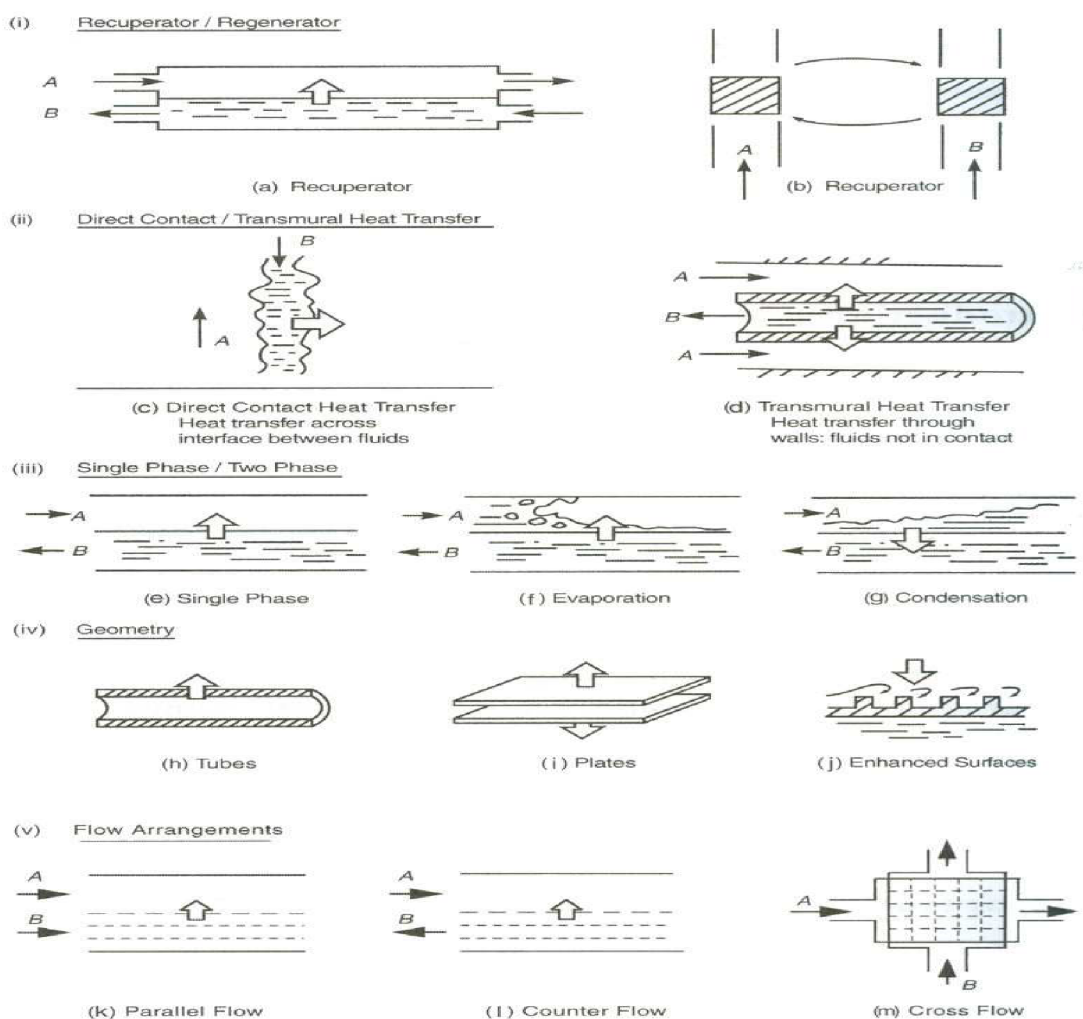
I. TEORETICKÁ ČÁST

2 KLASIFIKACE TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Než-li se zaměříme na podrobnější klasifikaci, je nutné zmínit se o nejzákladnějším dělení tepelných výměníků. Rozlišujeme tepelné výměníky na kompaktní a nekompaktní. Důležitým kritériem této klasifikace je poměr teplosměnné plochy k objemu. Pokud tento poměr je roven nebo vyšší jak $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, můžeme říci, že tepelný výměník je kompaktní. V této práci se budeme zabývat pouze kompaktními tepelnými výměníky. Základní dělení provedeme podle níže uvedených kritérií:

- (i) rekuperátory, regenerátory
- (ii) tepelné výměníky s přímým a nepřímým stykem pracovních látek
- (iii) konstrukce tepelných výměníků
- (iv) počet fází
- (v) uspořádání proudění pracovních látek

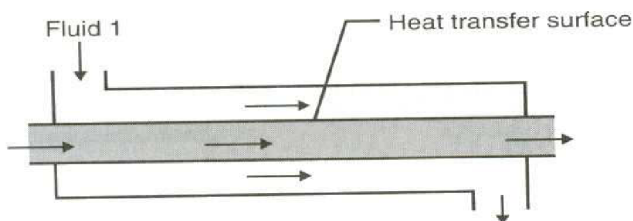
Obrázek 2.2 ukazuje princip činnosti a dělení tepelných výměníků. Blíže se budeme zabývat pouze body (iii) , (iv) , (v). O prvních dvou bodech se zmíníme pouze okrajově.



Obr. 2.2 Kritéria, podle nichž klasifikujeme tepelné výměníky

2.1 REKUPERÁTORY A REGENEÁTORY

Jako příklad rekuperátorového typu výměníku slouží tepelný výměník zobrazený na obrázku 2.3. Zřetelně vidíme, že obě pracovní látky jsou odděleny pevnou stěnou, přes kterou přechází teplo z jedné tekutiny do druhé. Výměna tepla probíhá tedy kontinuálně. Existuje také varianta konstrukce, kde se přestup tepla děje na rozhraní mezi tepelnými toky.



Obr. 2.3 Rekuperátorový tepelný výměník typu trubka v trubce

Regenerátory, někdy nazývané akumulční tepelné výměníky, jsou zařízení, kde výměna tepla probíhá přerušovaně. Ovšem to platí pouze pro dané místo, z hlediska celého zařízení považujeme přestup tepla za kontinuální. Teplo se přenáší díky tzv. prostředníkovi, který po průchodu teplejší tekutiny část tepelné energie uschová, a jakmile projde studená tekutina, tak ji tuto tepelnou energii předá. Tepelná energie není přenášena přes stěnu jako u rekuperátorů. Obr. 2.2c ukazuje, že pokud je tuhý objekt ve studeném proudu, ztrácí teplo, pokud je v teplém, teplo získává. Díky tomu dochází k regeneraci.

Regenerátory klasifikujeme jako:

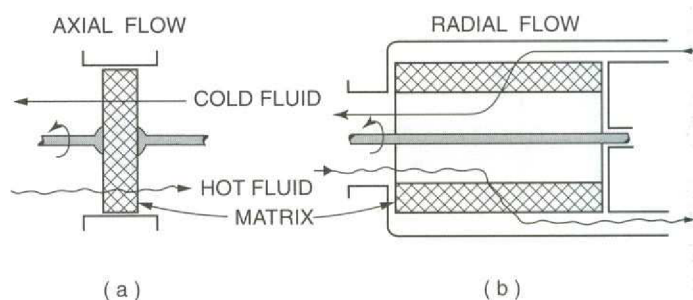
- ➔ rotační regenerátory
- ➔ regenerátory s pevnou maticí

Rotační regenerátory pak dělíme na (obr. 2.4):

- a) deskové
- b) válcové

Příklady regenerátorů či akumulčních typů výměníků:

- rotační regenerátory pro předehřívání vzduchu v tepelné elektrárně
- rotační regenerátor pro plynovou turbínu
- rotační rekuperátory pro větrací systémy



Obr. 2.4 Rotační regenerátory a směr proudění tekutiny

V deskových rotačních regenerátorech je teplosměnná plocha ve tvaru desky a tekutina teče axiálně. Ve válcových je tato plocha klasifikována jako dutá válcová skořepina a tekutina proudí radiálně. Obě tyto varianty ukazuje obrázek 2.3. Tyto typy regenerátorů jsou charakterizovány periodickým průtokem.

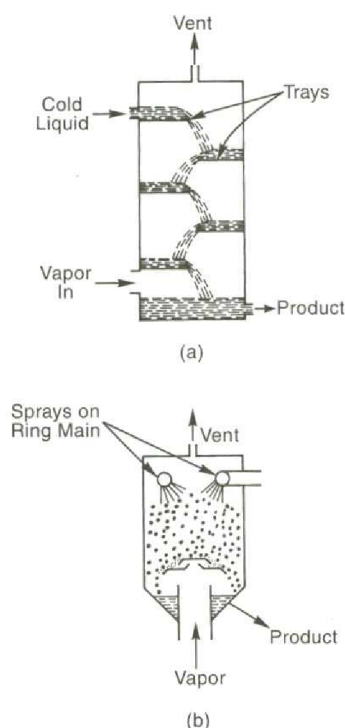
2.2 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY S PŘÍMÝM A NEPŘÍMÝM STYKEM PRACOVNÍCH LÁTEK

Co se týče přestupu tepelné energie, dělíme tepelné výměníky podle styku pracovních látek:

- ➔ tepelné výměníky v přímém kontaktu
- ➔ tepelné výměníky v nepřímém kontaktu

ad. Výměníky s přímým kontaktem

Přestup tepla se uskutečňuje mezi studenou a teplou tekutinou pomocí přímého kontaktu mezi těmito látkami. Neexistuje žádná stěna mezi horkým a studeným proudem a k přestupu tepla dochází pomocí rozhraní při bezprostředním styku teplotních medií, jak je ilustrováno na obrázku 2.2c. Tento způsob výměny tepla je realizovatelný pouze za předpokladu nemísitelnosti obou tekutin. Jako příklady můžeme uvést sprchový a kaskádový kondenzátor (obr.2.5) anebo chladicí věže. V těchto zařízeních probíhá přestup tepla a hmoty současně.



Obr. 2.5 Tepelné výměníky v přímém kontaktu – a) kaskádový kondenzátor: plyn (pára) - kapalina
b) sprchový kondenzátor: plyn – pevné částice (uhlí)

ad. Výměníky s nepřímým kontaktem

V tomto případě se děje přestup tepla mezi teplou a studenou tekutinou pomocí teplosměnné plochy, což je stěna oddělující obě tekutiny, které tečou současně (obr. 2.2d). Právě na tyto typy výměníků se bude práce dále zaměřovat.

2.3 KONSTRUKCE TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Dělení výměníku s nepřímým přestupem tepla podle konstrukce je následovné

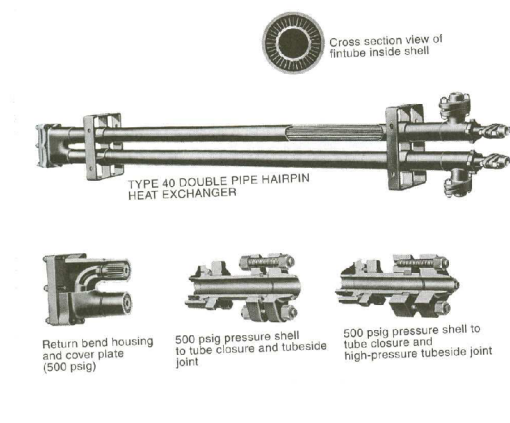
- I) **Trubkové tepelné výměníky**
 - a) typ „trubka v trubce“
 - b) plášťové
- II) **Deskové tepelné výměníky**
 - a) s plochými deskami
 - b) se spirálovými deskami
- III) **Kompaktní tepelné výměníky**
 - a) lamelové tepelné výměníky
 - b) žebrové trubkové tepelné výměníky

2.3.1 Trubkové tepelné výměníky

Tyto výměníky se skládají z trubek kruhového průřezu, přičemž jedna tekutina teče uvnitř trubek a druhá je obtéká. Jednotlivé parametry těchto výměníků mohou být různorodé, proto existuje značná flexibilita v jejich konstrukci.

2.3.1.1 Tepelné výměníky typu „trubka v trubce“

Obrázek 2.6 ukazuje příklad tepelného výměníku typu „trubka v trubce“, kde jedna trubka je uvnitř druhé o větším průměru s vhodným uložením vzhledem k usměrnění toku z jedné oblasti do druhé. Výměníky mohou být uspořádány v různých typových řadách a soustavách, aby došlo k menší tlakové ztrátě a menšímu střednímu teplotnímu logaritmickému spádu. Používají se především v oblasti, kde je požadováno citlivé ohřívání či chlazení postupujících tekutin, a tam, kde je potřeba méně rozlehlá teplosměnná plocha (okolo 50 m²). Jsou-li obě tekutiny hnány pod vysokým tlakem, tak konfigurace je velmi variabilní. Velkou nevýhodou je, že výměníky jsou velmi objemné a drahé vůči jednotce teplosměnné plochy.

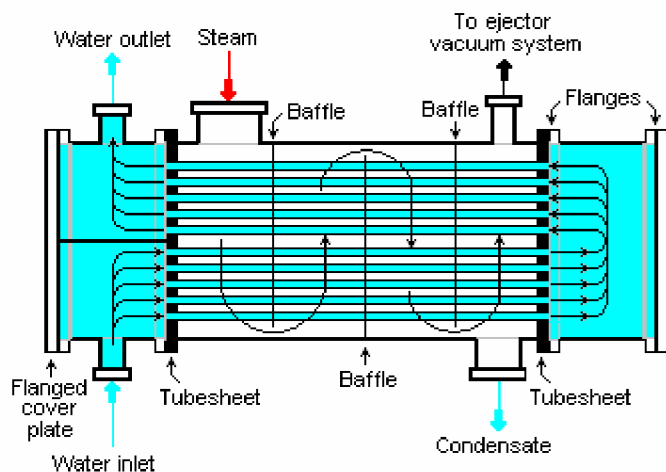


Obr. 2.6 Tepelné výměníky s dvojitými soustřednými trubkami

2.3.1.2 Plášťové tepelné výměníky

Výměníky se skládají z kruhových trubek, které jsou uloženy uvnitř válcovitého pláště. Osa trubek je rovnoběžná s osou pláště.

Nejjednodušší formou tohoto typu výměníků je horizontální plášťový kondenzátor (obr. 2.7), kde jeden proud tekutiny proudí v trubkách a druhá tekutina obtéká trubky vnitřkem pláště.



Obr. 2.7 Horizontální plášťový kondenzátor

Důvody proč se takto plášťové výměníky navrhují je přizpůsobení konstrukce tepelné dilataci, zajištění vyšší čistoty, popř. z důvodu co nejlevnější konstrukce, pokud ovšem nemají jiné vlastnosti větší důležitosti.

Výkon výměníku je možné ovlivnit různým počtem průchodů média přes trubky, popř. přes plášť, tzv. počtem tahů. Skutečný počet tahů trubkovým prostorem a pláštěm, které jsou použity v plášťových výměnících, záleží na tepelném provozu, tlakových ztrátách, jmenovité hodnotě tlaku, riziku zanášení, ceně, korozi a čištění.

Plášťové tepelné výměníky jsou široce využity jako chladiče oleje, výkonné kondenzátory, přehříváče v elektrárnách, parní generátory v jaderných elektrárnách a chemickém průmyslu. Často se používají ve velmi náročných provozech, proto mají těžké a masivní provedení. Jsou nevhodné pro techniku prostředí kvůli malým teplosměnným plochám.

Shrnutí výhod a nevýhod plášťových tepelných výměníků:

VÝHODY:

- velmi široký rozsah provedení pro různé výkony
- robustní konstrukce a provozní odolnost
- snadné čištění
- velmi přesné návrhové a výpočtové metody

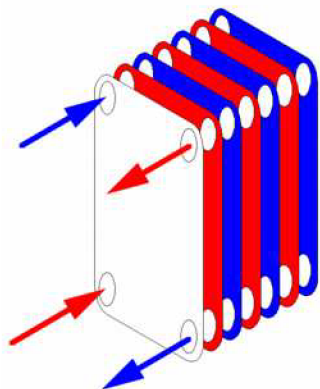
NEVÝHODY:

- rozdílná tepelná dilatace trubek a pláště, což vede k tvorbě prutí
- nevhodnost pro plynná média

2.3.2 Deskové tepelné výměníky

Deskovými tepelnými výměníky se budeme zabývat podrobněji, jelikož jsou předmětem výpočtu ve 2. – výpočtové – části bakalářské práce.

Deskové tepelné výměníky jsou vystavěny z tenkých plátů, či desek, formujících průtokové kanály. Proudění média jsou odděleny hladkými pláty nebo mohou být desky vybaveny vlnitými žebry. Deskové výměníky se používají pro přestup tepla mezi plynnými, kapalnými a 2 fázovými proudy.



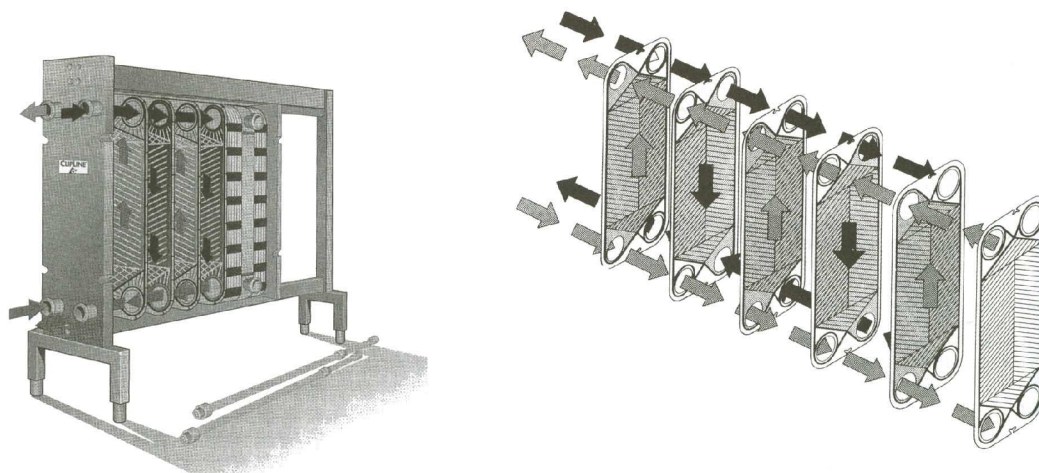
Obr. 2.8 Přestup tepla u deskových tepelných výměníků

Desky se lisují z připravených plechů, jejichž materiál je velmi různorodý. Lisují se do takových tvarů, aby se teplosměnná plocha pohybovala v rozmezí $0,01 - 3,6 \text{ m}^2$. Poměr délky desky k její šířce by měl být alespoň 1,8 kvůli distribuci. Tloušťka desek se pohybuje v rozmezí $0,5 - 0,12 \text{ mm}$ a jejich vzdálenost v sestaveném tepelném výměníku je $2,5 - 5 \text{ mm}$, tomu odpovídá hydraulický průměr $4 - 10 \text{ mm}$. Desky jsou k sobě natěsno připojeny pomocí těsnění, svařování, pájení anebo jejich kombinace. Díky těsnění jsou deskové výměníky lehce rozebíratelné, a proto také snadno udržovatelné. Vysoké turbulentní proudění zapříčiňuje malé zanášení výměníku. Důležitou vlastností je, že tepelné ztráty do okolí jsou minimální, jelikož pouze okraje výměníku jsou vystaveny atmosférickému tlaku. Deskové tepelné výměníky jsou schopny dosáhnout účinnosti více jak 90%, a to díky vysokým hodnotám součinitele přestupu tepla a malé tloušťce desky. Provozní tlak může dosáhnout maximálně 3 MPa a teploty $160 - 250 \text{ }^\circ\text{C}$ (závisí na materiálu těsnění). Jsou vhodné pro agresivnější prostředí, jelikož se snadno rozebírají a čistí, a také díky turbulenci hůře zanáší. Návrh těchto tepelných výměníků je poněkud složitější kvůli značnému množství povrchů a uspořádání. Také proto si každá firma důkladně střeží svůj výpočetní program.

2.3.2.1 Tepelné výměníky s plochými deskami

Deskové výměníky s celoobvodovým těsněním se skládají z řady tenkých vlnitých desek, které separují tekutinu. Desky jsou nastaveny tak, že dvě média, mezi kterými přestup tepla probíhá, tečou skrz měnící se mezideskový prostor. To, že desky drží při sobě velmi natěsno, zabezpečují tlakové šrouby na konci desek.

Tyto deskové tepelné výměníky jsou obvykle limitovány průtokem, kde tlak nesmí překročit hodnotu 25 bar a teplotu 250°C . Poskytují relativně kompaktní teplosměnné plochy s nízkou hmotností.



Obr. 2.9 Těsnící deskové tepelné výměníky, První obrázek ukazuje schéma sestavení deskového tepelného výměníku. Druhý obrázek ukazuje cesty toku u tohoto typu výměníku.

2.3.2.2 Tepelné výměníky se spirálovitými deskami

Spirálovitě vinuté deskové tepelné výměníky jsou zformovány ze dvou „srolovaných“ desek. Ty jsou souběžné a svinuté do spirály. Desky jsou trnovitě upnuty a svařeny k sousední desce, čímž jsou vytvořeny jednotlivé kanálky. Vzdálenost kovových desek ve spirálovitých kanálcích je určena vzdáleností kolíků přivařených k těmto deskám a pohybuje se v rozmezí 5 – 20 mm. Rozdílná délka kolíků má vliv na intenzitu proudění v kanálcích a lze tak dosáhnout optimálního stavu proudění při nejmenší teplosměnné ploše.

Tyto tepelné výměníky jsou téměř kompaktní, ale relativně drahé. Velikost teplosměnné plochy se pohybuje od 0,5 do 500 m², maximální hodnota tlaku je 15 bar a teplota 500 °C. Efektivita spirálovitě vinutých tepelných výměníků spočívá při manipulaci s kalem, viskózními kapalinami a kapalinami smíchanými s pevnými částicemi ve formě suspenze.

Rozlišují se čtyři typy spirálových výměníků, a to typ I, typ II, typ III a typ G, které se liší v připojení a průtokovými sestavami.

Typ I – je konstruován jako protiproudý. Je vhodný pro media jako kapalina - kapalina, plyn - kapalina, plyn - plyn.

Typ II – je konstruován pro křížící se proudy. Jeden kanálek je kompletně svařen natěsno, zatímco ostatní jsou otevřeny podél obou koncových plechů. Jedno medium teče spirálovitě, zatímco druhé křížem. Využívá se jako plošný kondenzátor ve výparnících.

Typ III – jeho konstrukce odpovídá typu I, ale typ III je opatřen speciálním vrchním krytem. Jeho hlavním využitím je kondenzace páry s podchlazováním kondenzovaných, či nekondenzovaných plynů.

Typ G – používá se jako kondenzátor.

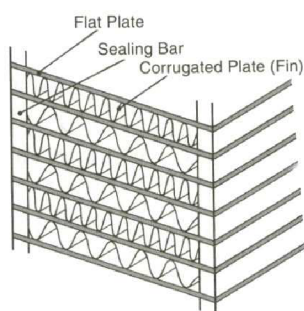
2.3.3 Kompaktní tepelné výměníky

2.3.3.1 Lamelové tepelné výměníky

Lamelové tepelné výměníky mají využití především v leteckém a automobilovém průmyslu, kde je zvláště důležitá hmotnost a objem. Díky této výhodě se využívají hojně v kryogenice. Dále také v chladicích a klimatizačních systémech, v plynových turbínách, v klasických a jaderných elektrárnách, v chemickém průmyslu, elektronických zařízeních atd.

Obrázek 2.10 ukazuje příklad lamelového tepelného výměníku, kde proudy tekutiny jsou odděleny rovnými deskami. Mezi těmito deskami jsou nalisována žebra různé vlnitosti, což má za příčinu různé proudění kapaliny.

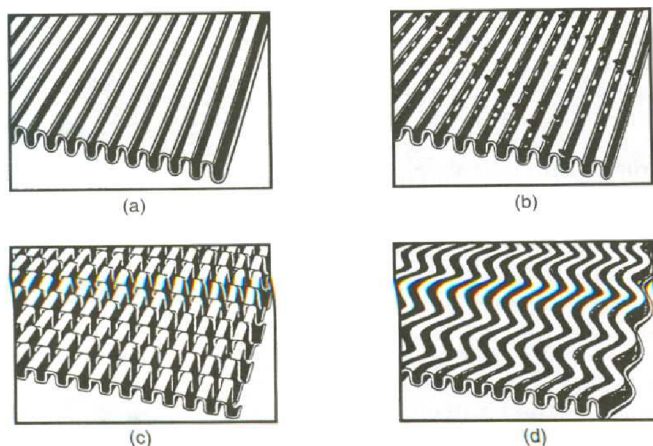
Jsou to velmi kompaktní jednotky, jejichž teplosměnná plocha na jednotku objemu se pohybuje kolem $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Desky jsou obvykle tlusté 0,5 až 1 mm a žebra 0,15 až 0,75 mm. Speciální rozdělovací zařízení na vstupu do výměníku zapříčiňuje dobré rozmístění proudu tekutiny napříč deskami a z desky do desky.



Obr. 2.10 Základní konstrukce lamelového tepelného výměníku. Obrázek také ukazuje uspořádání pro sou proud, protiproud a křížící se proudy.

Existuje několik druhů zvlněných žebírek užitých v těchto výměnících (obr. 2.11):

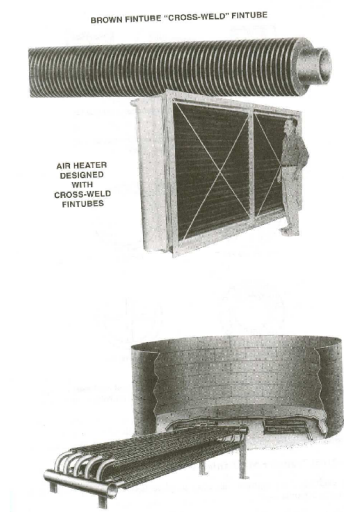
- Jednoduchá žebra – (a)
- Jednoduchá děrovaná žebra – (b)
- Přesazená žebra – (c)
- Diagonální nebo vlnitá žebra – (d)



Obr. 2.11 Typy žebírek v lamelových tepelných výměnících

2.3.3.2 Žebrové trubkové tepelné výměníky

Žebrové trubkové tepelné výměníky jsou vhodné pro výměnu mezi médii plyn – kapalina. Jelikož plyn má menší koeficient přestupu tepla, proto jsou žebra požadována tam, kde proudí plyn. Tyto výměníky obsahují řadu trubek, na jejichž plášti jsou navařena žebra. Žebra mohou být normálová na samostatných trubkách ale také podélná, spirálovitá nebo příčná, jak ukazuje obrázek 2.12. Jako media se používají plyny anebo viskózní tekutiny, jako např. olej.



Obr. 2.12 Ohřívač vzduchu s příčně navařenými žebry (nahore) a podélná žebra navařená na trubkách (dole)

Teplosměnná plocha na jednotku objemu se pohybuje kolem $700\text{m}^2/\text{m}^3$ a můžeme je tedy považovat za kompaktní tepelné výměníky.

2.4 MECHANISMUS PŘESTUPU TEPLA

Tepelné výměníky můžeme také klasifikovat dle mechanismu přestupu tepla, a to následovně:

- Jednofázové proudění na obou stranách
- Jednofázové proudění na jedné straně, dvoufázové proudění na druhé straně
- Dvoufázové proudění na obou stranách

Princip jednofázového proudění je takový, že fáze tekutiny na vstupu se rovná fázi tekutiny na výstupu, z toho plyne že nedochází ke změně skupenství.

Jednofázové proudění na obou stranách se užívá v tepelných výměnících, jako jsou ekonomizéry, ohřívače vzduchu v kotlích, kompresory, mezistupňové chladiče, chladiče oleje atd.

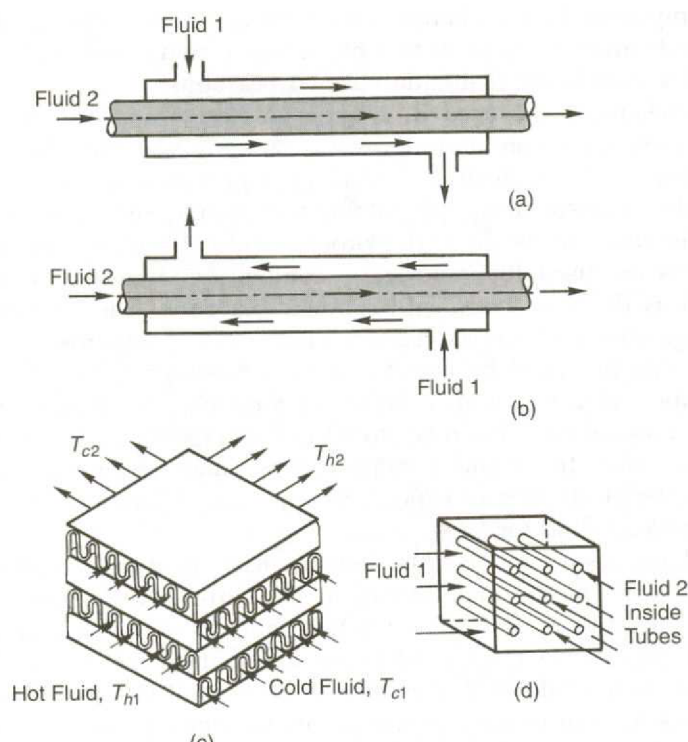
Dvoufázový přestup tepla v tepelných výměnících probíhá tak, že se na jedné teplosměnné ploše výměníku uskutečňuje var nebo kondenzace. Přesto i beze změny fáze můžeme provádět dvoufázové proudění. Nastane tak v případě zviření plynu a částic pevné látky, které přenášejí teplo z teplosměnné plochy.

2.5 USPOŘÁDÁNÍ TOKU TEKUTIN

Toto dělení tepelných výměníků probíhá na základě směru proudění obou tekutin a dělíme je tedy následovně:

- Souproudé
- Protiproudé
- Křížové

U souproudých tepelných výměníků vstupují obě tekutiny stejným koncem a vystupují druhým koncem, přitom směr proudění obou médií je stejný (obr.2.13a). U protiproudých výměníků je to přesně naopak, to znamená, že tekutiny tečou proti sobě (obr.2.13b). U křížových výměníků proudí jedna tekutina kolmo na druhou (obr.2.13c,d). Toto uspořádání ještě dělíme podle toho, jestli se tekutiny mísí či ne. Obrázek 2.13c ukazuje kombinaci, kde obě tekutiny, studená a teplá proudí samostatnými kanálky, aniž by se mísily. Obrázek 2.13d ukazuje tekutinu 2, která proudí uvnitř trubek, což zapříčiňuje její nepohyblivost v příčném směru. Proto se nemísí. Zatímco kapalina 1 se může pohybovat jakýmkoliv směrem, a proto se mísí sama se sebou. Vícetahová konfigurace s křížícími se proudy existuje také. Zde jsou možné kombinace křížících se proudů a protiproudů, nebo souproudů a protiproudů. Díky tomu roste celková účinnost výměníků.



Obr. 2.13 Tepelné výměníky klasifikované dle směru proudění tekutin

- souproudé
- protiproudé
- křížové – tekutiny se nemísí
- křížové – 1 tekutina se mísí

II. VÝPOČTOVÁ ČÁST

3 VÝPOČET DESKOVÉHO TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU

V druhé části teze se budeme zabývat obecným teoretickým výpočtem deskového tepelného výměníku. Jako výpočetní program jsem použil Microsoft Excel, kam jsem vložil příslušné rovnice. Po tomto výpočtu srovnáme náš tepelný výměník s tepelným výměníkem vypočteným programem THERMOWAVE firmy Güntner, GmbH.

Deskový výměník má sloužit jako chladič vody pro chladičí stroje o celkovém výkonu 100 kW. Proudícím médiem jak na teplé, tak na studené straně je voda. Na studené straně je vstupní teplota 3 °C a výstupní strana 5 °C. Na teplé straně je vstupní teplota 12 °C a výstupní teplota 6 °C. Počet desek by měl být lichý, zvolíme 15 kusů. Součinitel tepelné vodivosti nerezového plechu, ze kterého je deska vylišována, λ_p je 17,5 W/mK. Pro jednoduchost jsou zanedbány tlakové ztráty.

Úlohu si rozdělíme na několik částí.

1) Zadání

- studená strana

$$T_{inc} = 3^{\circ}C$$

$$T_{outc} = 5^{\circ}C$$

$$c_{pc} = 4196,9 J / kgK$$

- teplá strana

$$T_{inh} = 12^{\circ}C$$

$$T_{outh} = 6^{\circ}C$$

$$c_{ph} = 4207,5 J / kgK$$

Požadovaný výkon:

$$Q_{pož} = 100000W$$

Součinitel tepelné vodivosti:

$$\lambda_p = 17,5 W / mK$$

Odpor zanášení:

$$R_{zanáš} = 2,11 \cdot 10^{-5} W / m^2 K$$

2) Výpočet hmotnostních toků studenou a teplou stranou

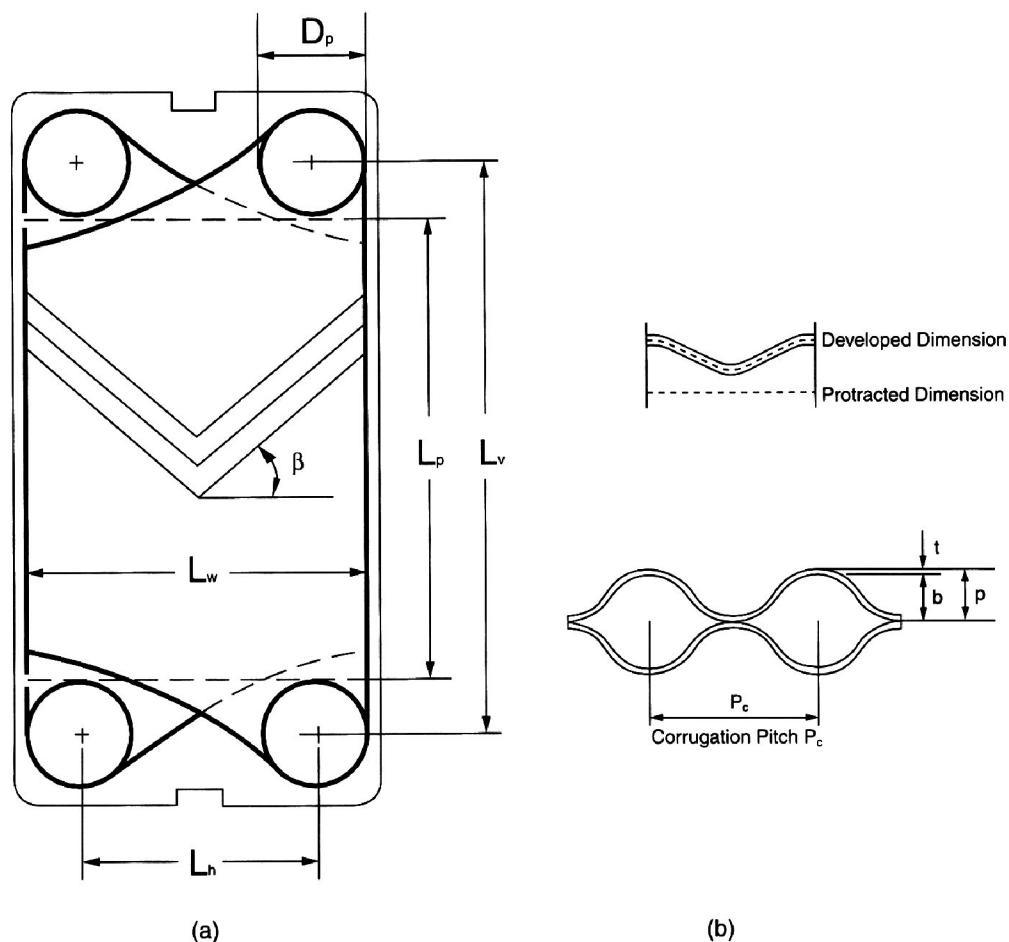
- studená strana

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{pož}}{c_{pc} \cdot (T_{out} - T_{in})_c} = \frac{100000}{4196,9 \cdot 2} = \underline{\underline{11,88 kg / s}}$$

- teplá strana

$$\dot{m}_h = \frac{Q_{pož}}{c_{ph} \cdot (T_{in} - T_{out})_h} = \frac{100000}{4207,5 \cdot 6} = \underline{\underline{3,97 kg / s}}$$

3) Geometrie desky



Obr. 3.1 Geometrie desky tepelného výměníku

Geometrie je volena dle přílohy 1, která se nachází na konci teze. Dle přílohy 1 jsem zvolil typ TL 500 s úhlem křížení 30° ze standardní linie. Rozměry vlny jsem zvolil nejmenší z doporučeného intervalu. Třetí list této přílohy pak zobrazuje konkrétní rozměry a uspořádání výměníku.

$$D_p = 100\text{mm}$$

$$L_v = 1255\text{mm}$$

$$L_w = 356\text{mm}$$

$$L_p = L_v - D_p = 1255 - 100 = \underline{\underline{1155\text{mm}}}$$

$$L_h = L_w - D_p = 356 - 100 = \underline{\underline{256\text{mm}}}$$

$$\beta = 30^\circ$$

$$p = 3,6\text{mm}$$

$$t = 0,6\text{mm}$$

$$P_c = 6\text{mm}$$

Počet průchodů: $N_p = 1$

Počet desek: $N_t = 15\text{ks}$

4) Geometrické výpočty

Vnitřní výška vlny:

$$b = p - t = 3,6 - 0,6 = \underline{\underline{3mm}}$$

Teplosměnná plocha - projektovaná:

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w \cdot 10^{-6} = 1155 \cdot 356 \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{0,41118m^2}}$$

Teplosměnná plocha A1:

$$A_{ht1} = A_{1p} \cdot \Phi = 0,41118 \cdot 1,4303 = \underline{\underline{0,5881025m^2}}$$

Součinitel nárůstu plochy:

$$\Phi = 1,4303$$

Výška jednoho kanálku:

$$b = 3mm$$

Hydraulický průměr:

$$D_h = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + L_w \cdot \Phi)} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 356}{2 \cdot (3 + 356 \cdot 1,4303)} = \underline{\underline{4,170412mm}}$$

Ekvivalentní průměr:

$$D_e = 2 \cdot b = 2 \cdot 3 = \underline{\underline{6mm}}$$

Počet efektivních desek:

$$N_e = N_t - 2 = 15 - 2 = \underline{\underline{13ks}}$$

Počet kanálků na průchod:

$$N_{cp} = \frac{(N_t - 1)}{2 \cdot N_p} = \frac{15 - 1}{2 \cdot 1} = \underline{\underline{7ks}}$$

Plocha jednoho kanálu:

$$A_{ch} = b \cdot L_w \cdot 10^{-6} = 3 \cdot 356 \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{0,001068m^2}}$$

Poznámka: Součinitel nárůstu plochy byl stanoven za předpokladu sinusoidového profilu desky. Tento profil byl numericky zintegrován za účelem stanovení skutečného povrchu desky, viz. příloha 2.

5) Výpočet proudění v deskách

Před samotným výpočtem proudění je třeba stanovit vlastnosti vody při různých teplotách. Rozmezí teplot je od 1 do 60°C při konstantním tlaku 0,1MPa. [4]

Z této tabulky vybereme hodnoty pro teplou a studenou stranu. Při samotném výpočtu pak používáme hodnoty pro průměrnou teplotu mezi teplotami na vstupu a výstupu. Jednotlivé veličiny a další charakteristiky jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 1: Fyzikální vlastností vody při daných parametrech

	In	Out	Char.	In	Out	Char.	Stěna
Teplota [°C]	12	6	9	3	5	4	6,5
Hustota [kg/m ³]	999,5	999,94	999,78	999,97	999,97	999,97	999,92
Cp [J/kg/K]	4192,2	4202,8	4196,9	4210,2	4205	4207,5	4201,7
Dyn.vis. (Pa*s)	0,001234	0,001471	0,001344	0,001619	0,001518	0,001567	0,001449
Tep.vod.(W/m*K)	0,5838	0,57247	0,57816	0,56677	0,57057	0,56867	0,57342
Kin.vis.[m ² /s]	1,235E-06	1,47E-06	1,34E-06	1,62E-06	1,52E-06	1,57E-06	1,45E-06
Pr	8,8612107	10,80231	9,759085	12,02585	11,18813	11,59547	10,61892

Označení a výpočet některých hodnot z tabulky:

hustota: $\rho_{c,h}$

dynamická viskozita: $\mu_{c,h}$

tepelná vodivost: $\lambda_{c,h}$

kinematická viskozita: $\eta_{c,h} = \frac{\mu_{c,h}}{\rho_{c,h}}$

Prandtlovo kritérium: $Pr_{c,h} = \frac{\mu_{c,h} \cdot c_{pc,h}}{\lambda_{c,h}}$

Při výpočtu proudění v deskách musíme spočítat hmotnostní tok jedním kanálkem a Reynoldsovo kritérium. Tyto výpočty provedeme jak pro teplou, tak pro studenou stranu. Dále si vypíšeme dvě rovnice pro Nusseltovo kritérium. Jedna je pro hodnotu Reynoldsova čísla menší než 400 a druhá pro hodnotu vyšší než 800. Program si pak sám vybere podle Reynoldsova čísla, které Nusseltovo kritérium zvolí. Následně vypočítá program koeficienty přestupu a prostupu tepla a výslednou teplosměnnou plochu. Předposledním krokem je výpočet středního logaritmického spádu, pomocí něhož dostaneme přenášený výkon.

- studená strana

$$\dot{m}_{chc} = \frac{\dot{m}_c}{N_{cp}} = \frac{11,88}{7} = 1,6976 \text{ kg / s}$$

$$Re_c = \frac{\dot{m}_{chc} \cdot D_e \cdot 10^{-3}}{A_{ch} \cdot \mu_c} = \frac{1,6976 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{0,001068 \cdot 0,001567} = \underline{\underline{6085,600156}}$$

- **teplá strana**

$$\dot{m}_{chh} = \frac{\dot{m}_h}{N_{cp}} = \frac{3,97}{7} = \underline{\underline{0,5673 \text{ kg / s}}}$$

$$\text{Re}_h = \frac{\dot{m}_{chh} \cdot D_e \cdot 10^{-3}}{A_{ch} \cdot \mu_h} = \frac{0,5673 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{0,001068 \cdot 0,001344} = \underline{\underline{2370,683528}}$$

NUSELTOVO KKRITÉRIUM

→ pro Re ≤ 400

$$Nu_{c,h} = 0,44 \cdot \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,38} \cdot \text{Re}_{c,h}^{0,38} \cdot \text{Pr}_{c,h}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{c,h}}{\mu_\omega}\right)^{0,14}$$

→ pro Re ≥ 800

$$Nu_{c,h} = \left(0,2668 - 0,006967 \cdot \beta + 7,244 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2\right) \cdot \left(20,78 - 50,94 \cdot \Phi + 41,1\Phi^2 - 10,51\Phi^3\right) \cdot \left(\text{Re}_{c,h}^{\left(0,728 + 0,543 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \beta}{45} + 3,7\right)\right)} \cdot \text{Pr}_{c,h}^{\frac{1}{3}}\right) \cdot \left(\frac{\mu_{c,h}}{\mu_\omega}\right)^{0,14}$$

Po dosazení:

- **studená strana**

→ pro Re ≤ 400

$$Nu_c = \underline{\underline{78,54645348}}$$

→ pro Re ≥ 800

$$Nu_c = \underline{\underline{160,0316116}}$$

- **teplá strana**

→ pro Re ≤ 400

$$Nu_h = \underline{\underline{45,30316253}}$$

→ pro Re ≥ 800

$$Nu_h = \underline{\underline{76,26002639}}$$

Jelikož je Reynoldsovo číslo vyšší než 800, vybíráme tedy rovnici číslo 2 a tedy hodnoty Nusseltova čísla pro $Re \geq 800$.

6) Výpočet koeficientů přestupu a prostupu tepla

Součinitel přestupu tepla:

- studená strana

$$\alpha_c = \frac{Nu_c \cdot \lambda_c}{D_e \cdot 10^{-3}} = \frac{160,0316116 \cdot 0,56867}{6 \cdot 10^{-3}} = \underline{\underline{15167,52943 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}$$

- teplá strana

$$\alpha_h = \frac{Nu_h \cdot \lambda_h}{D_e \cdot 10^{-3}} = \frac{76,26002639 \cdot 0,57816}{6 \cdot 10^{-3}} = \underline{\underline{7348,416143 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_h} + \frac{t \cdot 10^{-3}}{\lambda_p} + 2 \cdot R_{zadš.} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{15167,52943} + \frac{1}{7348,416143} + \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{17,5} + 2 \cdot 2,11 \cdot 10^{-5} \right)} =$$
$$= \underline{\underline{3590,667157 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}$$

7) Teplosměnná plocha a přenášený výkon

Teplosměnná plocha:

$$A_{ht} = N_e \cdot A_{ht1} = 13 \cdot 0,588102469 = \underline{\underline{7,645332097 \text{ m}^2}}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\delta = \frac{(T_{outh} - T_{inc}) - (T_{inh} - T_{outc})}{\ln \left(\frac{(T_{outh} - T_{inc})}{(T_{inh} - T_{outc})} \right)} = \frac{(6 - 3) - (12 - 5)}{\ln \left(\frac{(6 - 3)}{(12 - 5)} \right)} = \underline{\underline{4,72089^\circ\text{C}}}$$

Přenášený výkon:

$$Q_p = k \cdot \delta \cdot A_{ht} = 373703239 \cdot 4,72089 \cdot 7,645332097 = \underline{\underline{129597,1306W}}$$

Požadovaný výkon:

$$Q_{pož} = 100000W$$

$$\Delta = Q_p - Q_{pož} = 129597,1306 - 100000 = \underline{\underline{29597,13057W}}$$

Výpočet nám přinesl několik základních informací, které potřebujeme pro srovnání s tepelným výměníkem od firmy Güntner. Především budeme srovnávat teplosměnnou plochu, koeficient přestupu tepla a některé konstanty. Ve srovnání dalších veličin nám brání výrobní tajemství firmy. Následující strana obsahuje konečné hodnoty pro tepelný výměník ze zadání, počítaný programem THERMOWAVE firmy Güntner.

3.1 SROVNÁNÍ DESKOVÝCH TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Na následující straně jsou zobrazeny vypočtené hodnoty pomocí programu THERMOWAVE firmy Güntner. První srovnání provedeme pro konstanty. V našem výpočtu jsme fyzikální vlastnosti vody použili z celosvětové databáze NIST [4], zatímco v programu THERMOWAVE jsou použity hodnoty jiné. V tepelných kapacitách se oba výpočty liší v jednotkách, stejně tak u tepelné vodivosti a dynamické viskozity.

Díky menším rozdílům ve fyzikálních vlastnostech vody pak vychází různě i koeficient přestupu tepla. V našem výpočtu je o cca 200 W/m²K větší. Program THERMOWAVE navíc při výpočtu součinitele přestupu tepla využívá upravených kritériálních rovnic, které vznikly na základě praktických zkušeností, a jsou tedy know-how firmy Güntner, GmbH. Další rozdíl je možné pozorovat u velikostí teplosměnné plochy, kde výpočtový program Thermowave stanovil teplosměnnou plochu výměníku o 15ti deskách na hodnotu 6,7 m², zatímco v našem případě je tato plocha 7,6 m². Tento rozdíl je způsoben odhadnutými rozměry teplosměnné plochy a předpokládaným tvarem profilu.

Výše popsané rozdíly se odrážejí v hodnotě celkového přeneseného výkonu, kdy tepelný výměník stanovený programem THERMOWAVE dosahuje rezervy 7,7 %, zatímco výměník o stejném počtu desek, avšak počítaný podle běžně dostupných inženýrských kritérií, přenáší výkon o 29,6 % větší, než je požadováno.

Date: 2008-05-12

Enquiry dated:

Project:

Quotation-no.:

Item:

Reference:



Plate heat exchanger: TL 500

Capacity:	100.0 kW	Heat transf. coeff.:	3394.62 W/(m ² ·K)
Surface:	6.2 m ²	Foulingwiderstand:	0.211e-4 m ² K/W
Surface reserve:	7.7 %	Number of plates:	15

	cold side	warm side
Medium 1/2:	WATER	WATER
Inlet temp.:	3.0 °C	12.0 °C
Outlet temp.:	5.0 °C	6.0 °C
Mass flow:	42728.6 kg/h	14312.5 kg/h
Volume flow:	42739.6 l/h	14316.8 l/h
Pressure drop:	0.85 bar	0.11 bar
Density:	999.7 kg/m ³	999.7 kg/m ³
Heating capacity	4.213 kJ/kgK	4.192 kJ/kgK
Heat conduct.:	0.569 W/mK	0.578 W/mK
Dynamical viscosity	1.598 cP	1.355 cP
Nominal diameter of connection:	100	100
Working pressure:	4.00 bar	4.00 bar
max. operation/test pressure:	6.00 bar / 7.50 bar	6.00 bar / 7.50 bar
max. operation temperature:	100.0 °C	
Filling quantity:	12.1 l	12.1 l
15 Plates TL 500	1 x (2 SW . 5 SW)	1 x (2 SH . 5 SW)
Plate material / Thickness of metal sheet	1.4301 / 0.6 mm	
Ring gasket:	NBR-NT	NBR-NT
Field gasket:	NBR-NT	NBR-NT
Gasket fixation:	clip in / glueless	clip in / glueless
Dry weight:	560.8 kg	
Dimensions (LxWxH):	500.0 mm x 550.0 mm x 1745.0 mm	
Connection construction:	see dimensions sheet	
Type of frame / Characteristics:	KAGL	

Connections:

Pos.	Medium	Connections mode	Form	DIN	NW	Material
K1:	1out	STUD BOLTS PN6		2501	100	1.4571
K2:	2in	STUD BOLTS PN6		2501	100	1.4571
K3:	2out	STUD BOLTS PN6		2501	100	1.4571
K4:	1in	STUD BOLTS PN6		2501	100	1.4571

Unit price net 2134.56 EUR

Terms of delivery:

Payment cond.:

Delivery time:

Validity:

Our general terms of sales and delivery apply!

Obr. 3.2 Výsledek z výpočtového programu Thermowave

4. ZÁVĚR

Tepelné výměníky můžeme klasifikovat z několika hledisek. Mezi základní dělení patří dělení na rekuperátory a regenerátory, na tepelné výměníky s přímým stykem a nepřímým stykem pracovní látky, podle konstrukce, počtu fází a uspořádání proudění pracovních látek. Důležitým kritériem pro dělení tepelných výměníků je jejich kompaktnost. To se určí podle poměru teplosměnné plochy k objemu. Pokud tento poměr je roven, nebo překročí hodnotu $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ můžeme říci, že je tepelný výměník kompaktní. Při přímém kontaktu pracovních látek je důležitá podmínka nemísitelnosti obou tekutin. V těchto výměnících jsou častými pracovními látkami například plyn – kapalina. U nepřímého styku pracovních látek jsou obě látky separovány teplosměnnou plochou, například trubky, desky, žebra. Konstrukce tepelných výměníků je různorodá, ale zpravidla se dělí na trubkové, deskové a kompaktní s rozšířenými plochami. Trubkové výměníky jsou často konstruovány tak, že jedno médium proudí trubkou a druhé ji obtéká. Obvykle jsou média hnána do výměníku pod velkým tlakem. Tyto výměníky jsou charakterizovány malými teplosměnnými plochami. Velkou výhodou je, že se tyto výměníky poměrně snadno a přesně počítají. Deskové tepelné výměníky postupně nahrazují trubkové výměníky především díky snadnému čištění teplosměnných ploch a vysokým hodnotám součinitele prostupu tepla. Jsou vhodné pro kombinaci plynu a tekutiny a pro dvoufázové proudění. Deskové výměníky ještě dělíme na výměníky s plochými deskami, se spirálovitými deskami a lamelové tepelné výměníky. Návrh těchto tepelných výměníků je však poněkud složitější díky značnému množství povrchů a uspořádání. Také proto si každá firma důkladně střeží svůj výpočetní program. Kompaktní tepelné výměníky s rozšířenou plochou jsou charakterizovány tím, že obsahují žebra. Žebra jsou často používána tam, kde proudí plyn. Díky jejich menší hmotnosti a objemu jsou tyto výměníky používány často v kryogenice, leteckém a automobilovém průmyslu a také v jaderných a tepelných elektrárnách. Žebrování může být několika druhů, nejtypičtější jsou však žebra jednoduchá, jednoduchá děrovaná, diagonální a přesazená. Dělíme je na deskové a trubkové. U těchto tepelných výměníků je malý střední logaritmický teplotní spád a vysoké koeficienty přestupu tepla. Podle mechanismu přestupu tepla klasifikujeme výměníky na jednofázové proudění na obou stranách, na jednofázové na jedné a dvoufázové na druhé straně a dvoufázové proudění na obou stranách. U dvoufázového proudění probíhá změna fáze (kondenzace, var), na jedné straně či druhé straně. Uspořádání toku je taktéž důležitou součástí konstrukce tepelných výměníků. Pracovní látky mohou proudit souběžně, proti sobě, anebo se mohou oba proudy křížit. Na způsobu uspořádání toků kapalin závisí do značné míry účinnost tepelného výměníku, jelikož účinnost ovlivňuje střední logaritmický teplotní spád. Uplatnění tepelných výměníků je velice široké, jak již bylo zmíněno v úvodu. Od použití v automobilech nebo ledničkách až po reaktory v elektrárnách, v chemickém průmyslu či v rafinériích.

Při výpočtu tepelného výměníku je třeba dbát na správnou volbu Nusseltova kritéria, pomocí něhož se následně určují koeficienty přestupu a prostupu tepla. Tyto koeficienty mají zásadní vliv na výpočet teplosměnné plochy a přenášeného výkonu, který se od určitého počtu desek příliš nemění, nebo jen velice mírně. Pak jsou výrazně upravovány tlakové ztráty. Rovněž nedílnou součástí je výpočet geometrie desky a volba fyzikálních vlastností daných medií. Rozdíly v hodnotách některých veličin při teoretickém výpočtu a výpočtu podle programů, které se využívají v praxi, jsou způsobeny právě volbou exponentů a fyzikálních vlastností medií. Ve výpočtovém listu od firmy Guntner je vidět, že program používá jiné hodnoty například u tepelné kapacity kvůli účinnosti tepelného výměníku. Tyto faktory nejvíce ovlivňují velikost teplosměnné plochy.

5. NOMENKLATURA

$\overline{c_{pc,h}}$	[J/kgK] – střední tepelná kapacita vody
$\dot{m}_{c,h}$	[kg/s] – tepelný tok
p	[mm] – výška desky
t	[mm] – tloušťka plechu
b	[mm] – výška jednoho kanálku
$\dot{m}_{chc,h}$	[kg/s] – hmotnostní tok 1 kanálkem
k	[W/m ² K] – koeficient prostupu tepla
$T_{inc,h}$	[°C] – teplota na vstupu
$T_{outc,h}$	[°C] – teplota na výstupu
$Q_{pož}$	[W] – požadovaný výkon
Q_p	[W] – přenášený výkon
A_{ht}	[m ²] – teplosměnná plocha
$Nu_{c,h}$	[-] – Nusseltovo číslo
$Pr_{c,h}$	[-] – Prandtlovo číslo
$Re_{c,h}$	[-] – Reynoldsovo číslo
D_h	[mm] – hydraulický průměr
D_e	[mm] – ekvivalentní průměr
N_e	[ks] – počet efektivních desek
N_{cp}	[ks] – počet kanálků na průchod
A_{ch}	[m ²] – plocha 1 kanálu
P_c	[mm] – vlnová délka
N_p	[-] – počet průchodů
N_t	[ks] – počet desek
A_{1p}	[m ²] – teplosměnná plocha projektovaná
A_{ht1}	[m ²] – teplosměnná plocha A1
D_p	[mm] – průměr portů
L_v	[mm] – vzdálenost portů
L_w	[mm] – šířka plochy
L_p	[mm] – délka plochy
L_h	[mm] – vzdálenost portů
$R_{zanáš.}$	[kg/m ² K] – odpor při zanášení
λ_p	[W/mK] – součinitel tepelné vodivosti plechu
β	[°] – úhel k řízení
$\rho_{c,h}$	[kg/m ³] – hustota
$\mu_{c,h}$	[Pa.s] – dynamická viskozita
$\lambda_{c,h}$	[W/mK] – tepelná vodivost
$\eta_{c,h}$	[m ² /s] – kinematická viskozita

α_i	[W/m ² K] – koeficient přestupu tepla
δ	[°C] – střední logaritmický teplotní spád
Δ	[W] – rozdíl výkonů
Φ	[-] – součinitel nárůstu plochy

Indexy:

c – studená strana tepelného výměníku

h – teplá strana tepelného výměníku

6. SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Aplikace tepelných výměníků	[1],	str. 29
Obr. 2.2 Kritéria, podle nichž klasifikujeme tepelné výměníky	[1],	str. 2
Obr. 2.3 Rekuperátorový tepelný výměník typu trubka v trubce	[1],	str. 3
Obr. 2.4 Rotační regenerátory a směr proudění tekutiny	[1],	str. 4
Obr. 2.5 Tepelné výměníky v přímém kontaktu –		
a) kaskádový kondenzátor: plyn (pára) - kapalina		
b) sprchový kondenzátor: plyn – pevné částice (uhlí)	[1],	str. 8
Obr. 2.6 Tepelné výměníky s dvojitými soustřednými trubkami	[1],	str. 9
Obr. 2.7 Horizontální plášťový kondenzátor	[2],	
Obr. 2.8 Přestup tepla u deskových tepelných výměníků	[2],	
Obr. 2.9 Těsnící deskové tepelné výměníky, První obrázek ukazuje schéma deskového tepelného výměníku.		
Druhý obrázek ukazuje cesty toku u tohoto typu výměníku	[1],	str. 12,13
Obr. 2.10 Základní konstrukce lamelového tepelného výměníku. Obrázek taktéž ukazuje uspořádání pro souproud,protiproud a křížící se proudy.	[1],	str. 18
Obr. 2.11 Typy žebor v lamelových tepelných výměnících	[1],	str. 19
Obr. 2.12 Ohřívač vzduchu s příčně navařenými žebry(nahoře) a podélná žebra navařená na trubkách (dole)	[1],	str.21
Obr. 2.13 Tepelné výměníky klasifikované dle směru proudění tekutin		
a) souproudé		
b) protiproudé		
c) křížové – tekutiny se nemísí		
d) křížové – 1 tekutina se mísí	[1],	str. 25
Obr. 3.1 Geometrie desky tepelného výměníku	[3],	
Obr. 3.2 Výsledek z výpočtového programu Thermowave		

7. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] KAKAÇ S. , HONGTAN LIU. Heat exchangers – selection, rating and thermal design
Second Edition, University of Miami, CRC Press , ISBN 0 – 8493 – 0902 - 6

[2] *Heat exchanger*, [cit. 2008-03-14]

URL: <http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_exchangers>, [cit. 2008-03-14]

[3] *Kurz: Kompaktní výměníky tepla*, [cit. 2008-05-03]

URL: <<https://www.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=56721>> [cit. 2008-05-03]

[4] *NIST Standard Reference Database Number 69 - vydání červen 2005* [cit. 2008-05-05]

URL: <<http://webbook.nist.gov/chemistry/>> [cit. 2008-05-05]

III. PŘÍLOHOVÁ ČÁST


PŘÍLOHA ČÍSLO 1

- Přehled rozměrů a druhů desek pro program Thermowave
- Přehled velikostí desek pro program Thermowave
- Přehled rozměrů kompletního tepelného výměníku a uspořádání desek

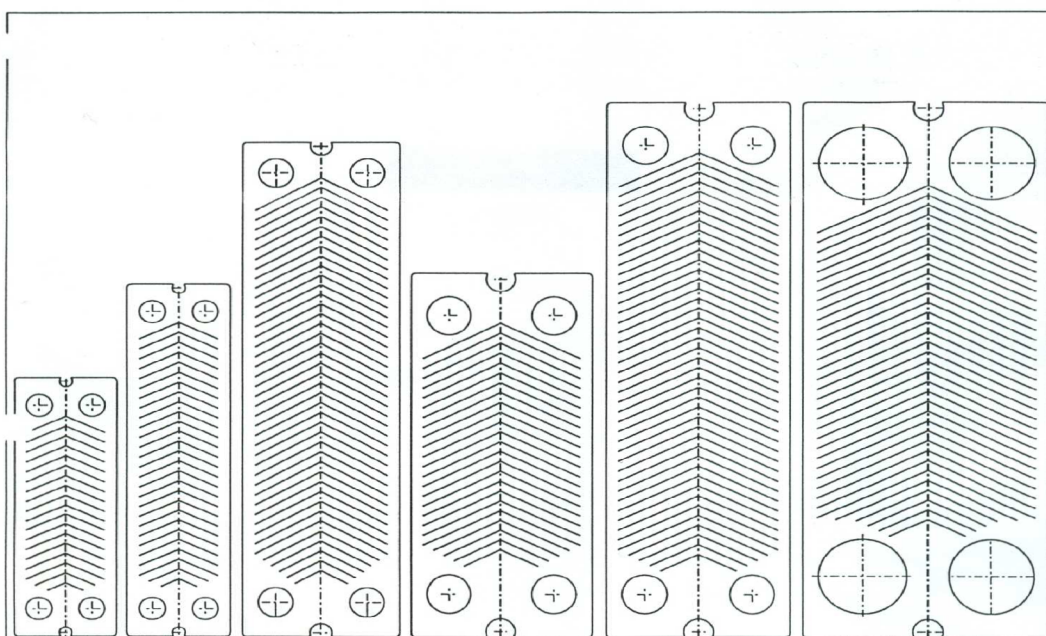
Přehled rozměrů a druhů desek pro program Thermowave

Plattentyp	Prägetiefe t_p Blechdicke s		Prägewinkel β	
	s (mm)	t_p (mm)		
PowerLine PL	0,6..0,8	2...2,5	30°	-
StandardLine SL	0,6..0,8	3,5...4	30°	60°

Plattengröße	PowerLine	StandardLine
TL 90	PH	SW
TL 150	PH	SW
TL 250	PH	SH/SW
TL 400	-	SH/SW
TL 500	PH	SH/SW
TL 650	-	SH/SW

<p>Übersicht Plattenstrukturen</p>	 <small>Gesellschaft für Wärmetechnik mbH</small>
--	---


Přehled velikostí desek pro program Thermowave



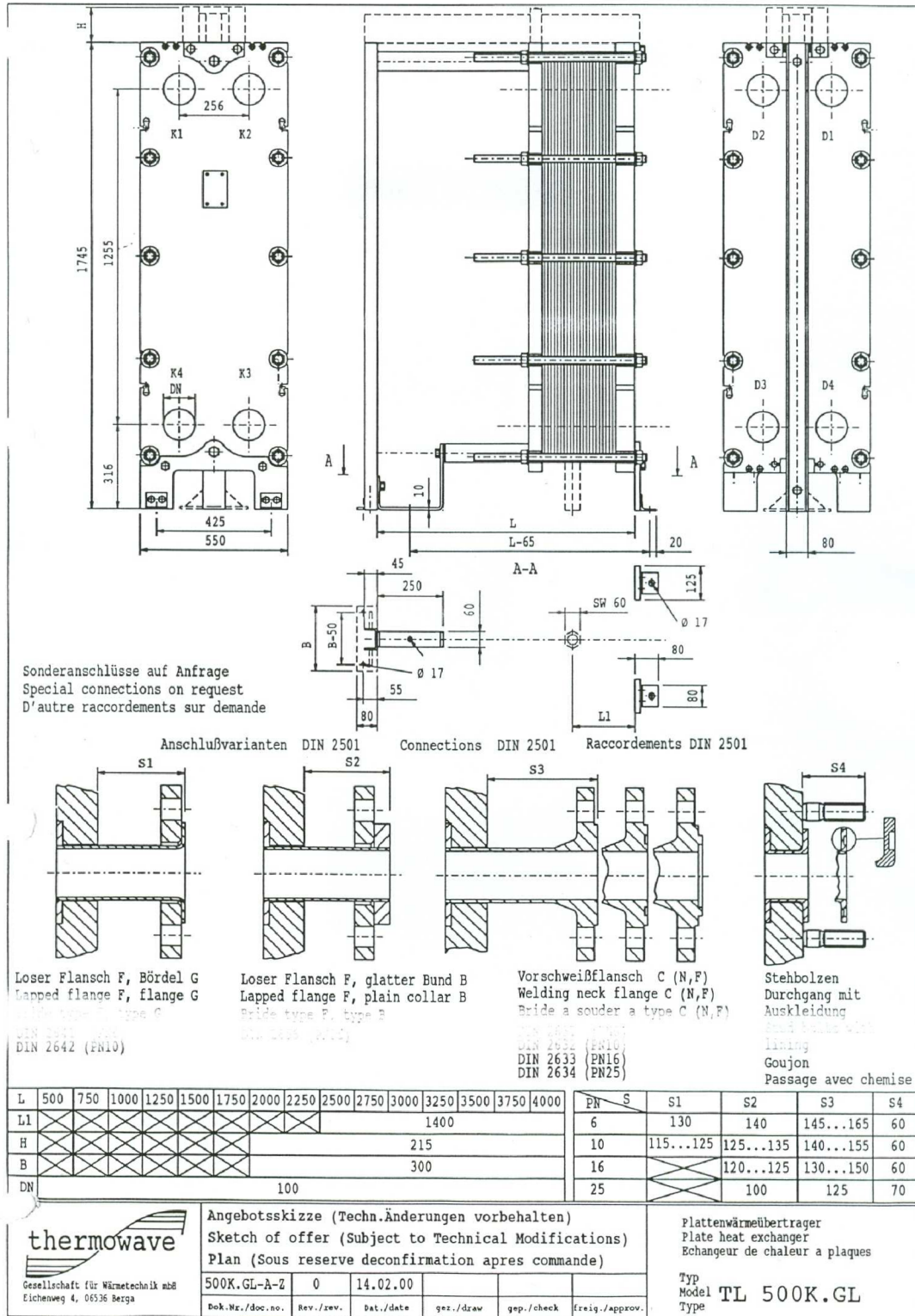
TL 90 TL 150 TL 400 TL 250 TL 500 TL 650

Plattengröße	DN	Länge	Breite	Länge / Breite
TL 90	40	721	244	3,0
TL 150	40	981	244	4,0
TL 400	80	1383	369	3,8
TL 250	100	1014	437	2,3
TL 500	100	1495	437	3,4
TL 650	200	1495	586	2,6

Plattengrößen


Gesellschaft für Wärmetechnik mbH

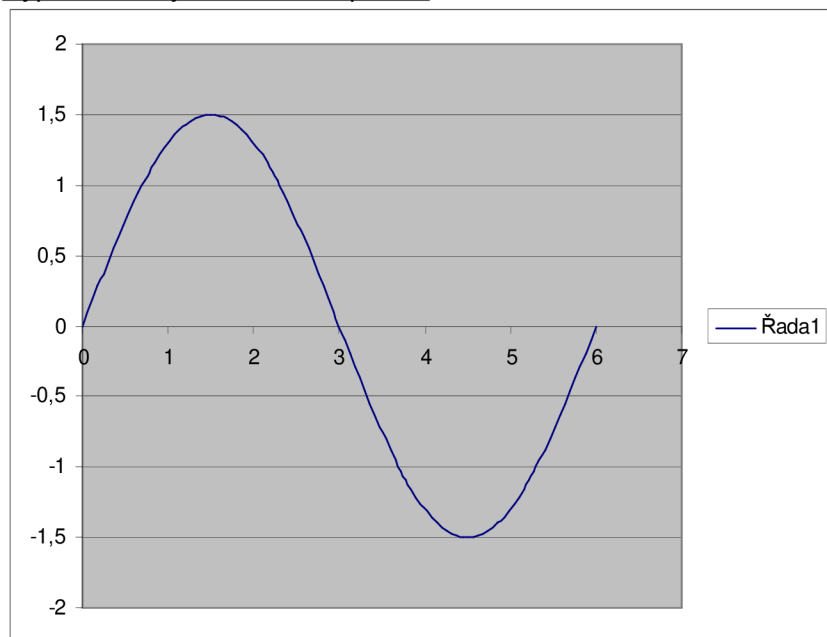
Přehled rozměrů kompletního tepelného výměníku a uspořádání desek



PŘÍLOHA ČÍSLO 2

→ Výpočet sinusového profilu

Výpočet délky sinusového profilu



vlnová délka: 6 mm
 výška: 3 mm
 dělení: 100
 délka dílku: 0,06 mm

Dílek	Poloha	Výška	Derivace	Integrál	Plocha
0	0	0	1,5	1,802776	0
1	0,06	0,094186	1,49704	1,800314	0,108093
2	0,12	0,188	1,488172	1,792946	0,107798
3	0,18	0,281072	1,473431	1,78073	0,10721
4	0,24	0,373035	1,452875	1,763759	0,106335
5	0,3	0,463525	1,426585	1,742167	0,105178
6	0,36	0,552187	1,394665	1,716126	0,103749
7	0,42	0,638669	1,357241	1,685853	0,102059
8	0,48	0,722631	1,31446	1,651607	0,100124
9	0,54	0,80374	1,266492	1,613692	0,097959
10	0,6	0,881678	1,213525	1,572464	0,095585
11	0,66	0,956136	1,15577	1,528334	0,093024
12	0,72	1,026821	1,093453	1,481769	0,090303
13	0,78	1,093453	1,026821	1,433304	0,087452
14	0,84	1,15577	0,956136	1,383545	0,084505
15	0,9	1,213525	0,881678	1,333175	0,081502
16	0,96	1,266492	0,80374	1,282965	0,078484
17	1,02	1,31446	0,722631	1,233773	0,075502
18	1,08	1,357241	0,638669	1,186549	0,07261
19	1,14	1,394665	0,552187	1,142327	0,069866
20	1,2	1,426585	0,463525	1,102205	0,067336
21	1,26	1,452875	0,373035	1,067312	0,065086
22	1,32	1,473431	0,281072	1,03875	0,063182
23	1,38	1,488172	0,188	1,017519	0,061688
24	1,44	1,49704	0,094186	1,004426	0,060658
25	1,5	1,5	9,19E-17	1	0,060133
26	1,56	1,49704	-0,09419	1,004426	0,060133
27	1,62	1,488172	-0,188	1,017519	0,060658
28	1,68	1,473431	-0,28107	1,03875	0,061688

TEPELNÉ VÝMĚNÍKY PRO KLIMATIZACI

29	1,74	1,452875	-0,37303	1,067312	0,063182
30	1,8	1,426585	-0,46353	1,102205	0,065086
31	1,86	1,394665	-0,55219	1,142327	0,067336
32	1,92	1,357241	-0,63867	1,186549	0,069866
33	1,98	1,31446	-0,72263	1,233773	0,07261
34	2,04	1,266492	-0,80374	1,282965	0,075502
35	2,1	1,213525	-0,88168	1,333175	0,078484
36	2,16	1,15577	-0,95614	1,383545	0,081502
37	2,22	1,093453	-1,02682	1,433304	0,084505
38	2,28	1,026821	-1,09345	1,481769	0,087452
39	2,34	0,956136	-1,15577	1,528334	0,090303
40	2,4	0,881678	-1,21353	1,572464	0,093024
41	2,46	0,80374	-1,26649	1,613692	0,095585
42	2,52	0,722631	-1,31446	1,651607	0,097959
43	2,58	0,638669	-1,35724	1,685853	0,100124
44	2,64	0,552187	-1,39466	1,716126	0,102059
45	2,7	0,463525	-1,42658	1,742167	0,103749
46	2,76	0,373035	-1,45287	1,763759	0,105178
47	2,82	0,281072	-1,47343	1,78073	0,106335
48	2,88	0,188	-1,48817	1,792946	0,10721
49	2,94	0,094186	-1,49704	1,800314	0,107798
50	3	1,84E-16	-1,5	1,802776	0,108093
51	3,06	-0,09419	-1,49704	1,800314	0,108093
52	3,12	-0,188	-1,48817	1,792946	0,107798
53	3,18	-0,28107	-1,47343	1,78073	0,10721
54	3,24	-0,37303	-1,45287	1,763759	0,106335
55	3,3	-0,46353	-1,42658	1,742167	0,105178
56	3,36	-0,55219	-1,39466	1,716126	0,103749
57	3,42	-0,63867	-1,35724	1,685853	0,102059
58	3,48	-0,72263	-1,31446	1,651607	0,100124
59	3,54	-0,80374	-1,26649	1,613692	0,097959
60	3,6	-0,88168	-1,21353	1,572464	0,095585
61	3,66	-0,95614	-1,15577	1,528334	0,093024
62	3,72	-1,02682	-1,09345	1,481769	0,090303
63	3,78	-1,09345	-1,02682	1,433304	0,087452
64	3,84	-1,15577	-0,95614	1,383545	0,084505
65	3,9	-1,21353	-0,88168	1,333175	0,081502
66	3,96	-1,26649	-0,80374	1,282965	0,078484
67	4,02	-1,31446	-0,72263	1,233773	0,075502
68	4,08	-1,35724	-0,63867	1,186549	0,07261
69	4,14	-1,39466	-0,55219	1,142327	0,069866
70	4,2	-1,42658	-0,46353	1,102205	0,067336
71	4,26	-1,45287	-0,37303	1,067312	0,065086
72	4,32	-1,47343	-0,28107	1,03875	0,063182
73	4,38	-1,48817	-0,188	1,017519	0,061688
74	4,44	-1,49704	-0,09419	1,004426	0,060658
75	4,5	-1,5	-2,8E-16	1	0,060133
76	4,56	-1,49704	0,094186	1,004426	0,060133
77	4,62	-1,48817	0,188	1,017519	0,060658
78	4,68	-1,47343	0,281072	1,03875	0,061688
79	4,74	-1,45287	0,373035	1,067312	0,063182
80	4,8	-1,42658	0,463525	1,102205	0,065086
81	4,86	-1,39466	0,552187	1,142327	0,067336
82	4,92	-1,35724	0,638669	1,186549	0,069866
83	4,98	-1,31446	0,722631	1,233773	0,07261
84	5,04	-1,26649	0,80374	1,282965	0,075502
85	5,1	-1,21353	0,881678	1,333175	0,078484
86	5,16	-1,15577	0,956136	1,383545	0,081502

TEPELNÉ VÝMĚNÍKY PRO KLIMATIZACI

87	5,22	-1,09345	1,026821	1,433304	0,084505
88	5,28	-1,02682	1,093453	1,481769	0,087452
89	5,34	-0,95614	1,15577	1,528334	0,090303
90	5,4	-0,88168	1,213525	1,572464	0,093024
91	5,46	-0,80374	1,266492	1,613692	0,095585
92	5,52	-0,72263	1,31446	1,651607	0,097959
93	5,58	-0,63867	1,357241	1,685853	0,100124
94	5,64	-0,55219	1,394665	1,716126	0,102059
95	5,7	-0,46353	1,426585	1,742167	0,103749
96	5,76	-0,37303	1,452875	1,763759	0,105178
97	5,82	-0,28107	1,473431	1,78073	0,106335
98	5,88	-0,188	1,488172	1,792946	0,10721
99	5,94	-0,09419	1,49704	1,800314	0,107798
100	6	-3,7E-16	1,5	1,802776	0,108093

Celková délka = suma všech ploch = 8,581679mm