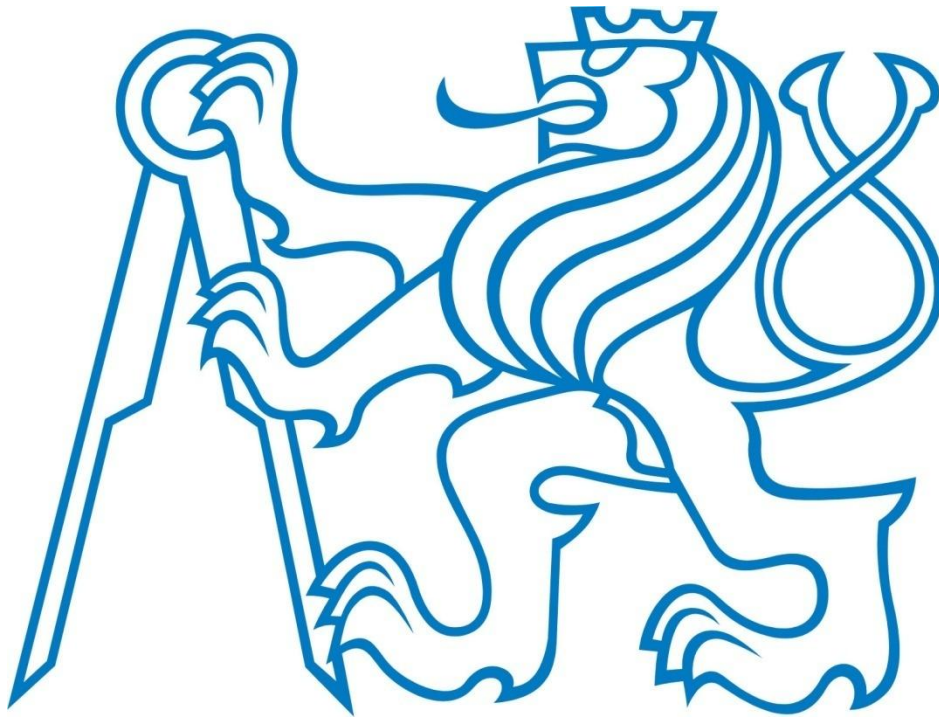


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

KATEDRA ELEKTROENERGETIKY



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh trubkového tepelného výměníku

Design of the pipe heat exchanger

Vypracoval: Jakub Křítek
Vedoucí práce: Ing Lubomír Musálek
Rok: 2016

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta elektrotechnická

katedra elektroenergetiky

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: **Jakub Křítek**

Studijní program: Elektrotechnika, energetika a management
Obor: Aplikovaná elektrotechnika

Název tématu: **Návrh trubkového tepelného výměníku**

Pokyny pro vypracování:

1. Seznamte se s typy tepelných výměníků.
2. Vytvořte model pro výpočet tepelného výměníku.
3. Porovnejte deskové a trubkové výměníky.

Seznam odborné literatury:

- [1] KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 9781439842126.
- [2] HRADÍLEK, Zdeněk, Ilona LÁZNIČKOVÁ a Vladimír KRÁL. Elektrotepelná technika. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011. ISBN 978-80-01-04938-9.
- [3] MICHEJEV, Sdílení tepla, 1952
- [4] www.wolfram.com

Vedoucí: Ing. Lubomír Musálek

Platnost zadání: do konce zimního semestru 2017/2018

doc. Ing. Zdeněk Müller, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Pavel Ripka, CSc.
děkan

V Praze dne 18. 4. 2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem zadanou práci vypracoval samostatně v souladu s pokyny a že jsem uvedl veškeré zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů pro vysokoškolské závěrečné práce.

V Praze dne

Jakub Křítek

Poděkování

Děkuji Ing. Lubomírovi Musálkovi za vedení mé bakalářské práce a za podnětné návrhy, bez kterých by nemohla vzniknout.

Jakub Křítek

Název práce:

Návrh trubkového tepelného výměníku

Autor: Jakub Křítek

Obor: Aplikovaná elektrotechnika

Druh práce: Bakalářská práce

Vedoucí práce: Ing. Lubomír Musálek

Katedra elektroenergetiky, Fakulta elektrotechnická, České vysoké učení technické v Praze

Abstrakt:

Tato bakalářská práce se zabývá tepelnými čerpadly, seznámením se s nimi, jejich rozdělením a hlavními částmi. První část práce je věnována historii tepelných čerpadel a jejich rozdělením. Druhá část je věnována základním částem tepelných čerpadel. Zvláštní kapitola je věnována problematice tepelných výměníků. Další část se zabývá návrhem trubkového tepelného výměníku.

Klíčová slova: Kompresor, výparník, kondenzátor, redukční ventil, trubkový výměník tepla, deskový výměník tepla, Bell-Delawareova metoda

Title:

Design of the pipe heat exchanger

Author: Jakub Křítek

Abstract: This Bachelor thesis is about heat pumps, information about them, their partition and their main parts. The first part is about history of heat pumps and their partition. The second part is about main parts of heat pumps. Another chapter is dedicated to problem of heat exchangers. The next one deals with design of tubular heat exchanger.

Keywords: Compressor, vaporizer, condenser, reducing valve, tubular exchanger of heat, tabular exchanger of heat, Bell-Delawareova method

Obsah:

1. Úvod.....	6
2. Tepelná čerpadla.....	7
2.1. Princip činnosti.....	7
2.2. Historie.....	8
2.3. Rozdělení tepelných čerpadel.....	8
3. Základní části tepelného čerpadla	
3.1 Kompresor.....	12
3.2 Výparník.....	13
3.3 Kondenzátor.....	13
3.4 Redukční ventil.....	13
4. Rekuperační výměníky tepla.....	14
4.1 Trubkové výměníky.....	15
4.2 Deskové výměníky.....	16
5. Návrh tepelného výměníku.....	17
5.1 Bilanční rovnice.....	18
5.2 Koeficient ideálního přestupu tepla.....	18
5.3 Koeficient přestupu tepla.....	22
5.4 Korekční faktor přepážkových oken.....	22
5.5 Korekční faktor pro efekt úniku způsobeny přepážkami.....	23
5.6 Korekční faktor svazků tvořící obtokový proud.....	23
5.7 Korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážkových oken.....	24
5.8 Korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním.....	25
6. Závěr.....	27
7. Seznam použitých zkratk.....	28
8. Seznam tabulek a obrázků.....	31
9. Seznam použitě literatury.....	32
10. Přílohy.....	33

1) Úvod

Žijeme v zeměpisných šířkách, kde vytápění je nedílnou součástí budov a tvoří samostatnou kapitolu při jejím návrhu. Každý investor má celou řadu možností, jak tuto otázku vyřešit. Vytápění plynem, elektrickou energií, nebo dálkovým teplem patří k tradičním a hojně zastoupeným řešením. Na druhé straně jsou novější alternativou solární kolektory, kotle na biopaliva, tepelná čerpadla a další zajímavá řešení sloužící nejen jako jediný zdroj tepla domácnosti, kancelářských celků a průmyslových objektů, ale také jako vhodný doplněk.

S rostoucí cenou energií a větším důrazem na ekologii, roste i zájem o snižování nákladů na vytápění starších budov. Základním krokem je snížení energetické náročnosti pomocí nových oken, nebo zlepšení izolačních vlastností fasád. Nežádka dochází také k úpravě otopných soustav včetně změny zdroje tepla.

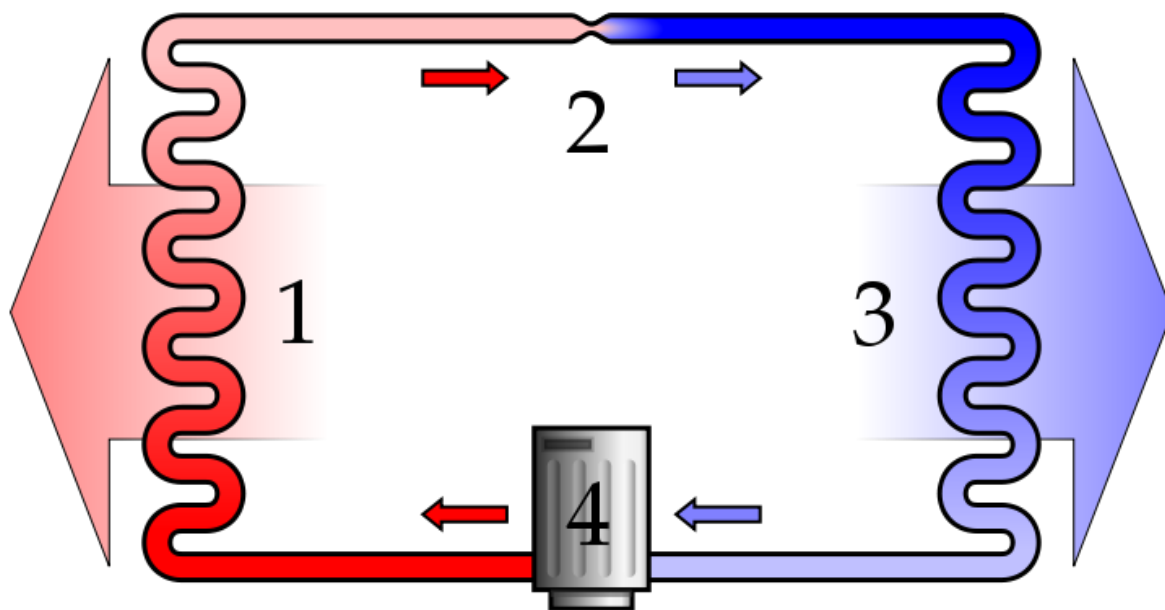
Vhodně navržená tepelná čerpadla jsou schopna splnit nároky rozdílných požadavků. Dokážou fungovat samostatně, nebo v součinnosti s jiným zdrojem tepla, jsou vhodná do starších domů tak i do novostaveb, do rodinných i do bytových domů. S jejich větším rozšířením klesla i jejich cena a je zde více schopných firem zabývajících se touto problematikou. Historií tepelných čerpadel a popisem základních technologických částí se budu věnovat v první části mé práce.

Tepelné čerpadlo je tvořeno z několika důležitých částí a jednou z nich je i tepelný výměník. Ve třetí části této práce chci nastínit několik faktorů ovlivňujících jeho vlastnosti. V neposlední řadě vás chci seznámit s metodou výpočtu parametrů tepelného výměníku.

2) Tepelná čerpadla

2.1) Princip činnosti

Tepelné čerpadlo je zařízení, které z prostředí o nižší teplotě odebírá teplo, aby ho na druhé straně předalo do prostředí s vyšší teplotou. Pracuje na stejném principu jako kompresorová chladnička, jen s tím rozdílem, že u ní nás zajímá, jak moc dokáže ochladit vložené potraviny, zatímco u tepelných čerpadel kolik tepla je schopno dodat do objektu. S nadsázkou se dá říci, že pokud bychom vzali chladničku a zazdili ji do obvodové zdi domu tak, že by kondenzátor byl na vnitřní straně, udělali bychom z ní tepelné čerpadlo. Tepelné čerpadlo má čtyři základní části a to výparník, kondenzátor, kompresor a redukční ventil. Uzavřený okruh je naplněn vhodnou kapalinou s nízkým bodem varu. Ve výparníku se médium za nízkého tlaku odpařuje, z kapaliny se stává plyn o stejné teplotě. Přeměnou skupenství odebírá teplo z okolí. Kompresor nasaje plynné chladivo, stlačí jej a vhná jej do kondenzátoru. Zde médium o vyšším tlaku zkapalní a přebytečné teplo předá do okolí. V praxi do vody v topném systému, případně přímo do vzduchu. V další fázi pokračuje přes redukční ventil zpátky do výparníku, kde expanduje a celý proces se opakuje.



1. Kondenzátor
3. Výparník

2. Redukční ventil
4. Kompresor

Obr. 1 Principiální schéma tepelného čerpadla¹

¹ Tepelné čerpadlo. *Wikipedia: the free encyclopedia*. [online]. 2001- [cit. 2015-12-19]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tepeln%C3%A9_%C4%8Dčerpadlo

2.2) Historie

Zásadní pro vznik tepelných čerpadel je 2. věta termodynamická. Podle které dvě tělesa v izolované soustavě o rozdílné teplotě se budou chovat tak, že teplejší těleso bude předávat tepelnou energii tělesu chladnějšímu. Opačný postup podle ní není možný, respektive je, ale jen za použití vnějších sil. Tento zákon formuloval v polovině 19. století William Thomson, kterého můžeme znát pod jménem lord Kelvin.

V roce 1873 využil k chlazení čpavek s kompresorem německý fyzik Karl von Lindé. Tyto chladničky byly však velké a těžké masově se nerozšířily.

Ve 40. letech 20. století se Robert C. Webber věnoval výzkumu hlubokých zamražení. Při neopatrné manipulaci se opačil o kondenzátor a napadlo jej využít přebytečné teplo k vytápění budovy.

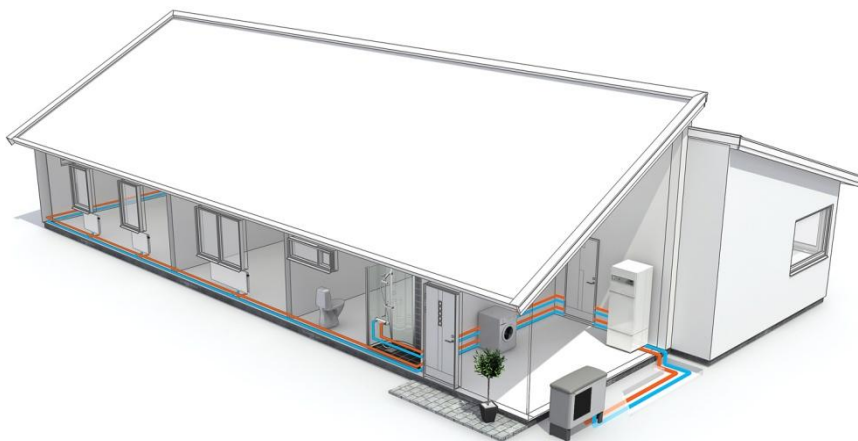
Pro přechod tepelných čerpadel z laboratorních a zkušebních poměrů do komerčního využití napomohla ropná krize z přelomu 70 a 80. let 20. století. Při politickém převratu v Íránu, tento stát začal dodávat méně této suroviny na světový trh. Státy, většinou z blízkého východu, sdružené do organizace OPEC kompenzovaly tento výpadek, ale díky obavám a po zkušenostech z 1. ropné krize z roku 1973 zůstala cena komodity na vysoké úrovni. Lidé kteří k vytápění používali fosilní paliva (převážně ti, kteří používali topné oleje) se začali poohlížet po jiném zdroji tepelné energie. Došlo k 1. vlně zájmu o tepelná čerpadla, který byl vystřídán prudkým poklesem v následujícím desetiletí. To bylo způsobeno neprofesionalitou firem, které nebraly v potaz adaptaci tepelných čerpadel do stávajících otopných soustav, poruchovostí systémů a následnou drahou údržbou. Ekonomická bilance se v takovýchto případech dostala do ztráty.

Lepší materiály, a návrhy energetických celků spolu se zkušenostmi firem vedly k větší konkurenceschopnosti tepelných čerpadel v pozdější době. To bylo také podpořeno větším důrazem na ekologii a kvalitu ovzduší, jak mezi jednotlivci, tak mezi státy, které roku 1997 podepsaly takzvaný Kjótský protokol. To a rostoucí ceny energií na konci tisíciletí vedly ke 2. vlně zájmu o tepelná čerpadla, která přetrvává až do těchto let. Na jeho nákup je v České republice v těchto letech možno získat dotaci.

2.3) rozdělení tepelných čerpadel

Tepelná čerpadla nejčastěji dělíme podle zdroje energie a to z vody, vzduchu, nebo země. Na druhé straně čerpadla dělíme podle toho, jakým způsobem je energie využívána. Voda (pro ohřev vody v topení, nebo užitkové vody), nebo vzduch (klimatizace, vzduchotechnika). Z jejich kombinace dostaneme konečné rozdělení, například voda-voda, voda-vzduch

2.3a) čerpadlo typu vzduch-voda



Obr. 2 Čerpadlo typu vzduch-voda²

Jeden ze základních typů tepelných čerpadel je právě vzduch-voda. Na venkovní straně vytápěného objektu odebíráme teplo ze vzduchu a uvnitř se předává do topení, nebo zásobníku na teplou vodu. Mezi jeho výhody patří rychlá instalace bez nároků na velký pozemek a nižší investiční náklady než u jiných čerpadel. Nevýhodou je o 30% vyšší spotřeba energie, než u systému voda-voda, vyšší hlučnost jednotky a kratší životnost kompresorů. Při instalaci je třeba se vyvarovat instalaci na střechy budov a konstrukční prvky, neboť je možný přenos vibrací. Tento typ má také tu vlastnost, že při velmi nízkých teplotách, kdy je těžší z venkovního vzduchu odebírat teplo, potřebujeme topit nejvíce. Čerpadla vzduch-voda jsou k dostání ve dvou provedeních a to monoblok a split.

Monoblok je technické provedení, kde vně budovy se nachází celá jednotka s výparníkem, kompresorem, redukčním ventilem, a kondenzátorem a je propojena s budovou potrubím obsahující topné médium.

Split je provedení, kde je část venkovní s výparníkem a část uvnitř budovy s kondenzátorem. Tyto dva bloky jsou propojeny chladícím potrubím, které se plní až na místě montáže. Je potřeba mít na paměti, že toto provedení může sebou nést zátěž v podobě každoročních revizí na chladící okruh. Toto řešení je na obrázku 2.

2.3b) čerpadlo typu vzduch-vzduch



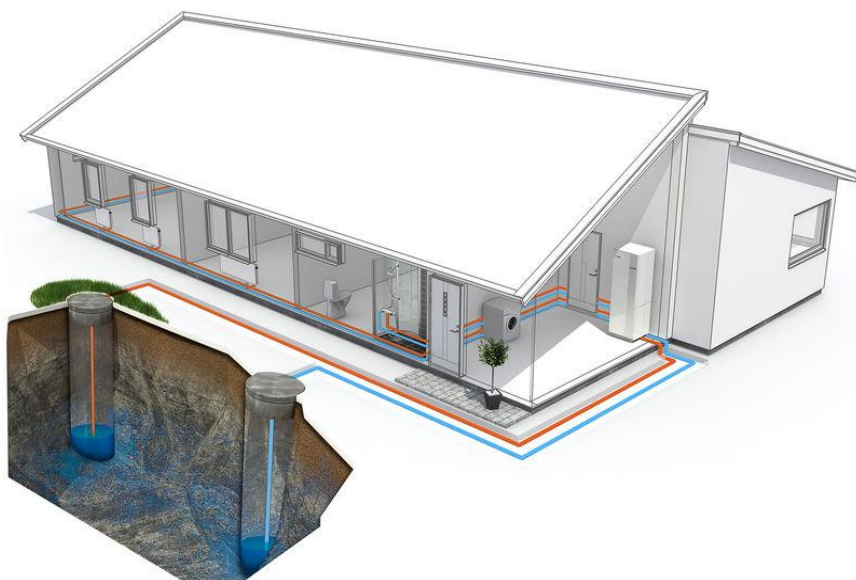
Obr. 3 Tepelné čerpadlo typu vzduch-vzduch²

² Tepelná čerpadla. SVP solar s.r.o.. [online]. 2010-2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.svp-solar.cz/teplna-cerpadla/>

Typ tepelného čerpadla, který kde na primární straně se energie odebírá ze vzduchu, aby mohla být na té sekundární předána znovu vzduchu. Tento typ má přednosti v pořizovací ceně a rychlosti instalace. Čerpadlo je schopno v létě chladit, takže plní i funkci klimatizace a může být navíc doplněno o odvlhčovač, nebo čistič vzduchu. Navíc zde dochází k ohřevu vzduchu v místnosti přímo bez použití dalšího média (vody obsažené v topení), což zvyšuje účinnost a spolehlivost. Mínusem je omezený počet vnitřních připojených jednotek, hlučnost při plném výkonu nemožnost ohřevu užitkové vody a stejně jako v předešlém případě se nejvíc topí v době, kdy je zdroj tepla nejchladnější. Z těchto důvodů je tento typ ve větších domech vhodné kombinovat s dalším zdrojem tepla.

2.3c) čerpadlo typu voda-voda

U tohoto typu čerpadel je zdrojem voda a to buď podzemní, nebo povrchová. Povrchová voda má podobnou nevýhodu, jako vzduch a to tu, že při největších mrazech je z ní obtížnější získat energii ve formě tepla. Nutno však podotknout, že se tento problém týká malých vodních stojatých ploch, ale je díky větší tepelné kapacitě vody menším problémem než u vzduchu. Vhodná povrchová voda ve formě rybníků a řek není dostupná všude a to i v našich podmínkách. Navíc se novostavby dnes výhradně staví mimo záplavová území, což znamená dále od těchto zdrojů. Výhodou ovšem jsou minimální náklady na stavbu kolektoru na primární straně a bezhlučný provoz podpořený vysokým topným faktorem



Obr. 4 tepelné čerpadlo typu voda (podpovrchová)-voda³

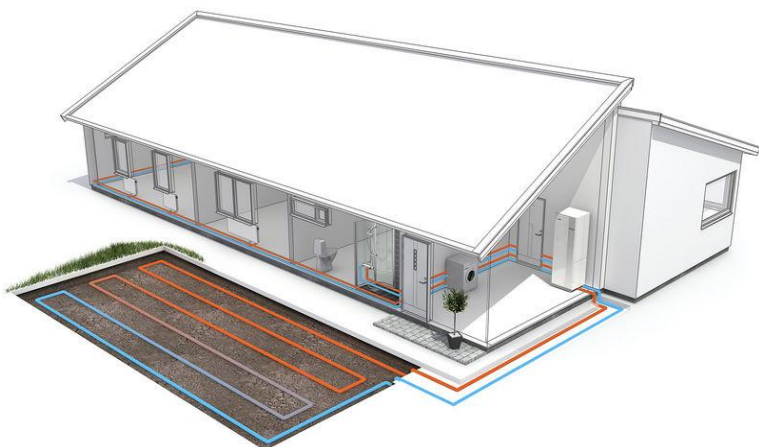
Při získávání tepla z podpovrchové vody je potřeba provést dva vrty, kde z jednoho je voda odebírána a do druhého se následně vrací o několik stupňů chladnější. Vzdálenost těchto dvou vrtů by měla být větší, než 15 metrů a jejich hloubka se pohybuje od 10 do 15m v závislosti na lokalitě. Tento systém se dá použít na recyklaci odpadního tepla z průmyslových závodů. I v tomto případě může být problém najít vhodné místo s dostatkem podpovrchové vody, náklady spojené s údržbou čistoty výměníku a opotřebením čerpadel pro dopravu vody na povrch. Ale výsledkem je stabilní zdroj tepla, který v průběhu roku mění svou teplotu jen minimálně. Stejně jako v povrchovém případě i

³ Tepelná čerpadla. SVP solar s.r.o.. [online]. 2010-2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.svp-solar.cz/tepelna-cerpadla/>

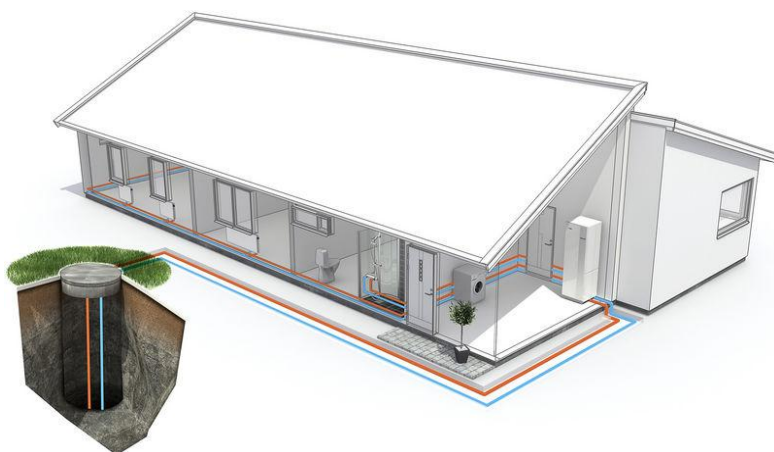
tady je výhodou nízká hlučnost systému a vysoký topný faktor stejně jako relativně malá plocha potřebná k realizaci.

2.3d) čerpadlo typu země-voda

Zajímavou variantou jsou tepelná čerpadla, která mají primární okruh vedený pod zemským povrchem a z něj odebírají tepelnou energii. Existují dva způsoby získávání tepla ze země a to pomocí kolektorů, nebo hlubinných vrtů. Hlavním rozdílem je, kolektory jsou pod povrchem uloženy horizontálně. Rozdílem je to, že kolektor potřebuje větší zahradu, aby mohl být postaven v odpovídajícím výkonu a je limitující pro stavbu garáží bazénů a podobných staveb na jeho místě. Vrt je zase o poznání dražší a vztahuje se na něj povinnost mít stavební povolení. V obou případech platí, že na 1 kW tepelného výkonu potřebujeme okolo 12m vrtu, nebo 30m² zahrady. Je potřeba primární okruhy dobře dimenzovat, aby nedošlo k jejich zamrznutí, což by mělo za následek celkové selhání topného systému. Za klady těchto řešení jsou: stabilní a vysoký topný faktor, bezúdržbový a tichý provoz a možnost použít vrt pro chlazení domu a to jak pasivně, tak aktivně.



Obr. 5 Čerpadlo typ země-voda se zemním konektorem⁴



Obr. 6 Čerpadlo typ země voda s hlubinným vrtem⁴

⁴ Tepelná čerpadla. SVP solar s.r.o.. [online]. 2010-2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.svp-solar.cz/tepelna-cerpadla/>

3) Základní části tepelného čerpadla

Všechna technologická provedení tepelných čerpadel a je jedno, zda se jedná o typ vzduch-vzduch, nebo například země-voda, mají společné 4 základní stavební prvky. Výparník, kompresor, kondenzátor a redukční ventil podle obrázku číslo 1. V této kapitole si je podrobněji rozebereme.

3.1) Kompresor

Představuje základní stavební prvek všech tepelných čerpadel pro domácnost a většiny pro komerční využití. Jeho smyslem je komprese plynů a jejich transport mezi výparníkem a kondenzátorem. Spotřebovává drtivou většinu elektrické energie, kterou do tepelného čerpadla musíme vložit. Koná mechanickou práci a je tím prvkem, který umožňuje přestup tepla z látky s nižší teplotou do látky s teplotou vyšší. Dochází v něm k adiabatickému stlačování, což v důsledku znamená, že na výstupu dochází k ohřevu plynu. Kompresory si našly uplatnění dávno před příchodem tepelných čerpadel, a proto asi málokoho překvapí, že jejich průmyslová výroba se v našich zemích datuje už od 40. let 19. století. Základní rovnicí, charakterizující kompresor je tlakový poměr (3.1), výkonnost (objem nasávaného média) a příkon.

$$\pi = \frac{P_v}{P_s} = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.1)$$

- poměr vytlačeného P_v (P_2) ku tlaku nasávanému P_s (P_1) tlaku ku tlaku nasávanému

Rozdělení kompresorů může být podle principu na objemové a rychlostní. Nás zajímají objemové, které se dále dělí na ty s vratným pohybem (pístové, membránové) a rotační. Rotační se ještě dělí na podskupiny s jedním rotorem (křídlové, spirálové) a více rotory (šroubové, zubové). Nejčastěji používanými kompresory pro tepelná čerpadla jsou pístové a spirálové.

Existují typy tepelných čerpadel, které ke své činnosti nepotřebují kompresor. Jsou jimi absorpční jednotky, které používají odpadního tepla, například komínových spalin, k výrobě chladu. Chladivo se nestlačuje pomocí kompresoru, ale je nejdříve pohlceno absorpční látkou, aby z ní bylo zase vypuzeno za pomoci tepla přebytečného tepla z přidružené průmyslové výroby. Po tomto procesu má plyn větší hustotu, stejně jako kdyby prošel kompresorem.

3.1a) Pístové kompresory

Jsou jednoduchá zařízení, která používají ke stlačení plynu přímočarý vratný pohyb. Jsou vhodné pro dosažení nízkých (2,5 MPa), středních (10 MPa) i vysokých tlaků (až na hranici 250 MPa) s podmínkou, že pro vysoké tlaky je potřeba vícestupňového řešení. Mohou být jedno i více válcové. V případě tepelných čerpadel se dostáváme k hodnotám kolem 1,6 až 3,2 MPa za pomoci jednoválcového kompresoru, který je hermeticky uzavřen, aby se omezilo unikání chladiva. Životnost těchto řešení je v řádu desítek let a díky moderním konstrukcím došlo ke snížení úrovně hluku, kterou je možné stlačit ještě níž přidáním dodatečné zvukové izolace.

3.1b) Spirálové kompresory

Novější konstrukční provedení, kde do pevné spirály je vložena jedna pohyblivá. Tato spirála se někdy označuje jako scroll, proto se můžeme setkat s názvem scroll kompresor. Fungují na principu nasávání plynů na vnější straně spirály a vzniku vzduchových kapes mezi spirálami, díky kruhovému pohybu. Tyto kapsy jsou směrem ke středu kroužení zmenšovány a díky tomu v nich

roste tlak, dochází ke kompresi. Rychlost pohybující se části je větší, než rychlost pístů u pístových kompresorů. Díky tomu můžou být spirálové kompresory menší. Obsahují také méně pohyblivých částí což vede k ještě větší životnosti, ale za cenu vyšších pořizovacích nákladů.

3.2) Výparník

Nachází se na počátku cyklu tepelného čerpadla. Přijímá teplo zdroje (voda, zem, vzduch) a předává jej chladicímu médiu. Musí mít odolnou konstrukci, aby odolal jak zdroji tepla (zejména korozi u čerpadel typu voda-voda), tak i korozi vlivem působení chladiva a také tlakům jak na vnitřní, tak i na vnější stěnu. Výparník bývá ve formě kolektorů a hlubinných sond pro čerpadla typu země-voda, nebo formou výměníků pro typy mající za zdroj tepla vodu, nebo vzduch.

3.2a) Kolektory a hlubinné sondy

Kolektory jsou soustavy trubek zakopaných do země do hloubky asi 1,5m pod povrchem, vyrobených z plastu (uložených v pískovém podloží), nebo kovových trubek, které jsou dražší, ale lépe odolávají tlakům například od kamení. Několik paralelních větví je propojeno pomocí sběračů a rozdělovačů, které distribuují médium. Jejich nastavení je možné měnit po celou dobu provozu díky ovládacím prvkům přímo na nich, a proto jsou uloženy do přístupných šachet. Ty musí být dimenzovány tak, aby i v prudkých deštích ochránily technologii před zaplavením. Jsou proto vodotěsné, nebo vsakovací. Potrubí musí být dimenzováno dostatečně tak, aby nezvyšovalo tlakové ztráty při proudění. Při dodržení všech zásad nedochází k ovlivnění vegetace rostoucí nad kolektorem.

Hlubinné sondy jsou uzavřeným systémem, což musí být garantováno tlakovou zkouškou. Jsou provedeny ve tvaru zdvojeného písmene U a médium zde proudí v plastových trubkách. Teplota země je ve 20m pod povrchem přibližně 10°C a roste každých 30m o jeden stupeň a není ovlivněna teplotou vzduchu nad povrchem. Pro vrty sloužící pouze k získávání tepla je proto větší hloubka výhodou, ale pro vrty sloužící v létě k chlazení se musí najít vhodný kompromis. Zemní práce tohoto druhu podléhají regulaci stavebního úřadu. Před zahájením vrtu je ještě důležitější provést ekonomickou kalkulaci, kde tyto faktory zhodnotíme, než u kolektorů.

Kolektory i zemní sondy musí být projektovány tak, aby nedocházelo k jejich zamrznání, což je ovlivňováno vlastnostmi chladiva, zeminou v níž je výparník uložen, hloubkou a velikostí.

3.3) Kondenzátor

Kondenzátor je zařízení na přenos tepla vyrobený nejčastěji z mědi či nerezavějící oceli, tvořící trubkový, nebo deskový výměník tepla. Oba typy konstrukčně odpovídají výměníkům používaným ve výparnících. Během kondenzace, která zde probíhá je teplo přenášeno do topného systému pomocí deskových výměníků (trubkové jsou v praxi využívány pro systémy do 10 kW). To probíhá za stálé teploty a tlaku. Lamelový výměník je použit pro přenos tepla do přímo vzduchu (což znamená, že u čerpadla typu vzduch-vzduch se používají celkem dva)

3.4) Redukční ventil

Nachází se mezi kondenzátorem a výparníkem a díky jeho působení je mezi nimi udržen rozdílný tlak. Toho je docíleno uvolňováním správného množství kapalného média do výparníku. Používají se v levnější variantě kapilární trubice, nebo v dražší expanzní ventily. Zajištění správného fungování je možno provést dvěma způsoby. Za prvé tlakem, který je měřen na straně výparníku a

automaticky je podle potřeby chladivo vstřikováno, nebo druhým způsobem pomocí termostatu, který zajišťuje předem nadefinované teploty jak na výparníku, tak i na straně kondenzátoru.

4) Rekuperační výměníky tepla

Jsou nejběžnějšími výměníky tepla. Jejich podstata spočívá v oddělení tekutiny primárního a sekundárního okruhu pevnou stěnou. Jejich konstrukcí je velký počet podle různých aplikací a požadavků například na cenu, hmotnost, životnost, údržbu a podobně. U většiny výměníků dochází k turbulentnímu proudění kapaliny, které má za následek lepší přenos tepla. Ten je také ovlivněn drsností stěn, případně umělým narušováním proudu a tím zvýšením turbulence. Na překážky jsou kladeny protichůdné požadavky a to aby proud usměřovaly co nejvíce, ale aby nedocházelo k přílišnému poklesu tlaku na straně druhé. Vlastnosti dále ovlivňuje geometrická konfigurace výměníku, jako například počet, tvar a velikost kolen, oblouků a změn průřezů. Ta také bývá ovlivňována požadavky na montáž, demontáž a čištění. Přestup tepla závisí jednoznačně na podmínkách proudění.

Pro zajištění optimálního provozu je nutná regulace tepelného výkonu, protože jsou dimenzovány na extrémní podmínky provozu, ve kterých se technologické části dlouhodobě nepoužívají. Regulace je možná pomocí teploty tekutiny za stejného průtoku, nebo změnou průtoku za stejné teploty teplotnosného média. Toho je dosaženo pomocí a) trojcestného směšovacího ventilu, nebo b) pomocí samostatného oběhového čerpadla. Trojcestný ventil má výhodu nižší pořizovací ceny, ale jeho nevýhodou je riziko zamrznutí v zimních měsících při malém průtoku. Dále umožňuje nenarušovat celkový průtok hlavní rozvodnou sítí, proto tam, kde není takovýto požadavek je možné použít jednoduchý škrtkový ventil. Zvýšení průtoku (za stejné teploty) má za následek rostoucí celkovou hodnotu tepla přeneseného výměníkem, ale má je nutné počítat s větším hydraulickým odporem a tím pádem větším namáháním oběhových čerpadel. Proto výměník, který je schopen pracovat s větším průtokem a tím pádem větším tlakem, může být rozměrově menší, než výměník s nižší hodnotou maximálního tlaku při rovnosti tepelného výkonu. Usazeniny uvnitř trubek mají také za následek snížení průřezů a díky tomu dochází k nárůstu tlaku. Proto je při konstrukci pamatovat na čištění. To je prováděno buď mechanicky, nebo chemicky. Při chemickém čištění je nutné použít vhodné kovové materiály, které budou odolné vůči poleptání průmyslovými čistidly. Při mechanickém čištění je nutné dbát na správnou těsnost při opětovném sestavení. Prakticky z jiných důvodů se u dobře navrženého výměníku, vzhledem k tomu, že se nepohybuje, nepůsobí těsnění zvláštní problémy.

Většina výměníků spadá do kategorie s tlaky do 1,5 MPa a teplotou do 150°C. Při jejich překročení vzrůstá důležitost pevnostního výpočtu. Do toho je také potřeba započítat vliv různé teplotní roztažnosti jednotlivých dílů. V neposlední řadě je nutné zahrnout vliv stárnutí materiálů. Základním požadavkem na materiály je odolnost vůči korozi, což celý výměník prodražuje. v některých případech je proto vhodnější použít antikoročních aditiv přímo do média. Naopak pro ohřev například teplé užitkové vody se toto řešení nedá použít.

Investiční náklady jsou také jedním z parametrů, které ovlivňují jeho návrh. Reálná životnost se obtížně stanovuje a to z toho důvodu nepředpokladatelných okolností. Ale vzhledem k náročnosti výměny nikdy neklesá pod 15 let. Zvážení energetických nároků na provoz je dáno poklesem tlaku. Dvojnásobná rychlost proudění média má za následek osminásobné zvýšení spotřeby energie oběhového čerpadla.

Tabulka 1 Typické rozsahy součinitelů přestupů tepla bývají v těchto mezích:

Jednotlivé případy	$Wm^{-2}K^{-1}$
Ohřívání a ochlazování vzduchu v žebrových výměnících	20 až 50
Přehřáté vodní páry a stlačené plyny při vyšších rychlostech proudění	100 až 500
Laminární proudění vody	100 až 400
Turbulentní proudění vody	2000 až 6000
Turbulentní proudění roztoků s teplotou tuhnutí - 15	1000 až 3000
ohřívání a ochlazování olejů	60 až 1500
var vody	6000 až 50000
kondenzace vodní páry	4000 až 15000
kondenzace chladiv (freonů)	400 až 3000

Tabulka 2 Praktické rozsahy koeficientů přestupů tepla ve výměnících

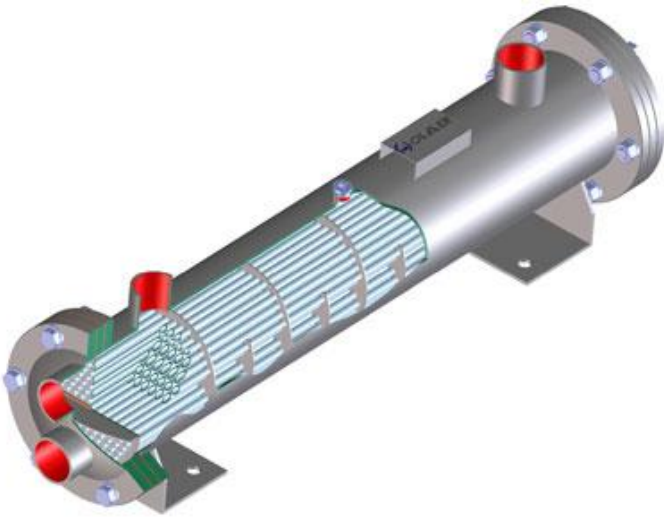
Jednotlivé případy	$Wm^{-2}K^{-1}$
Na obou stranách rovné stěny plyn	15 až 30
Žebrované výměníky plyn-voda	30 až 80
Hladký povrch plyn - voda	40 až 100
Na obou stranách, turbulentní proudění	1000 až 2000
Na jedné straně kondenzující pára a na druhé voda	2000 až 3000

4.1) Trubkové výměníky

Trubkové výměníky jsou konstrukčně jednoduchou variantou výměníků. V podstatě se jedná o trubici, která je obtékána látkou, jíž má medium protékající vnitřkem trubky předávat teplo. Její vnější plášť tvoří přestupní plochu trubkového výměníku. Pro dostatečnou tepelnou výměnu můžeme použít více paralelních trubek s menším průměrem.

Toto řešení je velmi jednoduché a levné s nízkou tlakovou ztrátou, nevýhodou je malá přestupní plocha, proto se hodí pro menší výkony. Kromě nižších pořizovacích nákladů jsou navíc

menší náklady na provoz a je jednodušší jejich údržba. Použití těchto výměníků je nejčastěji u integrovaných tepelných výměníků v zásobnících teplé vody nebo v akumulacích nádržích.



Obr. 7 Trubkový tepelný výměník⁵

Podskupinou trubkových jsou výměníky lamelové, kde jsou k trubkám připevněny teplovodní lamely, které zvětšují jejich plochu a tím také přenos celkového tepla za cenu větší náročnosti při výrobě. Lamelové výparníky jsou používány u čerpadel typu vzduch-voda(vzduch)

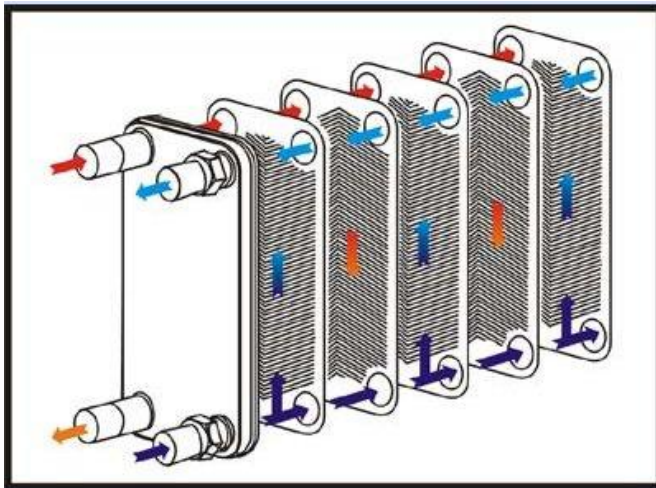
4.2) Deskové výměníky

Deskové výměníky jsou tvořeny soustavou desek s prolisy, které jsou k sobě pevně spojeny. Prolisy v tomto celku tvoří přepážky, mezi primárním a sekundárním okruhem, které výrazně zvětšují přestupnou plochu. Turbulentní proudění také zabraňuje usazování nečistot uvnitř výměníku. Pokud jsou protékané kanálky menší než 3mm, začíná převažovat laminární proudění nad turbulentním a díky tomu může dojít k nízkému přestupu tepla, respektive při nízkých hodnotách Reynoldsova čísla jsou podmínky nejisté.

Výhodou deskových výměníků je fakt, že díky velké variabilitě jsou schopny pokrýt potřebu jak pro solární systémy, tak pro výměňkové stanice centrálních zásobovacích systémů. Jejich přestupní koeficient může být až 10x větší, než v případě trubkového řešení. Maximální výkon dosahuje řádu stovek kilowattů.

Instalace deskového výměníku může proběhnout uchycením přímo na potrubí. Větší typy však musí být instalovány na podkladě a to nohách, nebo upínadlech. Pro omezení vibrací se používají kompenzátory, díky nim je zajištěna jak přijatelná míra hluku, tak především maximální moment, kterým může být výměník namáhán. Zapojení může být jak proudové, tak do protiproudu. Protiproudové zapojení je účinnější, proto běžnější.

⁵ Trubkové výměníky tepla. *Kostech*. [online]. 5.8.2013 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://kostech.sk/clanok/75/trubkove_vymenniky_tepla.html



Obr. 8 Deskový výměník tepla⁶

5) Návrh tepelného výměníku

Při návrhu tepelného výměníku musíme provést tepelný, hydraulický a při vyšších tlacích i pevnostní. Samostatnou kapitolou je ekonomický výpočet a to při sériové výrobě. Při výpočtech výměníků se obvykle počítá na celé ploše se stejným koeficient přestupu tepla. V případech, kde toto zjednodušení není možné použít, je nutné jej rozdělit na několik částí ve kterých je podmínka homogenních vlastností splněna. Tepelný výkon je také dán (zvláště při větších tepelných rozdílech) vzájemným směrem prouděním obou tekutin. Krajní případy nazýváme souprroudý a protiproudý.

Pro návrh je potřeba znát vstupní a výstupní hodnoty teplot obou tekutin. Potom můžeme určit hmotnostní průtok, který se pro kapaliny volí 0,4 až 4 ms⁻¹

Následující část vyjadřuje postup při tepelném návrhu trubkového výměníku. Budeme potřebovat tyto vstupní hodnoty:

- d vnější průměr trubic (hydraulický průměr)
- θ_{tp} úhel udávající rozvržení výměníku
- D_s vnitřní průměr výměníku
- D_{otl} nejzazší vzdálenost trubek od středu výměníku
- L_{ti} efektivní délku trubic
- B_c velikost přepážek
- L_{bi} rozteče přepážek na vstupní straně
- L_{b0} rozteče přepážek na výstupní straně
- L_{bc} střední hodnota roztečí přepážek
- N_{ss} počet těsnících pásů mezi dvěma přepážkami

⁶ Letované výměníky. *G-mar plus*. [online]. 2014 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.g-mar.cz/letovane-vymeniky/>

Bilanční rovnice popisující tepelný výměník je dána tvarem:

$$Q = h_s * \frac{\Delta 1 - \Delta 2}{\text{Log} \left[\frac{\Delta 1}{\Delta 2} \right]} \quad (5.1)$$

Kde: Q je celkové teplo předané výměníkem
 $\Delta 1$ je rozdíl teplot na primární straně
 $\Delta 2$ je rozdíl teplot na sekundární straně
 h_s je koeficient přestupu tepla

Koeficient přestupu tepla je hlavním faktorem tepelného výměníku. Pod tímto číslem jsou obsaženy veškeré jeho vlastnosti, jako například vnitřní uspořádání, materiál, nebo množství protékajícího média. K výpočtu tohoto koeficientu se používá takzvaná Bell-Delawareova metoda.

Bell-Delawareova metoda je matematické postup, který funguje na principu výpočtu koeficientu přestupu tepla pro ideální výměník a jeho upravení pomocí korekčních faktorů. Pro koeficient ideálního výměníku platí, že je funkcí Reynoldsova čísla, Prandtlova čísla a rozměrových parametrů vztahem:

$$h_i = \frac{j_i * C_{ps} * G_s * \varphi_s^n}{P_{rs}^{\frac{2}{3}}} \quad (5.2)$$

Kde h_i je koeficient ideálního přestupu tepla
 j_i je ideální Colburnův faktor
 G_s je faktor rychlosti hmoty
 C_{ps} je tepelná kapacita
 φ_s^n je korekční faktor viskozity stěn
 P_{rs} je Prandtlovo číslo

A dále platí, že j_i je závislé na Reynoldsově čísle (zkratka Re_s)

$$\text{pro } Re_s \text{ mezi hodnotami 1 a 100} \quad j_i = 1,73 * Re_s^{-0,694} \quad (5.2.1)$$

$$\text{pro } Re_s \text{ mezi hodnotami 100 a 1000} \quad j_i = 0,717 * Re_s^{-0,574} \quad (5.2.2)$$

$$\text{pro } Re_s \text{ větší než 1000} \quad j_i = 0,036 * Re_s^{-0,346} \quad (5.2.3)$$

Reynoldsovo číslo je bezrozměrně podobnostní číslo, které složí k posouzení charakteru proudění tekutin. Proudění může být laminární, kde jsou proudnice rovnoběžné a nemísí se a tvoří takzvané destičky - laminy. Je typické pro proudění v malých rychlostech. Při turbulentní proudění dochází k promísení proudnic a částice vykoná kromě posuvného i složitý vlastní pohyb. To vede ke vzniku vírů. Kritické Reynoldsovo číslo charakterizuje oblast, v níž přechází laminární proudění do turbulence.

Reynoldsovo číslo je dáno vztahem:

$$R_{es} = \frac{d \cdot G_s}{\mu_s} \quad (5.2.4)$$

Kde d je takzvaný hydraulický průměr (podle obrázku 9)
 G_s je hmotnostní rychlost
 μ_s je viskozita boční stěny při dané teplotě

Pro G_s platí vztah:

$$G_s = \frac{M_s}{S_m} \quad (5.2.5)$$

Kde M_s je hmotnostní průtok
 S_m je Průtoková plocha v ose svazku

A S_m se vypočítá ze vztahu:

$$S_m = L_{bc} * (L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tpeff}} * (L_{tp} - d)) \quad (5.2.6)$$

Kde L_{bc} je vzdálenost přepážek (podle obr. 11)
 L_{bb} je vzdálenost stěny od trubek
 D_{ctl} je nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku
 L_{tp} je vzdálenost průměrů trubek (podle obr. 9)
 L_{tpeff} je efektivní vzdálenost trubek
 d je vnější průměr trubice (podle obr. 9)

L_{bb} získáme ze vztahu:

$$L_{bb} = D_s - D_{otl} \quad (5.2.7)$$

Kde D_s je průměr výměníku (podle obr 10.)
 D_{otl} je nejzazší vzdálenost trubek (podle obr 10.)

D_{ctl} vyplýne za vztahu:

$$D_{otl} = D_{otl} - d \quad (5.2.8)$$

Hodnota L_{tpeff} je závislá na úhlu, který svírají přepážky. Pro úhly 30° a 90° je $L_{tpeff} = L_{tp}$, pro úhel 45° platí vzorec:

$$L_{tpeff} = 0,707 * L_{tp} \quad (5.2.9)$$

Aby rovnice 5.2 byla úplná, zbývá nám ještě dopočítat ϕs^n a Pr_s

$$\phi_s^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (5.2.10)$$

Kde μ_w je Viskozita stěn trubek při dané teplotě a je dána tabulkou 3

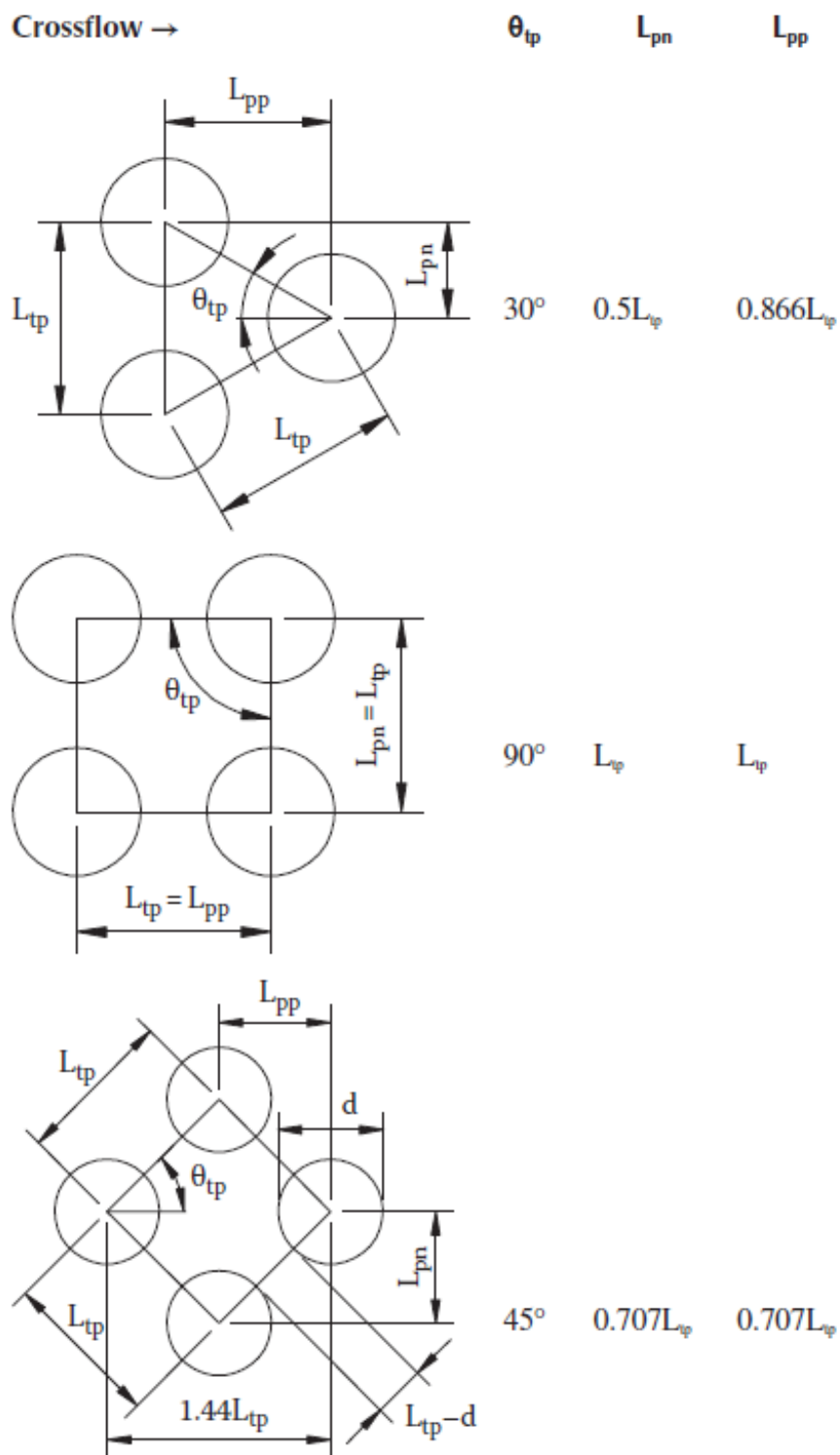
Tabulka 3 Určení součinitele tření

Laminární proud v trubce $Res < 2300$	$\mu_w = \frac{64}{Res}$
Laminární proudění mezi deskami	$\mu_w = \frac{96}{Res}$
Turbulentní proudění $3000 < Res < 100000$	$\mu_w = \frac{0,3164}{Res^{0,25}}$
Turbulentní proudění $100000 < Res$	$\mu_w = 0,0032 + \frac{0,221}{Res^{0,237}}$

Prandtlovo číslo je bezrozměrná veličina, určená poměrem součinu viskozity a měrného tepla při konstantním tlaku k tepelné vodivosti.

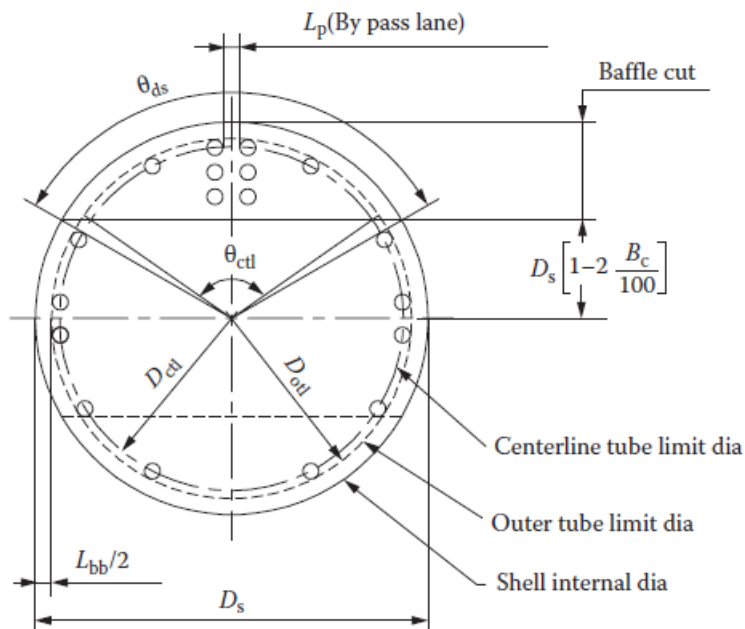
$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot c_{ps}}{k_s} \quad (5.2.11)$$

Kde k_s je tepelná vodivost materiálu

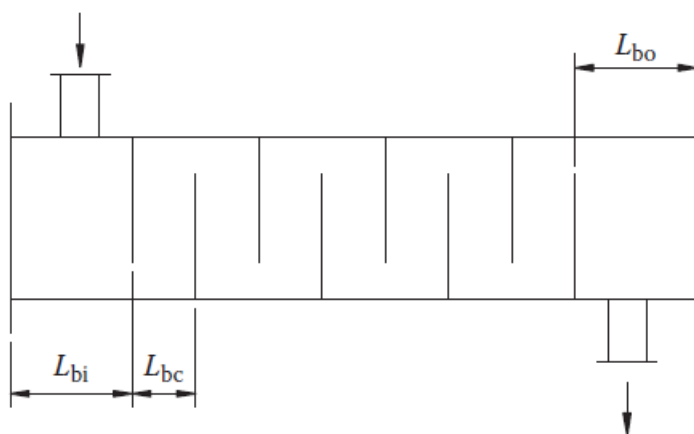


Obr. 9 Možnosti rozvržení trubic ⁷

⁷ KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Iv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.



Obr. 10 základní geometrie přepážek⁸



Obr. 11 Typické rozdělení přepážek⁸

Pro dobře navržený výměník platí, že hodnota h_s se pohybuje okolo 60% velikosti h_i a jejich vztah je dán vzorcem:

$$h_s = h_i * J_c * J_1 * J_b * J_s * J_r \quad (5.3)$$

Kde J_c je korekční faktor přepážkových oken

J_1 je korekční faktor pro efekt úniku způsobeny přepážkami

J_b je korekční faktor svazků tvořící obtokový proud

J_s je korekční faktor nesterenosti vzdáleností přepážkových oken

J_r je korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním

Pro korekční faktor přepážkových oken rozsah 15 - 45 %, měl by se pohybovat okolo 1.0 Pro velmi malé přepážky se hodnoty J_c dosahují až hodnot 1.15, naopak pro velké přepážky jeho hodnota padá až na 0,52. Platí tento vztah:

$$J_c = 0,55 + 0,72 * (1 - 2F_c) \quad (5.4)$$

⁸ KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Iv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.

Kde F_c poměr trubíc v proudu kapaliny

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (5.4.1)$$

Kde F_w je poměr trubíc v přepážkovém okně a je dán vztahem

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(\theta_{ctl})}{2 \cdot \pi} \quad (5.4.2)$$

Kde θ_{ctl} je vnitřní úhel svíraný přepážkami (podle obr.10)

$$\theta_{ctl} = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{D_s}{D_{ctl}} * \left(1 - \frac{2 * B_c}{100} \right) \right) \quad (5.4.3)$$

Kde B_c je velikost přepážek (dáno % velikosti D_s)

Pro dobře navržený výměník by hodnota korekčního faktoru pro efekt ztrát způsobeny přepážkami neměla být nižší, než 0,6. Lépe však v rozmezí 0,7 - 0,9. K jeho zvýšení můžeme změnit úhel přepážek, nebo změnit jejich rozestupy. Pro J_1 je dáno:

$$J_1 = 0.44 * (1 - r_s) + [1 - 0.44 * (1 - r_s)] * e^{-2.2 * r_{1m}} \quad (5.5)$$

Kde korekční faktory r_s a r_{1m} jsou dány vztahy:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (5.5.1)$$

$$r_{1m} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (5.5.2)$$

Kde jsou:

S_{sb} je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou

S_{tb} je oblast úniku mezi trubícemi a přepážkou

S_m je dán vztahem (5.2.6)

$$S_{sb} = \pi * D_s * \frac{3.1 + 0.004 * D_s}{2} * \left(\frac{2 * \pi - \theta_{ds}}{2 * \pi} \right) \quad (5.5.3)$$

Kde θ_{ds} je úhel svíraný přepážkami (podle tabulky 10), je dán vztahem:

$$\theta_{ds} = 2 * \cos^{-1} * \left(1 - \frac{2 * B_c}{100} \right) \quad (5.5.4)$$

Pro S_{tb} platí:

$$S_{tb} = \frac{4}{\pi} * ((d + L_{tb})^2 - d^2) * N_t - (1 - F_w) \quad (5.5.5)$$

Kde L_{tb} je vůle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky . její hodnota je 0,4 nebo 0,8

N_t je celkový počet trubíc

F_w je dán vztahem (5.4.2)

Pro korekční faktor svazků tvořící obtokový proud platí že:

$$J_b = e^{-C_{bh} * F_{sbp} * [1 - 2 * r_{ss}^{\frac{1}{3}}]} \quad (5.6)$$

Kde: C_{bh} je rovno 1,25 pro laminární proudění a Reynoldsovo číslo menší než 100, pro turbulentní a přechodné proudění je jeho C_{bh} rovno 1,35
 F_{sbp} je faktor udávající poměr mezi částí obtékajícího proudu ku proudu hlavnímu:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (5.6.1)$$

Kde S_m je dán vztahem (5.2.6)
 S_b je prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky:

$$S_b = L_{bc} * (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad (5.6.2)$$

Kde L_{pl} vyjadřuje efekt šířky rozdělení obtoku trubice a pro drtivou většinu aplikací se uvažuje 0

Do vztahu pro výpočet korekčního faktoru svazků tvořící obtokový proud je potřeba dopočítat poměr r_{ss} :

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (5.6.3)$$

Kde N_{ss} je počet těsnících pásů mezi dvěma přepážkami
 N_{tcc} je efektivní počet řad trubice v příčném proudu, který získáme ze vztahu:

$$N_{tcc} = -\frac{D_s}{L_{pp}} * \left(1 - \frac{2*B_c}{100}\right) \quad (5.6.4)$$

Kde L_{pp} je efektivní vzdálenost 2 řad trubice ve směru proudění (podle obr.9)

Korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážkových oken J_s obvykle nabývá hodnot od 0,8 do 1 a je dán vztahem:

$$J_s = \frac{(N_b-1)+(L_i)^{1-n}+L_0^{1-n}}{(N_b-1)+(L_i-1)^{1-n}+L_0^{1-n}} \quad (5.7)$$

Kde L_i a L_0 jsou poměrové veličiny, budou definovány později
 N_b je celkový počet přepážek

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (5.7.1)$$

Kde L_{bc} je střední hodnota roztečí přepážek
 L_{ti} je efektivní délka trubice pro všechny výměníky (mimo těch s trubicemi ve tvaru U) a je definována takto:

$$L_{ti} = L_{t0} - L_{ts} \quad (5.7.2)$$

Kde L_{t0} je nominální délka trubice
 L_{ts} je tloušťka stěny (limit tloušťky stěn je 25 mm), která je dána vztahem

$$L_{ts} = 0,1 * D_s \quad (5.7.3)$$

$$L_{bc} = \frac{L_{bcta}}{N_b + 1} \quad (5.7.4)$$

Kde L_{ta} je délka trubky mezi stěnami (Podle obr. 12)

Pro J_s zbývá dopočítat poměrové veličiny L_i a L_o

$$L_i = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (5.7.5)$$

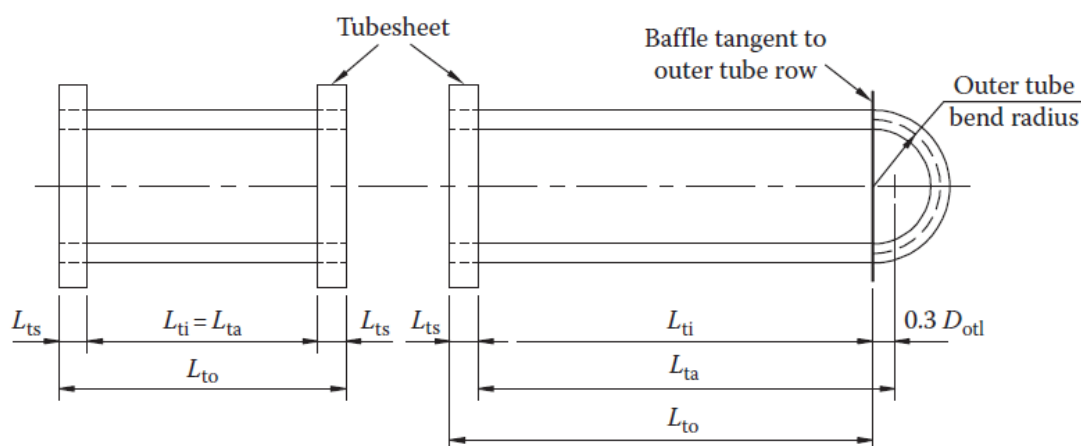
Kde L_{bc} je definováno vzorcem (5.7.4)

L_{bi} je rozteč přepážek na vstupní straně (podle obr. 11)

$$L_o = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (5.7.6)$$

Kde L_{bc} je definováno vzorcem (5.7.4)

L_{bo} je rozteč přepážek na výstupní straně (podle obr.12)



Obr. 12 Definice stěn a trubek výměníku⁹

Posledním faktorem je korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním J_r

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (5.8)$$

Kde N_c je počet řad trubek ve výměníku

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) * (N_b + 1) \quad (5.8.1)$$

Kde N_{tcc} je definováno vzorcem (5.6.4)

⁹ KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. lv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.

N_b je definováno vzorcem (5.7.1)

N_{tcw} je efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně a je dán vztahem:

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} - \left(\frac{D_s * B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) \quad (5.8.2)$$

Z výše uvedeného je patrné, že výpočet tepelného koeficientu výměníku je poměrně rozsáhlý vzorec, kde některé uvedené neznámé jsou definovány dalšími složitými vzorci. V mé bakalářské práci se nadále zabývám touto problematikou a v programu Wolfram Mathematica jsem vytvořil soubor, který by ze zadaných hodnot určil celkový celkovou hodnotu tepla přeneseného výměníkem. Získanou hodnotu nemohu porovnat s existujícím výměníkem, neboť se mi nepodařilo získat všechny potřebné parametry existujícího výměníku. Použitý Wolfram Mathematica je ve studentské verzi číslo 10.3.1.0.

6) Závěr

V programu Wolfram Mathematica jsem vytvořil program, který je schopen vypočítat ze zadaných hodnot koeficient přestupu tepla pro trubkový výměník. Vzhledem k tomu, že jsem nezískal potřebné informace týkající se konkrétního výměníku, tak jsem jej nemohl ověřit na reálném příkladě. Snažil jsem se zadané hodnoty co možná nejvíce přiblížit reálným hodnotám a vzhledem k tomu, že pro mé zadání vyšla hodnota Reynoldsova čísla nízká (stejně jako výsledná hodnota Q), převládá laminární proudění nad turbulentním, program by měl vyhovovat přijatelné odchylce. Toto tvrzení by však potřebovalo další ověření. Navíc je ze zadání patrné, že výměník je malých rozměrů, což také vede ke snížení hodnot h_s .

Tepelné výměníky jsou důležitou součástí v oblasti sdílení a předávání tepla. Jsou schopny uspokojit široké spektrum požadavků od konstrukčních, technologických až po ty ekonomické. V nejbližší době se nedá předpokládat nějaký revoluční obrat v oblasti jejich konstrukce a použití, ale spíše pozvolný evoluční proces. Poslední

Tepelná čerpadla prošla za svou historii obrovskou změnou po všech stránkách. Zlepšila se jejich účinnost, zmenšily se nároky na místo pro celou jednotku, snížily se pořizovací náklady díky lepší konstrukci a na trhu se objevilo více firem, které se zabývají touto problematikou a navíc jsou schopny do detailu posoudit specifika jednotlivých projektů tak, aby navrhly odpovídající řešení. Došlo k odstranění hlukové zátěže časové náročnosti instalace. V neposlední řadě došlo k větší informovanosti veřejnosti, potencionálních maloobjemových zákazníků.

V České republice se k tepelným čerpadlům vztahuje poměrně štědrá dotační politika o které by se dalo dlouze polemizovat. Při prvním pohledu můžeme nabýt dojmu, že se stát snaží podpořit tento ekologický způsob vytápění, což zní pozitivně, ale na druhou stranu v době druhého působení ministra pro životní prostředí Martina Bursíka chtěla zatížit ekologickou daní elektrickou energii, která je potřeba pro provoz tepelného čerpadla, protože plně nepocházela z ekologických zdrojů. Což by vedlo k paradoxní situaci, kdy by jeden systém vytápění byl jak podporován, tak dodatečně zatížen daní. Navíc je nutné si uvědomit, že někteří lidé si nakoupili ekologická řešení v dobách, kdy jim na ně nikdo nepřispěl a to ani dodatečně. Nejen tepelná čerpadla mají smysl jen v případě, kdy je jejich pořízení a provoz nezávislé na velikosti dotačních programů. Stát by podle mě měl podporovat ekologické formy vytápění ve státních budovách a snižovat náklady na jejich provoz, což by vedlo k ušetření peněz všech daňových poplatníků a ne jen určité skupiny. Růst cen fosilních paliv v důsledku jejich vyčerpání zajisté také přispěje k prodloužení druhé vlny zájmu o tepelná čerpadla.

7) Seznam použitých značek

Značka	Český název	Anglický název
B_c	Velikost přepážek	Baffle cut
d	Vnější průměr trubic (hydraulický průměr)	Tube outsider diametr
D_{ctf}	Nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku	Bundle diameter
D_{otl}	Nejzazší vzdálenost trubek	Tube outer limit
D_s	Průměr výměníku (vnitřní)	Shell inside diameter
F_c	Poměr trubic v proudu kapaliny	Fraction of tubes in pure crossflow
F_{sbp}	Poměr mezi částí obtékajícího proudu ku proudu hlavnímu	Ratio of the bypass area to the overall crossflow area
F_w	Poměr trubic v přepážkovém okně	Fraction of number of tubes in the baffle Windows
G_s	Hmotnostní rychlost	Shellside mass velocity
h_s	Koeficient přestupu tepla	Shellside heat transfer coefficient
J_1	Korekční faktor pro efekt úniku způsobený přepážkami	Correction factor for baffle leakage effects
J_b	Korekční faktor svazků tvořící obtokový proud	Correction factor for the bundle bypass flow
J_c	Korekční faktor přepážkových oken	Correction factor for baffle cut and spacing
j_i	Ideální Colburnův faktor	Ideal Colburn j factor for the shellside
J_r	Korekční faktor pro nepříznivý teplotní spád daný laminárním prouděním	Correction factor for adverse temperature gradient buildup in laminar flow
J_s	Korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážkových oken	Correction factor for variable baffle spacing in the inlet and outlet sections
k_s	Tepelná vodivost materiálu	Thermal conductivity of the material
L_{bb}	Vzdálenost stěny od trubek	Bundle-to-shell clearance

L_{bc}	Střední hodnota roztečí přepážek	Central baffle spacing
L_{bi}	Rozteč přepážek na vstupní straně	Inlet baffle spacing
L_{bo}	Rozteč přepážek na výstupní straně	Outlet baffle spacing
L_{pl}	Vyjadřuje efekt šířky rozdělení obtoku trubic	expresses the effect of the tube lane partition bypass width
L_{pp}	Efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění	Effective tube row distance in the flow direction
L_{tb}	Vůle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky	Diametral clearance between tube outside diameter and baffle hole
L_{ti}	Efektivní délka trubic	Effective tube length (between tubesheets)
L_{to}	Nominální délka trubic	Nominal tube length
L_{tp}	Vzdálenost průměrů trubek	Tube pitch
L_{tpeff}	Efektivní vzdálenost trubek	Tube pitch effective
L_{ts}	Tloušťka stěny	Tubesheet thickness
M_s	Hmotnostní průtok kapaliny	Mass flow rate of the fluid
N_{ss}	Počet těsnicích pásů mezi dvěma přepážkami	Number of sealing strips (pairs) in one baffle spacing
N_t	Celkový počet trubek	Total number of tubes
N_{tcc}	Efektivní počet řad trubic v příčném proudu	Number of effective tube rows in crossflow
N_{tcw}	Efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně	Effective number of tube rows crossed in the baffle window
P_{rs}	Prandtlovo číslo	Prandtl Number
Q	Tepelná energie	Thermal energy
Re_s	Reynoldsovo číslo	Reynolds Number
S_b	Prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky	Bypass area between the shell and the tube bundle within one baffle

S_m	Průtoková plocha v ose svazku	Shellside crossflow area
S_{sb}	Oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou	The shell-to-baffle leakage area
S_{tb}	Oblast úniku mezi trubicemi a přepážkou	Tube-to-baffle leakage area
θ_{ct}	Vnitřní úhel svíraný přepážkami	Upper centriangle of baffle cut
θ_{ds}	Úhel svíraný přepážkami	Centriangle of baffle cut
θ_{tp}	Úhel udávající rozvržení výměníku	Tube layout pattern
μ_s	Viskozita boční stěny při dané teplotě	Viscosity at bulk mean temperature of the shellside fluid
μ_w	Viskozita stěn trubek při dané teplotě	Viscosity at tube wall temperature of the shellside fluid
φ_s^n	Korekční faktor viskozity stěn	Viscosity correction factor

8) Seznam tabulek a obrázků

Seznam obrázků:

- Obr. 2 Principiální schéma tepelného čerpadla
- Obr. 2 Čerpadlo typu vzduch-voda
- Obr. 3. Tepelné čerpadlo typu vzduch-vzduch
- Obr. 4 tepelné čerpadlo typu voda (podpovrchová)-voda
- Obr. 5 čerpadlo typ země-voda se zemním kolektorem
- Obr. 6 čerpadlo typ země-voda s hlubinným vrtem
- Obr. 7 Trubkový tepelný výměník
- Obr. 8 Deskový výměník tepla
- Obr. 9 Možnosti rozvržení trubíc
- Obr.10 Základní geometrie přepážek
- Obr.11 Typické rozdělení přepážek
- Obr. 12 Definice stěn a trubek výměníku

Seznam tabulek:

- Tab. 1 Typické rozsahy součinitelů přestupů tepla
- Tab. 2 Praktické rozsahy koeficientů přestupů tepla ve výměnících
- Tab. 3 Určení součinitele tření

9) Seznam použité literatury

- [1] Kompresory.pdf. *Katedra oděvnictví: Transformace studijních programů Fakulty textilní*. [online]. 2009 [cit. 2015-12-19]. Dostupné z: http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf
- [2] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Iv, 1216 pages. ISBN 9781439842126.
- [3] Letované výměníky. *G-mar plus*. [online]. 2014 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.g-mar.cz/letovane-vymeniky/>
- [4] PowerWiki. *ET2: Tepelná čerpadla*. [online]. 1.9.2015 [cit. 2015-12-19]. Dostupné z: <http://www.powerwiki.cz/wiki/ET2/TepCerpadlo2009.zip>
- [5] SAZIMA, Miroslav. *Sdílení tepla*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1993. Česká matice technická. ISBN 80-03-00675-9.
- [6] Tepelná čerpadla. *SVP solar s.r.o.* [online]. 2010-2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.svp-solar.cz/tepelna-cerpadlo/>
- [7] Tepelné čerpadlo. *Wikipedia: the free encyclopedia*. [online]. 2001- [cit. 2015-12-19]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tepeln%C3%A9_%C4%8Derpadlo
- [8] Trubkové výměníky tepla. *Kostech*. [online]. 5.8.2013 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://kostech.sk/clanok/75/trubkove_vymenniky_tepla.html

10) Příloha číslo 1 - vypracované zadání v programu Wolfram Mathematica

```
(*-----zadané hodnoty-----*)
delta1 = 55; (*°C*)
delta2 = 30; (*°C*)

(*pro hi*)
Ms = 7; (*hmotnostní průtok tekutiny v kg/s*)
μs = 0.17; (*viskozita při boční stěny při dané teplotě v kg/(m*s)*) (*viscosity at bulk mean temperature of the shellside fluid*)
μw = 0.14; (*viscosity at tube wall temperature of the shellside fluid (kg/m s)*)
Cps = 3400; (*měrná tepelná kapacita media kJ/Kg*)
ks = 16.27; (*tepelná vodivost materiálu w*m-1*K-1*)
(*pro Jc*)
Bc = 20; (*velikost přepážek v % Ds *)
Ds = 0.9; (*vnější průměr výměníku v m*)
d = 0.08; (*tzv, hydraulický průměr m *)
(*Pro J1*)
Layout = 90; (*dispozice 30°, 45°, nebo 90°*)
Dotl = 0.85; (*vnější průměr nejzašší hranice trubíc v m obr 5.26 *)
Ltb = 0.8; (*Vúle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky, jeho hodnota je 0,4 nebo 0,8 *)
Nt = 70; (*Celkový počet trubek*)
Ltp = 0.23; (*rozteč trubíc v m podle obrázku 5.2*)
Lbc = 0.41; (*Lbc je střední hodnota rozteči přepážek podle obr.11)*)
(*Pro Jb*)
Lpl = 0;
Lpp = Ltp; (*Lpp je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění (podle obr. 9)*)
Nss = 4; (*počet těsnících pásů (párů) v jedné rozteči*)
(*Pro Js*)
lta = 0.25; (*vzdálenost mezi přepážkami v m (Podle obr.12)*)
Lbi = 0.40; (*rozteč přepážek na vstupní straně v m (podle obr.11)*)
Lb0 = 0.40; (*rozteč přepážek na výstupní straně v m (podle obr.11)*)
(*Pro Jr*)

(*-----Výpočet-----*)

hs = hi + Jc + J1 + Jb + Js + Jr (*Koefficient přestupu tepla*)

hi =  $\frac{j_i \cdot C_{ps} \cdot G_s \cdot \phi_s}{Pr_s^{\frac{2}{3}}}$  (*Koefficient ideálního přestupu tepla*)

If[1 <= Res < 100, ji = 1.73 * Res-0.694] (*Ideální Colburnův j faktor pro různá reynoldsova čísla *)
If[100 <= Res < 1000, ji = 0.717 * Res-0.574]
If[1000 <= Res, ji = 0.036 * Res-0.346]

Res =  $\frac{d \cdot G_s}{\mu_s}$ ; (*Reynoldsovo číslo, d je hydraulický průměr*)
Gs =  $\frac{M_s}{S_m}$ ; (*hmotnostní rychlost v kg/(m2*s) *)
Sm = Lbc * (Lbb +  $\frac{Dotl}{Ltpeff} \cdot (Ltp - d)$ ) (*Sm Průtoková plocha v ose svazku, Lbc je střední hodnota rozteči přepážek , d je hydraulický průměr*)
If[44 < Layout < 46, Ltpeff = 0.707 * Ltp, Ltpeff = Ltp]

φs =  $\left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14}$ ; (*Korekční faktor viskozity φss*)

Prs =  $\frac{\mu_s \cdot C_{ps}}{k_s}$ ; (*Prandtlovo číslo*)

Jc = 0.55 + 0.72 * Fc; (*Korekční faktor přepážkových oken pro rozsah 15-45%, měl by se pohybovat okolo 1.0 *)
Fc = 1 - 2 * Fw;
Fw =  $\frac{\theta_{ct1}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin[\theta_{ct1}]}{2 \cdot \pi}$ ; (*Poměr trubíc v přepážkovém okně*)
θct1 = 2 * ArcCos  $\left[\frac{D_s}{Dotl} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot Bc}{100}\right)\right]$ ; (*Vnitřní úhel svíraný přepážkami, Ds je vnější průměr výměníku, Bc je velikost přepážek v % Ds*)
Dotl = Dotl - d; (*Nejzazší vzdálenost středů trubek od středu výměníku, d je hydraulický průměr*)
```

$J_1 = 0.44 * (1 - rs) + [1 - 0.44 * (1 - rs)] * e^{-2.2 * r_{lm}}$ (*J1 je korekční faktor pro přepážkový únik *)
 $rs = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$ (*Ssb je oblast úniku mezi pláštěm a přepážkou a Stb je oblast úniku mezi trubici a přepážkou *)
 $r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}$ (*Sm je průtoková plocha v ose svazku*)
 $S_{sb} = \pi * D_s * \frac{L_{sb}}{2} * \left(\frac{2 * \pi - \theta_{ds}}{2 * \pi} \right)$ (*Ds je vnější průměr výměníku,
 θ_{ds} je úhel svíraný přepážkami Lsb je diametrální vůle mezi Ds a průměrem přepážky Db*)
 $\theta_{ds} = 2 * \text{ArcCos} \left[1 - \frac{2 * Bc}{100} \right]$ (*Bc je velikost přepážek v % Ds*)
 $L_{sb} = 3.1 + 0.0004 * D_s$ (*Ds je vnější průměr výměníku*)
 $S_{tb} = \frac{4}{\pi} * ((d + L_{tb})^2 - d^2) * N_t - (1 - F_w)$ (*Ltb je vůle mezi nejzazší vzdáleností trubek a otvorem přepážky. její hodnota je 0,4 nebo 0,8,
d je hydraulický průměr*)
(*Sm=Lbc*(Lbb+ $\frac{D_{ct1}}{L_{tpeff}}$ *(Ltp-d) *)
 $L_{bb} = D_s - D_{ct1}$ (*Ds je vnější průměr výměníku*)
(*Dct1= Dot1-d*)
(*If[44 <Layout <46 ,Ltp=0.707* Ltp,Ltpeff=Ltp] *)

$J_b = \exp \left[-C_{bh} * F_{sbp} * \left(1 - 2 * r_{ss}^{\frac{1}{3}} \right) \right]$ (* Fsbp je poměr mezi částí obtékajícího proudu ku proudu hlavnímu, Cbh je rovno 1,25 pro laminární proudění a Reynoldsovo číslo menší než 100, pro turbulentní a přechodné proudění je jeho Cbh rovno 1,35*)
If[Res <= 100, Cbh = 1.25]
If[100 < Res, Cbh = 1.35]
 $F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m}$ (*Sb je prostor mezi pláštěm a svazkem trubek v rámci jedné přepážky a Sm Průtoková plocha v ose svazku *)
 $S_b = L_{bc} * (D_s - D_{ct1} + L_{p1})$ (*Lbc je střední hodnota roztečí přepážek, Ds je vnější průměr výměníku *)
 $r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}}$
 $N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} * \left(1 - \frac{2 * Bc}{100} \right)$ (*Ds je vnější průměr výměníku, Lpp je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění, Bc je velikost přepážek v % Ds*)

$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i)^{1-n} + L_0^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i - 1)^{1-n} + L_0^{1-n}}$ (*Js je korekční faktor nestejnosti vzdáleností přepážek obvykle mezi 0,85 a 1.0*)
(*If[Res<=100,n=1,n=0.2] (*n=1 pro laminární proudění, Res<=100 a n=0.2 pro turbulentní proudění*)*)
 $N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1$ (*Nb je celkový počet přepážek, Lbc je vzdálenost přepážek*)
 $L_{ti} = L_{t0} - L_{ts}$ (*vzdálenost mezi přepážkami v m podle obr 5.58*)
 $L_{ts} = 0.1 * D_s$ (*je tloušťka stěny a její limit je 25 mm, Ds je vnější průměr výměníku*)
 $L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1}$ (*Lta je délka trubky mezi stěnami, Nb je celkový počet přepážek*)
 $L_i = \frac{L_{b1}}{L_{bc}}$ (*Lb1 je rozteč přepážek na vstupní straně, Lbc je střední hodnota roztečí přepážek *)
 $L_0 = \frac{L_{b0}}{L_{bc}}$ (*Lbc je střední hodnota roztečí přepážek podle, Lb0 je rozteč přepážek na výstupní straně *)

$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}}$ (*Korekční faktor teplotního gradientu laminárního proudění*)
 $N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) * (N_b + 1)$ (*Nc je celkový počet řad trubek ve výměníku, Nb je celkový počet přepážek,
Ntcw je efektivní počet řad trubek v přepážkovém okně*)
 $N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} - \left(\frac{D_s * Bc}{100} - \frac{D_s - D_{ct1}}{2} \right)$ (*Lpp je efektivní vzdálenost 2 řad ve směru proudění, Ds je vnější průměr výměníku, Bc je velikost přepážek v % Ds *)

$Q = h_s * \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Log} \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]}$ (*Bilanční rovnice*)