



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA PRO TEPELNÉ ČERPADLO

HEAT EXCHANGER DESIGN FOR HEAT PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Radek Tvrdý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Radek Tvrdý
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.
Akademický rok:	2023/24

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

Návrh výměníku tepla pro tepelné čerpadlo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Oblast výměníků tepla je velmi pestrá od velkých a masivních trubkových výměníků užívaných ve velkých elektrárnách až po mikrovýměníky pro chlazení čipů. Náplní práce bude návrh výměníků pro tepelné čerpadlo. Kritérii pro hodnocení výměníku bude tlaková ztráta, obestavěný objem a celkový design výměníku.

Cíle diplomové práce:

- popis tepelných čerpadel s důrazem na použité výměníky,
- popis a určení vlastností teplotnosných médií pro tepelná čerpadla,
- návrhy variant výměníků tepla pro tepelné čerpadlo,
- výběr nejvhodnější varianty a zhodnocení.

Seznam doporučené literatury:

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.

HEWITT, Geoffrey Frederick: Heat Exchanger Design Handbook 2008, Begell House, New York, 2008. ISBN: 978-1-56700-259-1

VDI Heat Atlas. Second Edition. Berlin: Springer, 2010. ISBN 3540778764.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem výměníku tepla pro tepelné čerpadlo, konkrétně kondenzátoru. V úvodní části je vypracována rešerše tepelných čerpadel a teplotních médií a jejich rozdělení s důrazem na použité výměníky tepla. V další části je proveden návrh svazkového a deskového kondenzátoru pro tepelné čerpadlo typu země–voda, následně jsou obě varianty výměníku porovnány a je posouzeno, která z variant je vhodnější.

Klíčová slova

Kondenzátor tepelného čerpadla, výměníky tepla, návrh výměníku, deskový kondenzátor, svazkový kondenzátor, tepelné čerpadlo

ABSTRACT

This thesis deals with the design of a heat exchanger for a heat pump, specifically a condenser. In the introductory part, a brief research of heat pumps, refrigerants and their classification is made with a focus on the types of heat exchangers used. In the next part, the design of a shell and tube and plate condenser for a ground-to-water heat pump is made and then the two options for the heat exchanger are compared and an assessment is made as to which of the options is more suitable.

Key words

Heat pump condenser, heat exchangers, heat exchanger design, plate condenser, shell and tube condenser, heat pump

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TVRDÝ, Radek. Návrh výměníku tepla pro tepelné čerpadlo. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157768>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh výměníku tepla pro tepelné čerpadlo** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Radek Tvrdý

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za odborné vedení při vypracování závěrečné práce. Dále děkuji své rodině, přítelkyni a přátelům za jejich podporu během mého studia.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelná čerpadla.....	12
1.1 Kompresorové tepelné čerpadlo	12
1.2 Absorpční tepelné čerpadlo	13
1.3 Rozdělení tepelných čerpadel dle zdroje tepla	13
1.3.1 Tepelné čerpadlo vzduch-vzduch	13
1.3.2 Tepelné čerpadlo vzduch-voda	14
1.3.3 Tepelné čerpadlo voda-voda.....	15
1.3.4 Tepelné čerpadlo země-voda	16
1.4 Chladiva.....	18
1.4.1 Rozdělení chladiv dle chemického složení.....	18
1.4.2 Vliv termofyzikálních vlastností chladiv na výkon TČ.....	19
1.4.3 Oleje v chladivovém okruhu.....	19
1.5 Komponenty tepelných čerpadel	20
1.5.1 Kompresory	20
1.5.2 Expanzní ventily	21
1.5.3 Výparníky	22
1.5.4 Kondenzátory.....	22
2 Výměníky tepla pro tepelná čerpadla	23
2.1 Svazkové výměníky tepla.....	23
2.1.1 Svazkové výparníky	24
2.1.2 Svazkové kondenzátory	25
2.2 Deskové výměníky tepla	25
2.2.1 Deskové výparníky	26
2.2.2 Deskové kondenzátory	27
2.3 Lamelové výměníky tepla	27
3 Návrh výměníku	29
3.1 Vstupní parametry	29
3.1.1 Logaritmický teplotní spád.....	30
3.2 Návrh svazkového výměníku	31
3.2.1 Geometrie trubek a pláště výměníku	31
3.2.2 Geometrie přepážek.....	33
3.2.3 Součinitel přestupu tepla na straně pláště.....	36
3.2.4 Součinitel přestupu tepla na straně trubek.....	38
3.2.5 Součinitel prostupu tepla	39
3.2.6 Velikost výměníku.....	39
3.2.7 Tlakové ztráty na straně pláště	40
3.2.8 Tlakové ztráty na straně trubek	42
3.3 Návrh deskového výměníku	43
3.3.1 Návrh geometrie	43

3.3.2	Součinitel přestupu tepla na straně vody.....	44
3.3.3	Součinitel přestupu tepla na straně chladiva	45
3.3.4	Součinitel prostupu tepla.....	47
3.3.5	Velikost výměníku	47
3.3.6	Tlakové ztráty na straně vody	48
3.3.7	Tlakové ztráty na straně chladiva.....	49
3.4	Porovnání navržených variant.....	50
3.4.1	Velikost výměníků	50
3.4.2	Tlakové ztráty výměníků	50
3.4.3	Efektivita přenosu tepla výměníků	51
3.4.4	Celkový design výměníků.....	51
3.4.5	Vyhodnocení	52
ZÁVĚR		53
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		55
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		57
SEZNAM OBRÁZKŮ		61
SEZNAM TABULEK.....		62

ÚVOD

Tepelná čerpadla představují moderní a ekologickou technologii pro vytápění a chlazení budov. V poslední době, kdy dochází ke zpřísnování požadavků na energetickou náročnost budov, jsou hledány způsoby, jak těmto požadavkům vyhovět. Tepelná čerpadla jsou jednou z možností, jak snížit energetickou náročnost budov, a to nejen obytných, ale i komerčních nebo průmyslových. Jednou z klíčových součástí tepelného čerpadla jsou výměníky tepla, které zajišťují spolehlivý a efektivní přenos tepelné energie ze zdroje do tepelného čerpadla a následně dále do místa spotřeby tepla.

Prvním cílem této diplomové práce je vypracování rešerše tepelných čerpadel a teplotonosných médií s důrazem na výměníky používané v tepelných čerpadlech. V této části bude popsáno rozdělení tepelných čerpadel podle typu oběhu a zdroje tepla, komponenty tepelných čerpadel a dále také vlastnosti a rozdělení teplotonosných médií a jejich omezení spojená s ochranou životního prostředí. V další části je proveden detailní popis tepelných výměníků používaných v konstrukcích tepelného čerpadla, jejich konstrukce, specifika a oblasti využití.

Dalším cílem této práce je návrh výměníků tepla pro tepelné čerpadlo, konkrétně kondenzátorů pro tepelné čerpadlo typu země–voda. Byly navrženy 2 varianty kondenzátorů – svazkový dle metody Bell–Delaware a deskový dle Buonopaneho metody. Při návrhu kondenzátoru je nutné brát ohled na změnu skupenství teplotonosného média v oběhu tepelného čerpadla, která negativně ovlivňuje prostup tepla ve výměníku. Kondenzace byla řešena dle Nusseltova integrálního přístupu k filmové kondenzaci. Při návrhu výměníku je hlavním cílem dosažení co nejefektivnějšího prostupu tepla a co nejnižších tlakových ztrát. Je nutné zvolit vhodnou variantu konstrukce výměníku, která poskytuje vysokou efektivitu přenosu tepla a zároveň minimalizuje tlakové ztráty výměníku. Minimalizace tlakových ztrát, především na straně teplotonosného média proudícího v tepelném čerpadle, je klíčová pro dosažení vysoké účinnosti celého systému. Naopak dosažení efektivního přenosu tepla je klíčové pro dosažení kompaktnosti výměníku a tím i celé jednotky tepelného čerpadla. Dalším důležitým aspektem tepelného výměníku jsou použité materiály. Je nutné zvolit materiály, které mají dostatečnou odolnost vůči provoznímu tlaku médií, chemickému složení a v neposlední řadě korozivním účinkům, ale zároveň poskytují dostatečnou tepelnou vodivost.

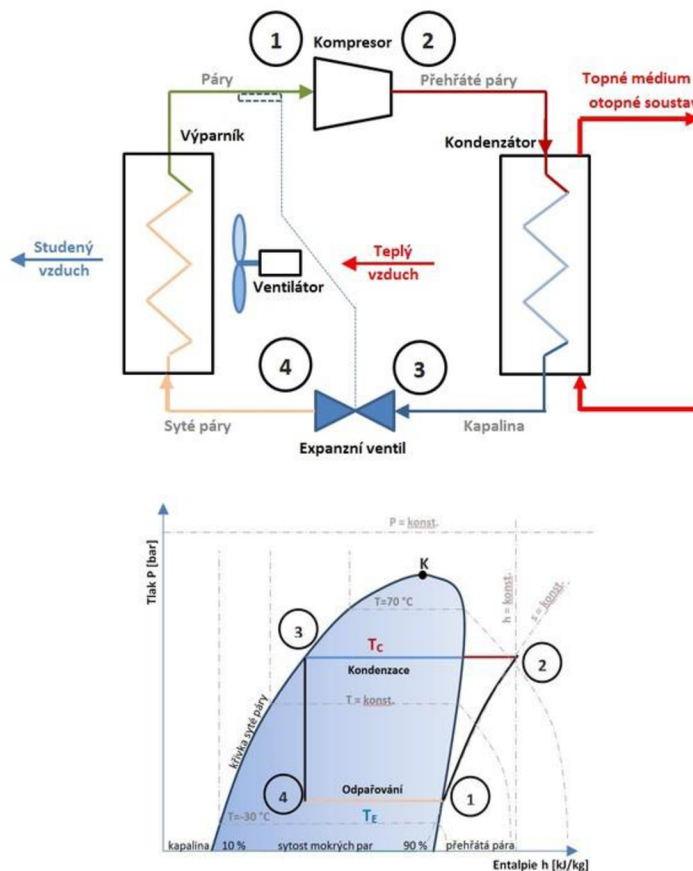
V závěrečné části práce budou porovnány navržené varianty výměníku a bude zvolena vhodná varianta pro použití v tepelných čerpadlech.

1 Tepelná čerpadla

Tepelné čerpadlo (TČ) je zařízení, které využívá energii o nízké teplotě z nízkopotenciálních zdrojů tepla a přečerpává ji na vysokopotenciální energii o vysoké teplotě [1]. Tato energie je následně využívána pro vytápění objektů nebo přípravu teplé vody. Měřítkem energetické účinnosti tepelného čerpadla je topný faktor (COP), který vyjadřuje poměr mezi množstvím odvedené tepelné energie a příkonem tepelného čerpadla [2].

1.1 Kompresorové tepelné čerpadlo

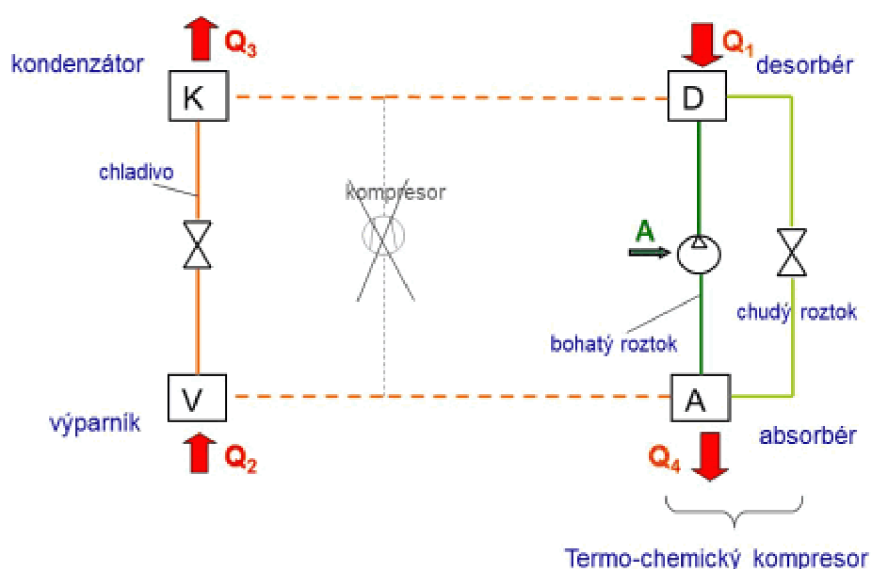
Kompresorové TČ pracuje na principu obráceného Carnotova cyklu a skládá se ze 4 základních částí – výparníku, kompresoru, kondenzátoru a expanzního ventilu. Na vstupu do TČ je vždy výparník – výměník tepla mezi teplotnějším médiem (chladičem) a okolím. Do výparníku vstupuje z trysky expanzního ventilu chladivo o nízkém tlaku, což způsobí pokles teploty varu pod teplotu okolního prostředí. Chladivo o nízkém tlaku se odpaří a vstřebá nízkopotenciální teplo od okolního prostředí. Chladivo v plynné fázi je následně nasáváno kompresorem, ve kterém dojde k jeho kompresi a nárůstu teploty. Následně je ve stavu přehřáté páry odváděno do kondenzátoru. Kondenzátor je výměník tepla mezi teplotnějším médiem okruhu tepelného čerpadla a teplotnějším médiem otopného systému, ve kterém je předáváno vysokopotenciální teplo do otopného systému a chladivo zde zkondenzuje. Následně je kapalně chladivo dopravováno zpět do výparníku přes expanzní ventil, kde znovu dochází k poklesu tlaku a teploty, čímž se uzavírá okruh tepelného čerpadla. Oběh tepelného čerpadla včetně p-h diagramu je znázorněn na Obr. 1.1 [2].



Obr. 1.1 – Schéma a p-h diagram oběhu TČ [3]

1.2 Absorpční tepelné čerpadlo

V okruhu absorpčního TČ na rozdíl od kompresorového nekoluje pouze chladivo, ale také absorpční látka. Kompresor je zde nahrazen termo-chemickým kompresorem Pára odcházející z výparníku je absorbována absorpční látkou (nejčastěji směs LiBr – H₂O) a současně je uvolněno absorpční teplo. Vzniklá směs je nasávána čerpadlem, dochází ke zvýšení tlaku a směs je dopravena do desorbéru, kde dojde k zahřátí směsi a chladivo je v parní fázi vypuzeno ze směsi. Následně je chladivo dopravováno do kondenzátoru, kde je již proces stejný jako v případě kompresorového TČ. Tepelná energie je do desorbéru dodávána buď pomocí integrovaných hořáků, nebo pomocí teplosměnných ploch ohřivanou horkou vodou nebo parou. Schéma absorpčního oběhu je znázorněno na Obr. 1.2. Tato zařízení tedy kromě příkonu elektrické energie potřebují také tepelný příkon. Z tohoto důvodu se používají nejčastěji pro využití odpadního tepla z technologických procesů. Tato práce se bude dále zabývat kompresorovými TČ [4].



Obr. 1.2 – Schéma absorpčního TČ [4].

1.3 Rozdělení tepelných čerpadel dle zdroje tepla

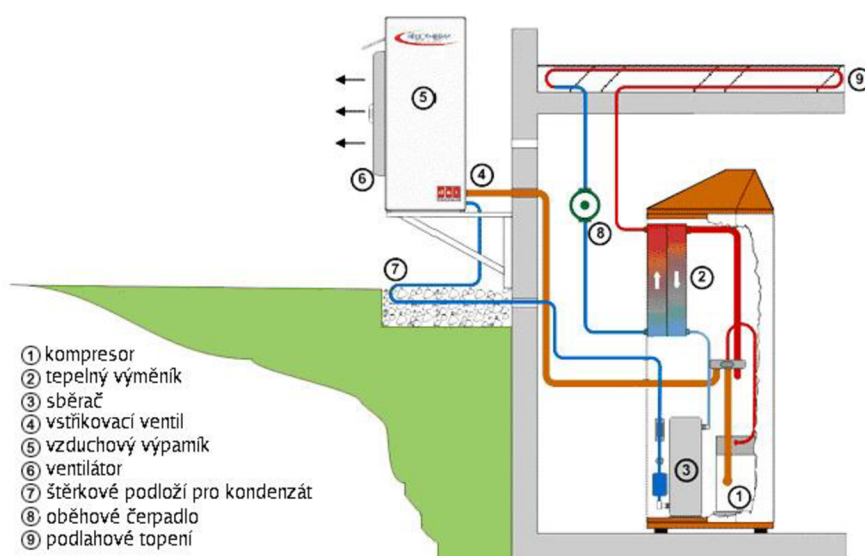
Systémy kompresorových TČ se nejčastěji rozdělují podle druhu teponosného média, ze kterého je odebíráno teplo, a zároveň dle teponosného média, do kterého je teplo předáváno. První slovo v názvu TČ značí zdroj tepla, druhé slovo médium, do kterého se teplo předává [2].

1.3.1 Tepelné čerpadlo vzduch-vzduch

TČ vzduch-vzduch odebírá teplo okolního vzduchu a ohřívá vzduch uvnitř budovy. K ohřevu vzduchu u tohoto typu TČ dochází přímo, na rozdíl od ostatních typů, kdy je vytápění zajištěno pomocí otopné soustavy. Díky tomu tento typ dosahuje vyšších hodnot topného faktoru, než ostatní systémy TČ. Další výhodou těchto systémů je nižší pořizovací cena, jednoduchá instalace a možnost chlazení budov za reverzního chodu v letních měsících. Kromě výhod má tento typ TČ také značná omezení. Jelikož TČ není připojeno k otopné soustavě, vytápí pouze místnost, ve které je umístěna jeho vnitřní jednotka. Dále se se zvýšením výkonu zvyšuje také hlučnost vnitřní i venkovní jednotky a není možné s tímto zařízením ohřívát teplou vodu. Z těchto důvodů se TČ vzduch-vzduch nejčastěji využívá pouze jako doplňkový zdroj tepla [5].

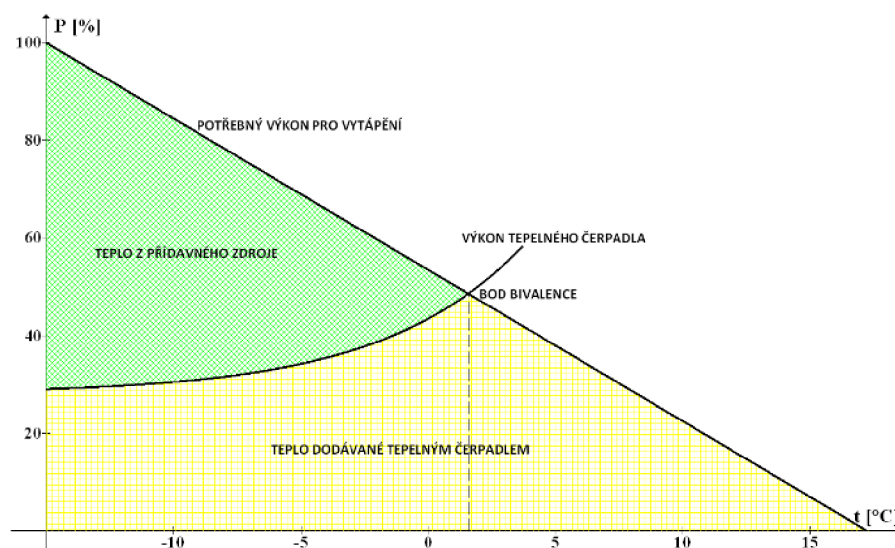
1.3.2 Tepelné čerpadlo vzduch-voda

TČ vzduch-voda odebírá teplo okolního vzduchu a ohřívá vodu v otopné soustavě. Konstrukce těchto zařízení je většinou dvoudílná, tzv. split, viz. Obr. 1.3. Na venkovní straně TČ je umístěn výparník, nejčastěji lamelový trubkový výměník vzduch-chladivo, ventilátor pro zvýšení přenosu tepla ve výměníku a expanzní ventil. Ve vnitřní jednotce je potom umístěn kompresor s pohonem – elektromotor a kondenzátor. Oba díly jsou propojeny tepelně izolovanými měděnými trubkami, ve kterých proudí chladivo. V případě kompaktních TČ je celé zařízení vcelku a může být umístěno buď venku (teplo je do budovy přiváděno z venkovního kondenzátoru izolovanými trubkami), nebo uvnitř budovy (okolní vzduch je potrubím přiveden do výparníku uvnitř budovy). U tohoto typu TČ je třeba počítat s kondenzací na trubkách výparníku a zamrzáním kondenzátu při nízkých venkovních teplotách. Odtávání bývá zajištěno reverzním chodem TČ, což má za následek pokles topného faktoru. Zároveň musí být zajištěn odvod kondenzátu z venkovní jednotky [2].



Obr. 1.3 – Schéma TČ vzduch-voda v provedení split [6].

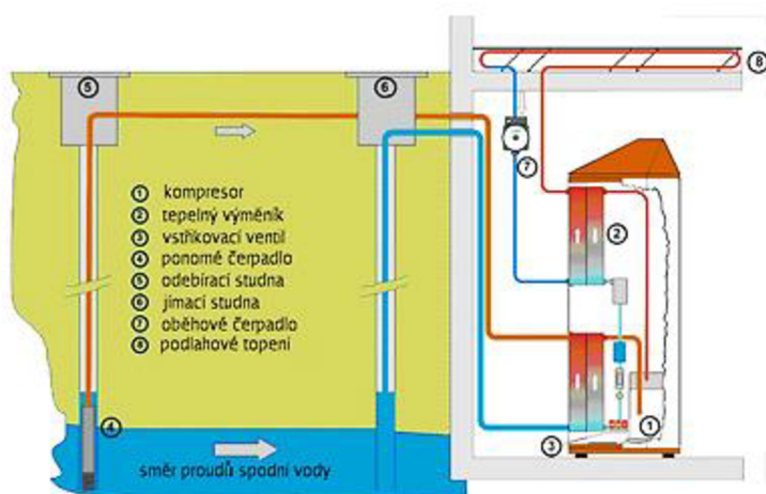
Výhodou TČ vzduch-voda nižší pořizovací cena a dostupnost vzduchu jako zdroje nízkopotenciálního tepla. Nevýhodou je výrazný pokles topného faktoru s klesající venkovní teplotou. Z tohoto důvodu se výkon TČ z ekonomických důvodů dimenzuje na maximálně 70 % tepelných ztrát objektu při nejnižších teplotách a bývá doplněn dalším zdrojem tepla. Jako doplňkový zdroj se nejčastěji využívá elektrokotel připojený na výstupní větev TČ a přehřívá teplou vodu ohřátou v kondenzátoru TČ. Důležitým parametrem při návrhu TČ je bod bivalence, což je teplota, při které se tepelné ztráty objektu rovnají výkonu TČ a při dalším poklesu venkovní teploty je nutné použití doplňkového zdroje. Na Obr. 1.4 můžeme vidět graf spotřeby tepla a tepla dodaného tepelným čerpadlem v závislosti na venkovní teplotě [2;7].



Obr. 1.4 – Závislost spotřeby tepla a tepla dodaného TČ na venkovní teplotě [7].

1.3.3 Tepelné čerpadlo voda-voda

TČ voda-voda odebírá teplo z podzemní vody, nejčastěji ze studen, a ohřívá vodu v otopné soustavě. Podzemní voda je pomocí ponorného čerpadla čerpána z odebírací studny, prochází výparníkem, kde předá teplo do okruhu TČ a následně je vrácena do jímací studny. Jímací studna by měla být od odebírací studny vzdálena 8-10 m a umístěna nejlépe tak, aby tok podzemní vody mířil od odebírací studny k jímací. Umístění studen je znázorněno na Obr. 1.5. Při správném dimenzování může tento typ TČ z hlediska topného faktoru být nejvhodnější volbou při návrhu TČ, jelikož teplota podzemních vod je během roku poměrně stálá a z toho důvodu je stálý také výkon a topný faktor TČ. Při návrhu je nutné zohlednit ochlazení podzemní vody ve výparníku, což při předimenzování výkonu může způsobit zamrzání vody ve výparníku, pokles výkonu TČ a vzniká riziko mechanického poškození výparníku. Ochlazení vody se proto standartně volí v rozmezí 3-5 °C. Na studny jako zdroje tepla jsou kladeny požadavky na dostatečný průtok vody, čistotu vody a její chemické složení [2].



Obr. 1.5 – Schéma TČ voda-voda [8].

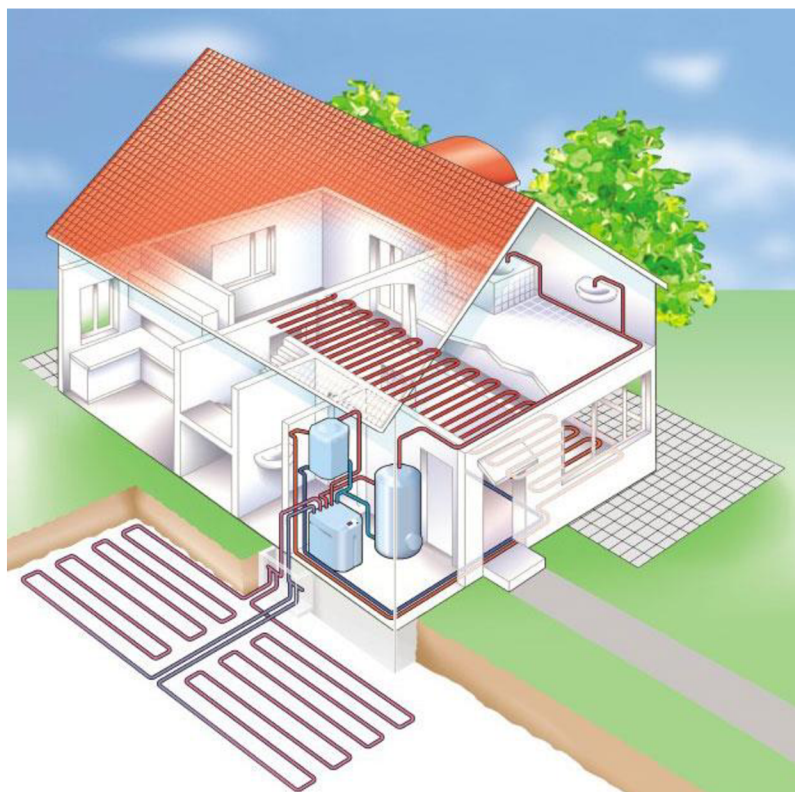
Výhodou TČ voda-voda je dosažení vysokého a stálého topného faktoru v místech, kde je dostatek podzemní vody vhodného chemického složení. Studny s požadovanými parametry je možné zhotovit jen na některých místech a tím pádem je instalace TČ voda-voda značně omezena lokalitou. Další nevýhodou jsou vysoké investiční náklady [7].

Jako zdroj tepla lze také využít tekoucí nebo stojatou povrchovou vodu. Povrchová voda může být odebírána přímo z tekoucí vody potoků, řek a rybníků a následně předávat teplo ve výparníku. Další možností je nepřímý odběr tepla pomocí kolektorů z tekoucí, nebo stojaté vody. Nevýhodou je proměnlivá teplota povrchové vody během roku a tím pádem také pokles topného faktoru v zimních měsících [2].

1.3.4 Tepelné čerpadlo země-voda

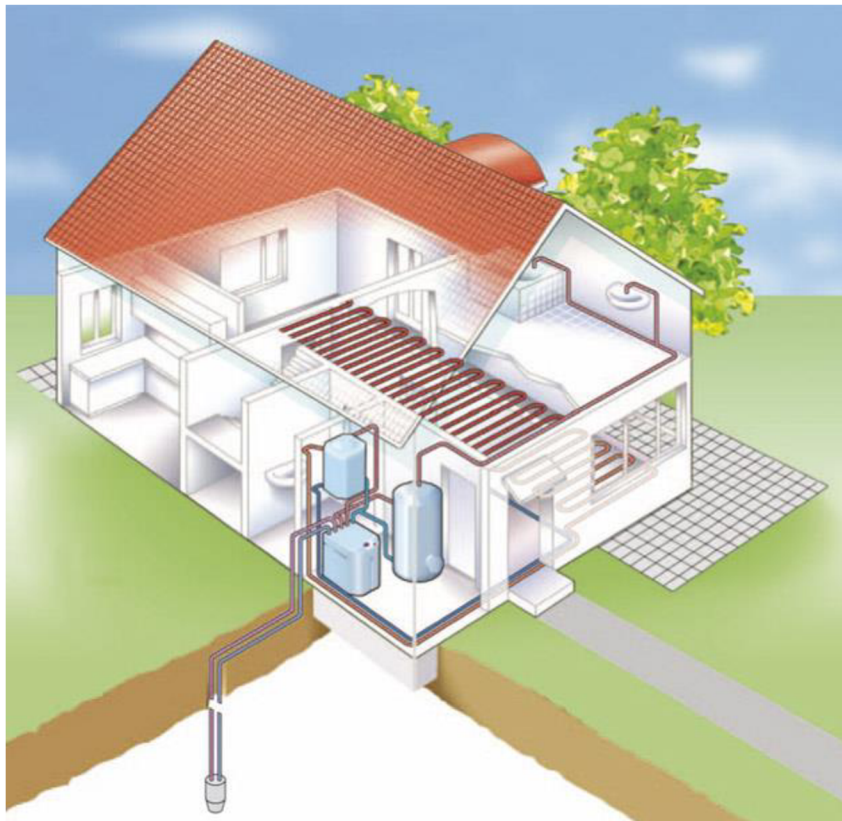
TČ země voda odebírá teplo z půdy a ohřívá vodu v otopné soustavě. Teplo je z půdy odebíráno pomocí kolektorů, které jsou umístěny buď jako plošné kolektory pod povrchem země, nebo vertikální kolektory umístěné v hlubinných vrtech. V obou případech se jedná o uzavřené výměníky naplněné nemrznoucí kapalinou [2].

- **Plošné kolektory** – kolektory zobrazené na Obr. 1.6 jsou umístěny v hloubce přibližně 1,2-1,5 m pod povrchem země a jednotlivé trubky jsou od sebe vzdáleny asi 60-80 cm. Délka jednotlivých okruhů by neměla přesahovat 200 m, proto je třeba kolektory rozdělit na více stejně dlouhých okruhů. Celková plocha kolektoru závisí na požadovaném výkonu TČ, dosažitelný výkon plošného kolektoru se pohybuje kolem 25 W/m^2 . Plošné kolektory mají oproti hlubinným vrtům nižší investiční náklady, ale jejich omezení spočívá v potřebě velké plochy kolektoru a nestálé teplotě půdy, která klesá s venkovní teplotou [2].



Obr. 1.6 – Schéma TČ země-voda s plošnými kolektory [9].

- **Vertikální kolektory** – druhou variantou odběru tepla z půdy jsou vertikální zemní kolektory zobrazené na Obr. 1.7. Jedná se o vertikální výměník umístěný do hlubinného vrtu. Do vrtu jsou vloženy 2 nebo 4 hadice a na konci jsou navařeny do hlavice, pomocí které potom tvoří U-trubice. Průměr vrtu se pohybuje kolem 150 mm a bývá hluboký až 120 m. Hloubka vrtu závisí na požadovaném výkonu TČ a kvalitě půdy. V případě potřeby je možné zhotovit více paralelních vrtů, vrty by od sebe měly být vzdáleny minimálně 5 m. Výhodou je stálá teplota půdy v hloubce přes 10 m, v České republice se pohybuje v rozmezí 10-12 °C. Tím pádem výkon TČ není závislý na venkovní teplotě a při správném návrhu není nutný doplňkový zdroj tepla. Dále je výhodou malá potřebná plocha kolektoru. Nevýhodou je vysoká cena hlubinného vrtu a nutnost souhlasu báňského úřadu při zhotovení vrtu hlubokého více než 30 m [2].



Obr. 1.7 - Schéma TČ země-voda s vertikálními kolektory [9].

1.4 Chladiva

Chladivo je jednou z nejdůležitějších součástí TČ, přičemž v chladícím okruhu plní funkci teplotonosné látky. Chladivo cirkuluje v chladícím okruhu, přičemž ve výparníku odebírá teplo o nízké teplotě a po stlačení v kompresoru odevzdává teplo o vysoké teplotě v kondenzátoru. Během jednoho cyklu dochází ke dvojí změně skupenství, nejprve k odpaření chladiva ve výparníku a následně ke kondenzaci chladiva v kondenzátoru. Při volbě chladiva pro tepelné čerpadlo je nutné brát ohled na provozní podmínky TČ, požadavky na výkon TČ, vstupní a výstupní teploty, použité komponenty TČ, cenu a ekologii [10].

Chladiva lze dle jejich fyzikálních vlastností rozdělit na azeotropní chladiva a zeotropní chladiva. Azeotropní chladiva jsou chladiva, která se chovají jako čistá kapalina a během jejich fázové přeměny se nemění jejich složení. Mezi azeotropními chladivy se řadí například R22, R290, R502 nebo R507. Zeotropní chladiva jsou směsi obvykle 2 až 4 druhů chladiv, které mají během fázové přeměny odlišné složení. Mezi zeotropními chladivy patří například R407a [2]. Chladiva se z hlediska vlivu na životní prostředí hodnotí dvěma koeficienty, ODP (Ozone Depletion Potential) a GWP (Global Warming Potential) [2].

- **ODP** – koeficient, který určuje vliv chladiv na poškozování ozónové vrstvy. Jeho hodnota se určuje porovnáním s freonem R11, jehož koeficient byl zvolen jako 1. V dnešní době jsou legislativně povoleny pouze chladiva s ODP=0 [2].
- **GWP** – koeficient určující tzv. potenciál globálního oteplování, který se určuje jako potenciál 1 kg chladiva zvýšit teplotu klimatu v poměru k potenciálu 1 kg oxidu uhličitého (R744) za 100 let [2]. V současné době je legislativně povolena maximální hodnota GWP=2500 [11].

1.4.1 Rozdělení chladiv dle chemického složení

Chladiva dle chemického složení dělíme na:

- **CFC** – plně halogenované uhlovodíky a jejich směsi, atomy vodíku jsou v chladivu nahrazeny atomy halogenů, konkrétně chlorem, fluorem a bromem. Do této kategorie patří například chladiva R11, R12, R13, R113 nebo R502. Tato skupina chladiv má vysoké koeficienty ODP i GWP a nespĺňují legislativní limity chladiv, z tohoto důvodu se již nepoužívají.
- **HCFC** – chlorfluorované uhlovodíky, které mají v molekulách kromě halogenů také vodík. Patří mezi ně například R21, R22, R141b nebo R123. Tato skupina chladiv také nespĺňuje legislativní limity a z tohoto důvodu se již nepoužívají.
- **HFC** – fluorované uhlovodíky, nemají v molekule atomy chloru, ale pouze fluor a vodík. Mají koeficient ODP=0, čímž spĺňují legislativní limity, ale některá chladiva z této skupiny mají vysoký koeficient GWP. V dnešní době se z této skupiny používají například chladiva R32, R134a, R152a, R407A nebo R410a, která spĺňují také limity GWP. V následující tabulce jsou tyto látky porovnány z hlediska koeficientů ODP a GWP [2,10].

Tab. 1.1 V současnosti používaná chladiva HFC [12].

Označení		ODP	GWP	
R32	CH ₂ F ₂	0	675	
R134a	CH ₂ FCF ₃	0	1430	
R152a	C ₂ H ₄ F ₂	0	124	
R407a	Směs R32/R125/R134a	20/40/40 %	0	2107
R410a	Směs R32/R125	50/50 %	0	2088

- **HC** – přírodní uhlovodíky a jejich směsi, jsou zcela bez halogenů. Mají koeficient ODP=0 a GWP v řádech jednotek, jejich nevýhodou ovšem je, že jsou hořlavé. Patří sem například ethan (R170), propan (R290), amoniak (R717) nebo oxid uhličitý (R744). V následující tabulce jsou tyto látky porovnány z hlediska koeficientů ODP a GWP [2,10].

Tab. 1.2 V současnosti používaná chladiva HC [12].

Označení			ODP	GWP
R170	Ethan	C ₂ H ₆	0	6
R290	Propan	C ₃ H ₈	0	3
R717	Amoniak	NH ₃	0	0
R744	Oxid uhličitý	CO ₂	0	1

1.4.2 Vliv termofyzikálních vlastností chladiv na výkon TČ

Volba chladiva má výrazný vliv na výkon celého systému TČ, ten ovlivňují především:

- **Hustota** – má vliv především na tlakové ztráty ve výměnících a výkon kompresoru. Čím nižší je hustota chladiva ve stavu přehřáté páry, tím vznikají větší tlakové ztráty ve výparníku a kondenzátoru a zároveň je potřebný vyšší výkon kompresoru. To má vliv na celkovou účinnost tepelného čerpadla.
- **Viskozita** – má vliv na tlakové ztráty ve výměnících, přenos tepla a výkon kompresoru. Čím vyšší je viskozita chladiva, tím rostou tlakové ztráty ve výměnících, zvyšuje se potřebný výkon kompresoru a dochází ke snížení přenosu tepla ve výměnících.
- **Tepelná vodivost** – obecně platí, že se zvyšující se tepelnou vodivostí chladiva roste také součinitel prostupu tepla ve výměníku.
- **Molární hmotnost** – chladiva s nízkou molární hmotností mají zpravidla vyšší hodnoty entalpie ve stavu přehřáté páry a nižší energetické ztráty v kompresoru. Z tohoto důvodu jsou pro tepelná čerpadla vhodná chladiva s nízkou molární hmotností, díky čemuž lze dosáhnout vyšší účinnosti systému.

Ideální kombinací termofyzikálních vlastností chladiva pro tepelné čerpadlo je chladivo s vysokou tepelnou vodivostí a hustotou, a naopak nízkou hodnotou viskozity a molární hmotností [13].

1.4.3 Oleje v chladivovém okruhu

Přimíchávání oleje do chladicího okruhu snižuje účinnost výměníků a jeho příčinou vznikají problémy s usazováním oleje ve výměnících, ale i přes to je přítomnost oleje v chladivu nutná z důvodu mazání kompresoru. Na chladivový olej je kladena řada požadavků, především dobrá mísitelnost s chladivem a mazací schopnost oleje v širokém rozsahu pracovních teplot. V chladivovém okruhu se v závislosti na druhu chladiva používá několik druhů olejů:

- **Minerální oleje** – nejstarší druh chladírenského oleje vyráběný z ropy, používá se v kombinaci s čpavkem nebo izobutanem, v minulosti s již zakázanými chladivy R11, R502 a R22.
- **Polosyntetické oleje** – byly používány hlavně v kombinaci s chladivem R22, vyznačují se výbornou mísitelností i při nízkých teplotách (až – 50 °C) a jsou tepelně i chemicky stabilní.
- **Syntetické oleje** – univerzální oleje pro přírodní chladiva i pro chladiva řady 4XX.

- **PAG a POE oleje** – byly vyvinuty pro práci s HFC chladivy, s nimiž mají výbornou mísitelnost [14].

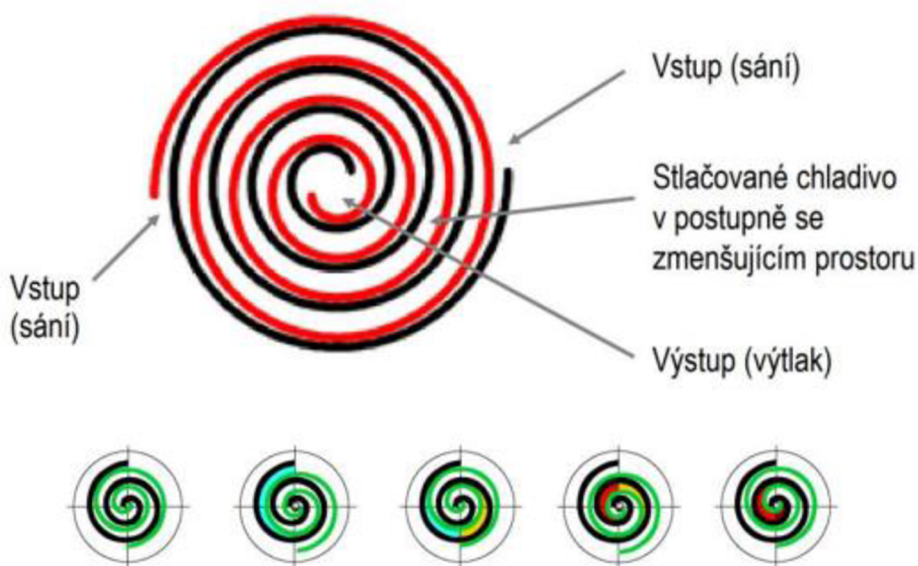
1.5 Komponenty tepelných čerpadel

TČ se jsou složeny ze 4 základních komponent – kompresoru, expanzního ventilu, a tepelných výměníků – výparníku a kondenzátoru, které budou detailně popsány v kapitole 2 - Tepelné výměníky tepelných čerpadel. Kromě těchto základních komponent jsou při konstrukci TČ použity také fitinky, rozdělovače chladiva, manometry, sběrače kondenzátu, trubky, kapiláry, průhledítka, termostaty, ventily nebo filtrdehydrátory [2].

1.5.1 Kompresory

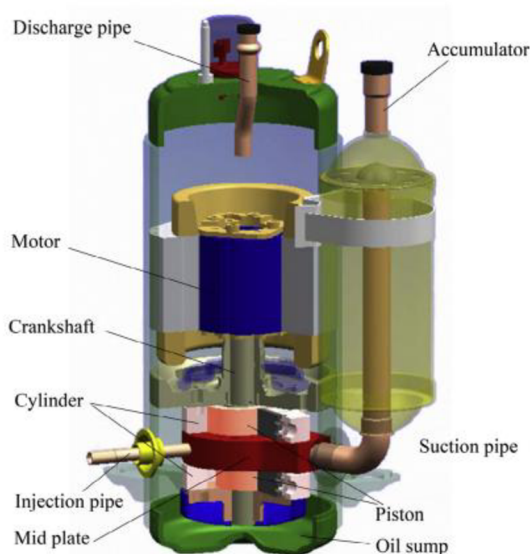
Kompresor v TČ zajišťuje oběh chladiva, a především jeho stlačení, při kterém dochází k přečerpání nízkopotenciálního tepla na vysokopotenciální. Kompresor zároveň společně s expanzním ventilem odděluje nízkotlakou a vysokotlakou část okruhu. Důležitými parametry kompresoru jsou kompresní poměr, udávající poměr výtláčného a sacího tlaku, a sací výkon. Volba kompresoru má vliv na důležité parametry tepelného čerpadla, zejména na topný výkon, topný faktor COP nebo volbu chladiva. Kompresory zároveň musí splňovat podmínku těsnosti, aby nedocházelo k úniku chladiva. V současné době se nejčastěji používají 2 typy rotačních kompresorů – kompresory scroll (spirálové) a dvojité rotační kompresory [2, 15].

- **Scroll kompresory** – kompresory tvořeny dvěma spirálami vloženými do sebe, jedna spirála je pevná a druhá spirála excentricky krouží. Na vnějším obvodu spirál je nasáván plyn a je postupně stlačován směrem do středu spirál, kde se nachází výtlak. Plyn je tímto způsobem v kompresoru stlačen na požadovaný tlak a teplotu. Princip scroll kompresoru je znázorněn na Obr. 1.8. Z důvodu podmínky těsnosti kompresoru je nutné nepřetržité mazání kompresoru, při nízkých rychlostech je ovšem účinnost mazání snížena a může dojít k mechanickému opotřebení kompresoru. Z tohoto důvodu je nutné scroll kompresory provozovat za konstantních, jmenovitých otáček [15].



Obr. 1.8 – Schéma scroll kompresoru [16].

- **Digital scroll kompresory** – novější generace scroll kompresorů, která vychází z jeho vlastností. Rozdílem je přerušování stlačovací fáze, čímž je umožněna regulace výkonu i příkonu kompresoru v rozmezí 10-100 % [15].
- **Dvojitý rotační kompresory** – kompresor zobrazený na obrázku 1.9 je tvořen dvěma pevnými komorami s otáčející se excentrickou vačkou, která společně s pohyblivou komorovou přepážkou zajišťuje stlačení plynu. Vačky jsou uloženy ve vzájemně protilehlé poloze na jedné hřídeli, čímž je zajištěno vyrovnané namáhání hřídele a ložisek rotoru. Otáčky a jim úměrný výkon kompresoru lze plynule řídit pomocí frekvenčního měniče. Výhodou těchto kompresorů je malé mechanické namáhání, nižší potřeba mazání při nízkých otáčkách, kompaktnost, malé vibrace, tichý provoz, vysoká účinnost a široký rozsah regulace výkonu [15].

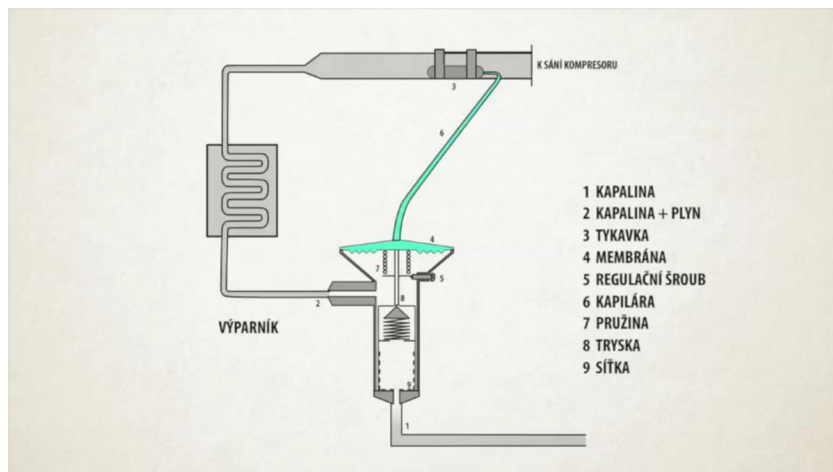


Obr. 1.9 – Dvojitý rotační kompresor [17].

1.5.2 Expanzní ventily

Expanzní ventil slouží ke vstřikování chladiva do výparníku a řízení optimálního režimu provozu. V expanzním ventilu zároveň dochází k redukci tlaku chladiva, což je klíčová vlastnost pro fungování celého tepelného čerpadla, a k regulaci teploty přehřátí par chladiva za výparníkem. Úkolem expanzního ventilu je přivést do výparníku pouze takové množství chladiva, které je možné za aktuálních podmínek odpařit a přehřát. Chladivo v expanzním ventilu přechází z kapalné fáze do stavu mokré páry. V systémech TČ se používají termostatické, nebo elektronické expanzní ventily [14].

- **Termostatický expanzní ventil** – hlavní částí termostatického expanzního ventilu, jehož schéma je na Obr. 1.10, je tryska, která se otvírá silou vytvářenou tlakem plynu na membránu ventilu a pružinou regulačního šroubu. Další důležitou součástí je tykavka, což je malá nádobka naplněná nejčastěji stejným chladivem, jako chladicí okruh TČ. S rostoucí teplotou roste tlak chladiva v tykavce, čímž se zvyšuje také tlak na membránu expanzního ventilu. Tím dojde k otevření ventilu a vstřiku chladiva do výparníku [2].



Obr. 1.10 – Termostatický expanzní ventil [7].

- **Elektronický expanzní ventil** – namísto tykavky je v elektronickém expanzním ventilu použito teplotní a tlakové čidlo na výstupu z výparníku. Čidlo snímá aktuální tlak a teplotu a odesílá informaci do řídicí jednotky. Výhodou v porovnání s použitím tykavky je aktuální hodnota parametrů, u tykavky dochází k prodlevě. Elektronické expanzní ventily se dále dělí dle způsobu řízení otevírání ventilu na pulzní a krokové [14].

1.5.3 Výparníky

Výparník tepelného čerpadla je výměník tepla umístěný v primárním okruhu TČ, ve kterém dochází k odběru tepla z okolního zdroje. Chladivo o nízkém tlaku a teplotě je do výparníku vstřikováno expanzním ventilem a působením nízkopotenciálního tepla okolí se zde vypařuje a přehřívá. Podle regulace přívodu chladiva se výparníky rozdělují na suché a zaplavené [14].

Konstrukční provedení výparníků se liší na základě ochlazovaného média. U tepelných čerpadel využívající teplo ze vzduchu se používají nejčastěji lamelové výměníky, v případě odběru tepla z vody nebo jiné kapaliny jsou to deskové, případně svazkové výměníky [14].

1.5.4 Kondenzátory

Kondenzátor tepelného čerpadla je tepelný výměník, do kterého je přiváděno chladivo ve formě přehřáté páry z kompresoru. Za vysoké teploty a tlaku je zde odebíráno teplo z chladivového okruhu do otopné soustavy. Dochází zde k ochlazení chladiva a jeho kondenzaci do kapalného skupenství. V závislosti na druhu ohřivaného média na straně otopné soustavy se kondenzátory dělí na vzduchem chlazené a vodou (kapalinou) chlazené [14].

Vzduchem chlazené kondenzátory se využívají u tepelných čerpadel vzduch-vzduch a konstrukčně bývají řešeny jako lamelové výměníky. Vodou chlazené kondenzátory jsou konstrukčně řešeny jako deskové, nebo svazkové výměníky [14].

2 Výměníky tepla pro tepelná čerpadla

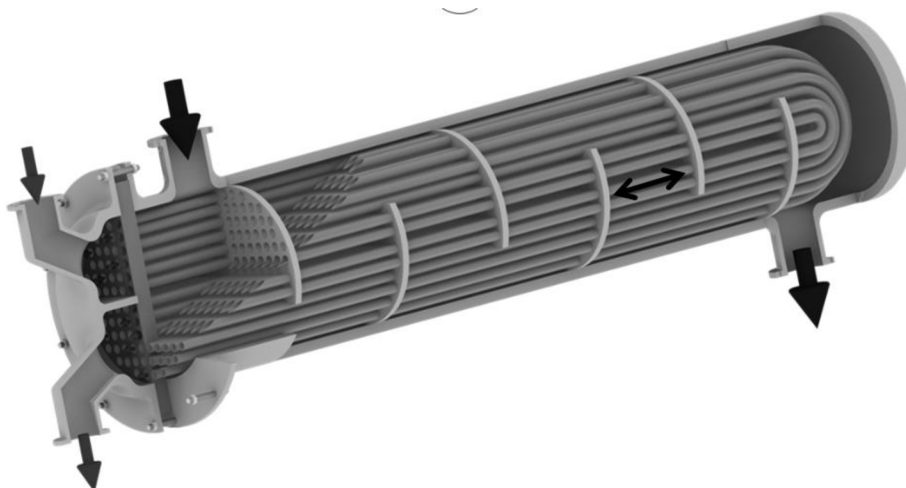
Výměníky tepla se dělí dle procesu přenosu tepla na rekuperační, regenerační a směšovací. Nejčastějším typem výměníků tepelných čerpadel jsou rekuperační výměníky, kdy je teplo mezi látkami sdíleno přes teplosměnnou plochu tvořenou stěnou výměníku a obě teplotnosné látky jsou odděleny. Z hlediska konstrukce výměníku jsou potom nejčastěji používané svazkové, deskové a lamelové výměníky [14].

2.1 Svazkové výměníky tepla

Přenos tepla u svazkových výměníků probíhá mezi médii proudícím uvnitř svazku trubek a médii proudícím v mezitrubkovém prostoru. Svazkové výměníky se skládají ze svazku trubek zavařených, případně zapájených nebo zaválcovaných do trubkovnice a vložených do válcového pláště. Plášť je z obou stran uzavřen vstupní a výstupní hlavou, které jsou k plášti a trubkovnicím připevněny nejčastěji přírubovým spojem. [14, 18].

V mezitrubkovém prostoru jsou instalovány přepážky s cílem snížení rychlosti a prodloužení trajektorie proudění teplotnosného média, což má za následek vyšší intenzitu přenosu tepla. Zároveň slouží k podpírání svazku trubek, čímž zabraňují jejich průhybu a kmitání. Přepážky lze dle konstrukce rozdělit na segmentové (nejpoužívanější), koncentrické, tyčové, nebo šroubovicové. Při instalaci přepážek dochází ke vzniku zkratových proudů, s kterými je nutné počítat při návrhu výměníku, jelikož snižují jeho účinnost [18].

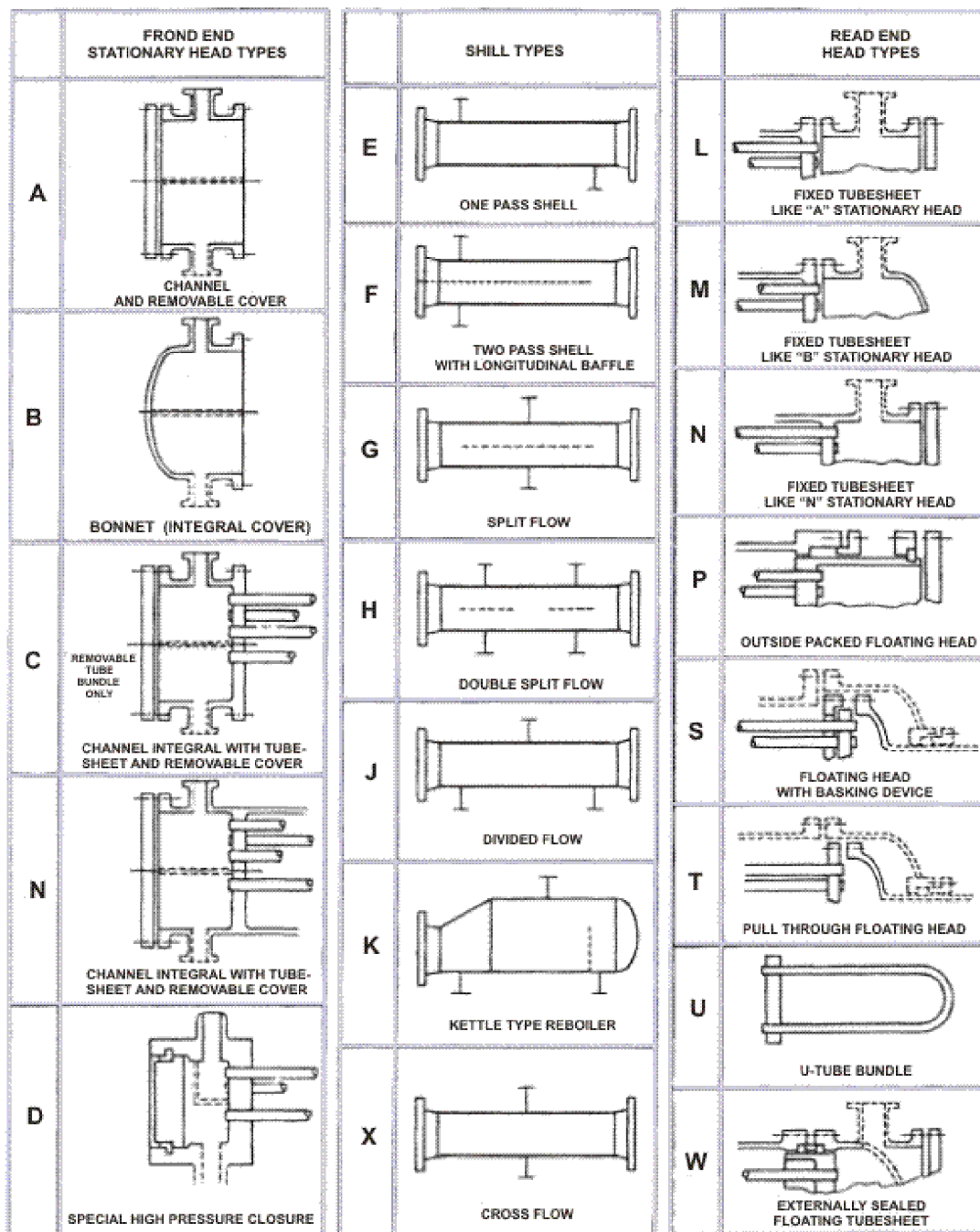
Dle konstrukce trubek lze svazkové výměníky rozdělit na výměníky s rovnými trubkami a s U-trubkami. Výměníky s rovnými trubkami jsou omezeny teplotní dilatací, proto jsou používány pro případy aplikace s nižšími teplotními rozdíly teplotnosných médií (do 20 °C) a pro nízké tlaky. V ostatních případech je nutné teplotní dilataci u výměníků s rovnými trubkami kompenzovat ucpávkou, pružným zvlněním pláště, nebo konstrukcí s plovoucí hlavou. Při použití konstrukce s U-trubkami se trubky mohou volně roztahovat a problém s kompenzací teplotní dilatace odpadá. Problémem této konstrukce je zanášení vnitřního povrchu trubek, jelikož trubky není možné mechanicky čistit a v případě poškození není možné trubku vyměnit. Příklad konstrukce svazkového výměníku s U-trubkami a segmentovými přepážkami je zobrazen na Obr. 2.1 [18].



Obr. 2.1 – Svazkový výměník s U-trubkami a segmentovými přepážkami [18].

Pro základní rozdělení svazkových výměníků je využívána standardizace TEMA, která popisuje základní konstrukční provedení vstupní hlavy, pláště a ukončení výměníku – výstupní hlavy nebo obrátové komory. Pro každý typ konstrukční části výměníku je přiřazeno písmeno,

díky čemuž je možné konstrukci výměníku definovat označením skládajícím se ze 3 písmen. Značení jednotlivých konstrukčních provedení výměníku dle TEMA je zobrazeno na Obr. 2.2.



Obr. 2.2 – Rozdělení svazkových výměníků dle TEMA [19].

2.1.1 Svazkové výparníky

Svazkové výparníky se používají výhradně při odběru nízkopotenciálního tepla z vody, nebo jiné kapaliny. Nejčastějším rozložením médií je chladivo uvnitř trubek a ochlazovaná kapalina v mezitrubkovém prostoru. V případě konstrukce výměníku s více tahy se používají U-trubky, čímž je zamezeno nutnosti chladivo opětovně rozdělávat při obratu směru proudění a předchází se hromadění oleje. Chladivo je tedy rozdělováno pouze na vstupu do výměníku. Na vstupu je chladivo vstříkováno na destičku umístěnou za vstupním hrdlem tak, aby se o ni

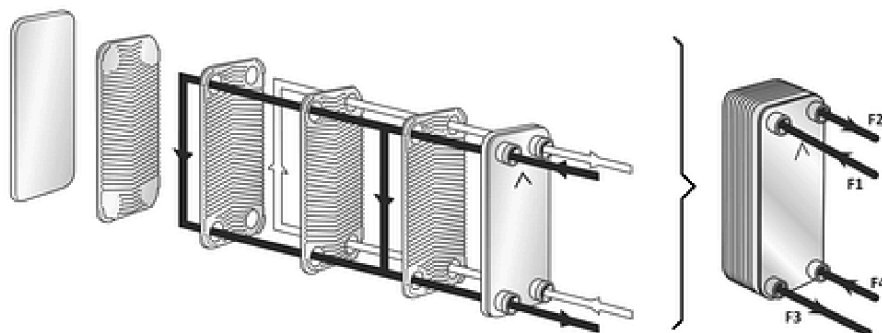
proud chladiva roztrátil a rozptýlil se v prostoru. Následně rozptýlené chladivo jako homogenní směs vstupuje do jednotlivých trubek [14].

2.1.2 Svazkové kondenzátory

Ve svazkovém kondenzátoru teplotně nosné médium na straně otopné soustavy proudí v trubkách a chladivo z chladivového okruhu kondenzuje v mezitrubkovém prostoru. Pára je do mezitrubkového prostoru přiváděna shora a nad trubkami musí být dostatečný prostor pro její rovnoměrné rozložení po celé délce plochy. Výměník je konstrukčně proveden s rovnými trubkami a s odnímatelnou vstupní i výstupní hlavou. V případě zanesení trubek je možné obě hlavy demontovat a trubky mechanicky vyčistit bez zásahu do okruhu chladiva. Materiálem trubek je standardně měď, v případě agresivní chladicí vody nerez [14].

2.2 Deskové výměníky tepla

Deskové výměníky tepla se skládají z vlnitých, nebo prolisovaných kovových desek, které jsou ve vzájemném kontaktu. Mezi profily sousedních desek vznikají kanálky, jimiž střídavě proudí teplotně nosná média a dochází mezi nimi k přenosu tepla. Každá deska má 4 otvory sloužící pro vstup a výstup médií do a z mezideskového prostoru a vzdálenost mezi deskami se pohybuje od 1,3 do 6,4 mm. Příklad konstrukce deskového výměníku s vyznačenými směry proudění je na Obr. 2.3. Po obvodu desek je buď drážkování, v němž je uloženo těsnění zamezující úniku chladiva do atmosféry, nebo jsou k sobě desky pevně přivařeny, případně připájeny. Výhodou deskových výměníků oproti svazkovým je jejich kompaktnost a snadné dimenzování (přidáním nebo odebráním desek). V případě netěsností navíc nedochází k promíchání médií, ale pouze k úniku do atmosféry. Nevýhodou těchto výměníků je jejich omezení z hlediska teploty a tlaku z důvodu jejich těsnosti a také větší náchylnost na zanášení a ucpávání kanálů [18, 20].



Obr. 2.3 – Konstrukce deskového výměníku [21].

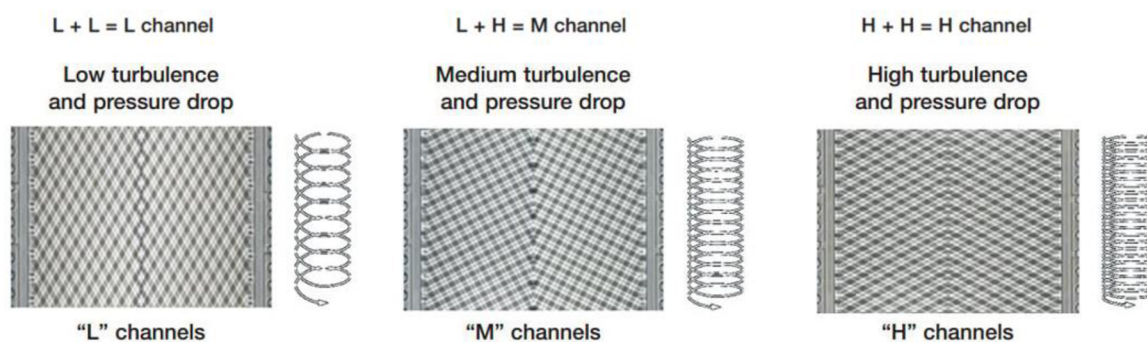
Podle způsobu utěsnění mezideskového prostoru lze deskové výměníky rozdělit na těsněné, modulové, pájené a celosvařované. Těsněné výměníky se používají v případech, že je k dispozici vhodná kombinace použitého těsnění, teplotně nosného média, teploty a tlaku. Desky jsou k sobě staženy šroubovými svorníky mezi dvěma čelními deskami. Těsnění je vyrobeno z pryže, silikonu, nitrilu, nebo minerálních vláken. Jejich výhodou je jejich rozebíratelnost, čímž je umožněno jejich čištění a také předimenzování v případě potřeby. Těsněné deskové výměníky ovšem není možné použít v případě požadavku na hermetičnost výměníků, nejsou tedy vhodné pro výměníky chladivového okruhu. [14,18].

V případě modulových výměníků se jedná o kombinaci těsnění a svařování, kdy pro jedno teplotně nosné médium je prostor mezi deskami utěsněn a pro druhé jsou k sobě desky

přivařeny. Toto provedení lze využít i v případě výměníku chladivového okruhu. Kanály, jimiž proudí chladivo, jsou svařeny a je zajištěna těsnost chladivového okruhu a kanály, jimiž proudí voda z otopné soustavy, jsou utěsněny. Tento výměník je tedy možné částečně rozebírat a čistit [14].

Pájené a celosvařované výměníky jsou zcela nerozebíratelné a hermetické. Pájené výměníky se používají pro menší výkony výměníku, celosvařované pro vyšší výkony [14].

Desky jsou nejčastěji vyrobeny z plechu z nerezové oceli a lisovány, přičemž tloušťka plechu se pohybuje v rozmezí 0,4-1 mm. V některých případech se jako materiál volí také titan nebo nikl. Prolisy desek zvyšují turbulenci proudění, prodlužují trajektorii proudění a také zvyšují celkovou tuhost plechu. Mají tvar písmene V a úhel 30 nebo 60 °. Při návrhu je nutné zvolit vhodný úhel prolisu, který má vliv na koeficient přestupu tepla, ale také na tlakovou ztrátu. Čím větší úhel je, tím vyšší je koeficient přestupu tepla, ale také právě tlaková ztráta, je tedy zapotřebí zvolit vhodný kompromis. Z Obr. 2.4 je patrné, že úhel prolisů je možné také kombinovat v rámci sousedních desek, čímž vzniká uspořádání kanálů s označením L, M a H [18].



Obr. 2.4 – Uspořádání kanálů deskových výměníků [22].

2.2.1 Deskové výparníky

Deskové výparníky se v konstrukcích tepelných čerpadel používají v případech, že ochlazované médium je v kapalném skupenství, pro případy odebírání tepla ze vzduchu nejsou vhodné. Z důvodu požadavku na hermetičnost chladicího okruhu se nejčastěji používají pájené výměníky, případně svařované, nebo modulové [14].

Pro správné fungování výparníku je nutné rovnoměrné rozdělení směsi páry a kapaliny, jejichž kinetická energie je odlišná a přirozeně by docházelo k nerovnoměrnému rozložení. Důsledkem by byl pokles výkonu výměníku a uzavírání expanzního ventilu, který reguluje vstřik chladiva do výparníku na základě přehřátí chladiva na výstupu. Vlivem nerovnoměrného rozložení by docházelo k výskytu zbytkové kapaliny před výstupem z výparníku, která by snižovala stupeň přehřátí páry a ventil by se vlivem nízkého přehřátí uzavíral. Výměník je tedy nutné konstrukčně navrhnout tak, aby k tomuto provoznímu stavu nedocházelo. Nejčastěji je do vstupního kolektoru vložena válcová trubka s otvory v plášti umístěnými tak, aby zajistily rovnoměrné rozdělení směsi do jednotlivých kanálů [14].

2.2.2 Deskové kondenzátory

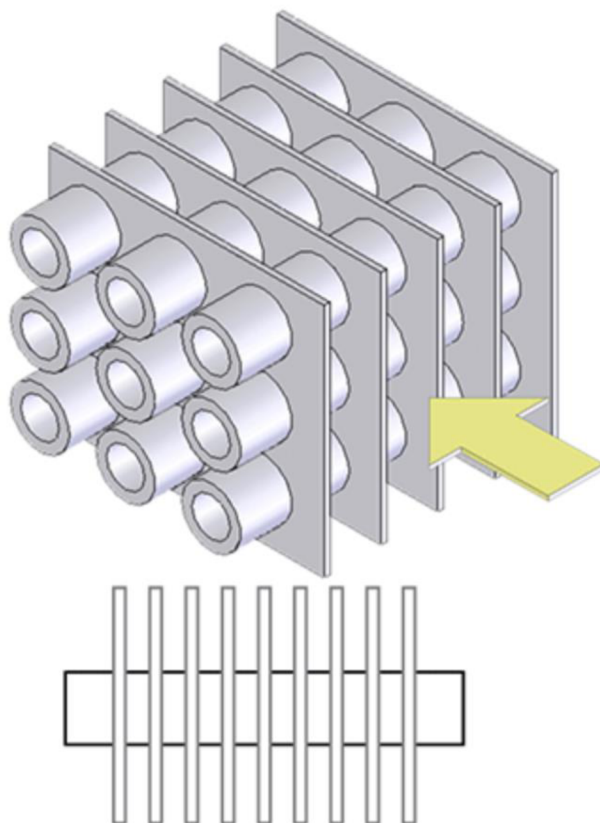
Deskové kondenzátory se podobně jako výparníky v konstrukcích tepelných čerpadel používají v případech, kdy dochází k ohřevu kapalného média. Na rozdíl od výparníku zde není nutná instalace rozdělovače na vstupu chladiva, jelikož chladivo zde vstupuje pouze ve formě páry a ke kondenzaci dochází až v prostoru mezi deskami. Nejčastěji používané jsou pájené výměníky, v případě vyšších výkonů potom modulové. V případě kondenzátoru je při návrhu nutné počítat s vyššími tlaky v chladivovém okruhu na kondenzační straně a použít materiály s vyšší pevností [14].

Kanály deskových kondenzátorů tepelných čerpadel, jimiž proudí ohřívaná voda, jsou z důvodu výskytu nečistot ve vodě náchylné na zanášení. Proto jsou používány částečně rozebíratelné modulové výměníky, jež jsou hermeticky uzavřené na straně chladiva, ale na straně vody je lze rozebrat a vyčistit [14].

2.3 Lamelové výměníky tepla

Jedná se o bezplášťový trubkový výměník, jehož trubky mají zvětšenou teplosměnnou plochu pomocí žeber (lamel) na vnější straně jako kompenzaci nižšího součinitele přestupu tepla vzduchu. Chladivo zde proudí trubkami a je ohříváno nebo ochlazováno okolním vzduchem. Žebrování je provedeno buď pro každou trubku zvlášť, nebo je používáno společné žebro pro celý svazek trubek. V tom případě jsou trubky zasunuty do vystřižených otvorů žebra a následně mechanicky, nebo hydraulicky roztaženy, aby byl zajištěn kontakt mezi nimi a tím co nejvyšší intenzita přestupu tepla. Ve většině případů se pro zintenzivnění přestupu tepla instalují v kombinaci s elektrickým ventilátorem, jeho spotřeba ovšem snižuje celkovou účinnost systému [14, 20].

Konstrukce se společným žebrem pro celý svazek trubek na Obr. 2.5 se nejčastěji používá v klimatizační a chladicí technice, tedy i v tepelných čerpadlech. Používají se kulaté nebo ploché trubky se zaoblenými rohy, převážně s vystřídáním uspořádáním. Kulaté trubky jsou využívány pro vyšší tlaky a také v případech, kdy je předpoklad větší intenzity zanášení trubek. Použití plochých trubek je omezeno na nízké tlaky, využívají se především pro zintenzivnění přestupu tepla a snížení tlakové ztráty vně trubek [20].



Obr. 2.5 – Lamelový výměník se společným žebrem [23].

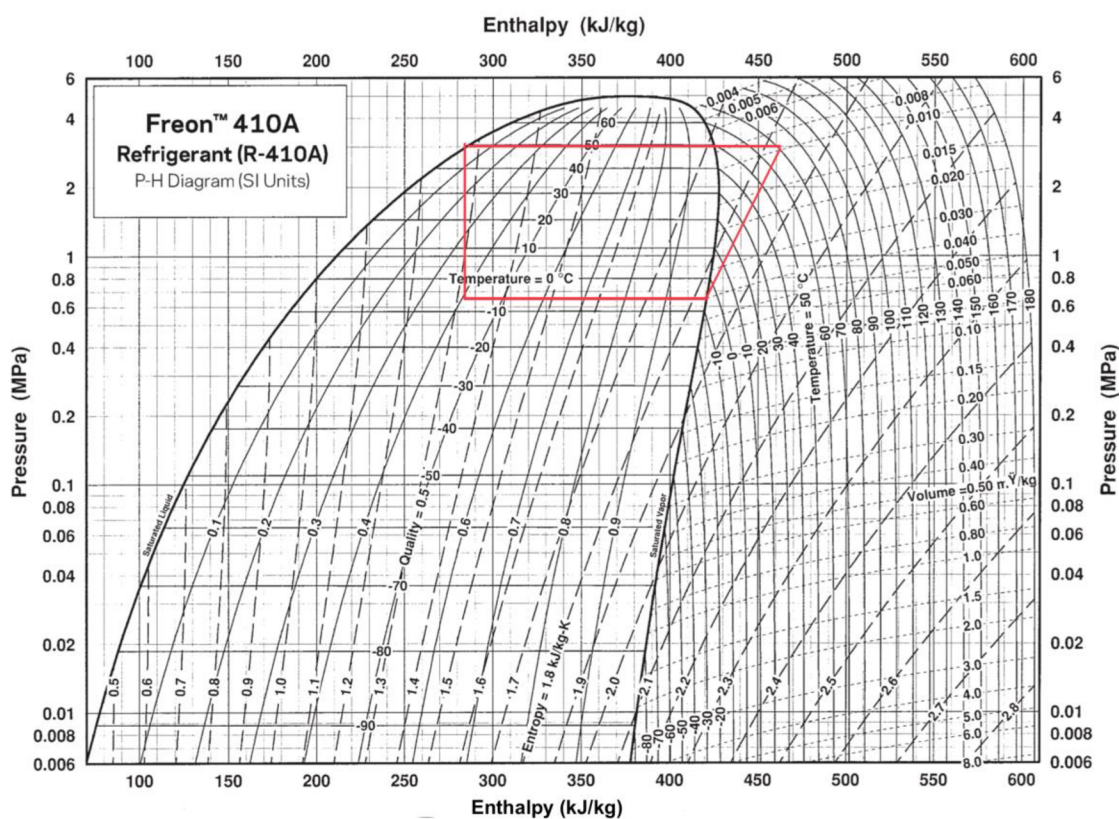
Tento typ výměníků se u tepelných čerpadel používá pro výparníky, lamelové kondenzátory jsou využívány pouze pro klimatizační zařízení, kdy je zařízení schopno reverzního chodu v případě nutnosti vytápění objektu. Součástí zařízení jsou tedy 2 výměníky schopné plnit funkci výparníku i kompresoru dle potřeby [14].

3 Návrh výměníku

V této kapitole bude proveden návrh 2 variant kondenzátoru pro tepelné čerpadlo a následně budou tyto varianty vzájemně porovnány na základě tlakových ztrát, celkového obstavěného objemu a celkového designu výměníku. Pro výpočet bude použit software EES.

3.1 Vstupní parametry

Pro účely návrhu byl navržen cyklus tepelného čerpadla země-voda (na Obr. 3.1) o tepelném výkonu 10,36 kW. Jako teplotnosné médium bylo zvoleno chladivo R410a. Vstupní parametry pro návrh výměníku v Tab. 3.1 byly určeny pro podmínky dle normy ČSN EN 14511-1, tedy B0/W35 (teplota nemrznoucí směsi z kolektoru 0 °C, teplota topné vody 35 °C) za použití databáze softwaru EES. Tlak topné vody byl zvolen dle [24]. Veličiny jsou označeny indexem v pro stranu vody a indexem ch pro stranu chladiva.



Obr. 3.1 – Navržený cyklus tepelného čerpadla

Tab. 3.1 - Vstupní parametry pro návrh výměníku

Veličina	Označení	Strana chladiva	Strana vody	Jednotka
Tepelný výkon	\dot{Q}	10,36		kW
Teplota na vstupu do výměníku	t_{in}	70	30	°C
Teplota na výstupu z výměníku	t_{out}	50	35	°C
Střední teplota ve výměníku	t_s	60	32,5	°C
Tlak	p	3,067	0,4	MPa
Hustota	ρ	121	995	kg/m ³
Vstupní entalpie	h_{in}	456,7	126,1	kJ/kg
Výstupní entalpie	h_{out}	285,9	147	kJ/kg
Hmotnostní průtok	\dot{m}	$6,066 \cdot 10^{-2}$	$4,959 \cdot 10^{-1}$	kg/s
Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku	c_p	1,67	4,179	kJ/(kg*K)
Součinitel tepelné vodivosti	λ	$2,009 \cdot 10^{-2}$	$6,183 \cdot 10^{-1}$	W/(m*K)
Kinematická viskozita	ν	$1,349 \cdot 10^{-7}$	$7,605 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
Dynamická viskozita	μ	$1,633 \cdot 10^{-5}$	$7,567 \cdot 10^{-4}$	Pa*s
Prandtlovo číslo	Pr	1,358	5,114	-

Hmotnostní průtok na obou stranách byl vypočítán jako podíl tepelného výkonu a rozdílu entalpií v rov. 3.1 a 3.2.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}}{(h_{out,v} - h_{in,v})} = \frac{10,36}{(147 - 126,1)} = 4,959 \cdot 10^{-1} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{Q}}{(h_{in,ch} - h_{out,ch})} = \frac{10,36}{(456,7 - 285,9)} = 6,066 \cdot 10^{-2} \quad (3.2)$$

3.1.1 Logaritmický teplotní spád

Logaritmický teplotní spád Δt_{ln} lze při znalosti vstupních a výstupních teplot obou médií vypočítat pomocí rov. 3.3. Z důvodu protiproudého uspořádání s rovnými trubkami není nutné logaritmický teplotní spád korigovat pomocí korekčního faktoru F , jelikož se jedná o čistý protiproud.

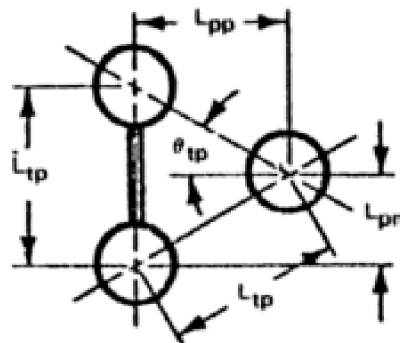
$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{in,ch} - t_{out,v}) - (t_{out,ch} - t_{in,v})}{\ln \frac{(t_{in,ch} - t_{out,v})}{(t_{out,ch} - t_{in,v})}} = \frac{(70 - 35) - (50 - 30)}{\ln \frac{(70 - 35)}{(50 - 30)}} = 26,8 \text{ °C} \quad (3.3)$$

3.2 Návrh svazkového výměníku

V této kapitole bude proveden návrh svazkového výměníku s rovnými trubkami a protiproudým uspořádáním. Návrh je proveden metodou Bell-Delaware pomocí postupů dle [20] a [25]. Jednotlivé veličiny jsou označovány indexem t (tube) pro stranu trubek a indexem s (shell) pro stranu pláště.

3.2.1 Geometrie trubek a pláště výměníku

Pro výměník jsou voleny trubky $Cu\ 10 \times 1\ R290$ dle ČSN EN 1057+A1. Vnější průměr trubek d_2 je tedy 10 mm a tloušťka stěny $t = 1$ mm. Z označení lze také vyčíst materiál trubek, jímž je měď, přídavek R290 značí tvrdou měď. Geometrie pláště byla pro návrh zvolena dle TEMA jako typ E. Uspořádání trubek bylo zvoleno vystřídané s úhlem 30° za účelem získání vyšší hodnoty součinitele přestupu tepla (na Obr. 3.2). Příčnou rozteč trubek L_{tp} vypočtenou v rov. 3.4 ovlivňuje parametr PR , který je volen v rozsahu 1,25 – 1,5. Pro návrh je zvoleno $PR = 1,25$. Následně je vypočítána rovněž horizontální a vertikální rozteč trubek L_{pp} , resp. L_{pn} dle rov. 3.5 a 3.6 pro zvolené uspořádání.



Obr. 3.2 – Vystřídané uspořádání trubek s úhlem 30° [20]

$$L_{tp} = PR * d_2 = 1,25 * 10 = 12,5 \text{ mm} \quad (3.4)$$

$$L_{pp} = 0,866 * L_{tp} = 0,866 * 12,5 = 10,83 \text{ mm} \quad (3.5)$$

$$L_{pn} = 0,5 * L_{tp} = 0,5 * 12,5 = 6,25 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Následuje odhad velikosti teplosměnné plochy S_0 pomocí rov. 3.7. Pro výpočet odhadované velikosti teplosměnné plochy je zapotřebí určit předpokládaný součinitel prostupu tepla k_0 . Pro výpočet je zvoleno $k_0 = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

$$S_0 = \frac{\dot{Q}}{k_0 * \Delta t_{ln}} = \frac{10360}{400 * 26,8} = 0,9663 \text{ m}^2 \quad (3.7)$$

Pro výpočet průměru pláště D_s dle rov. 3.8 je třeba určit předpokládanou délku trubek L_t , je zvoleno $L_t = 0,5$ m. Ve výpočtu dále figurují parametry CL , CTP a PR . Parametr $CL = 0,87$ pro vystřídání uspořádání s úhlem 30° a parametr $CTP = 0,93$ pro výměník s rovnými trubkami (jednotahový výměník). Parametr PR byl již určen jako $PR = 1,25$.

$$D_s = 0,637 * \sqrt{\frac{CL}{CTP}} * \sqrt{\frac{S_0 * PR^2 * d_2}{L_t}} = \quad (3.8)$$

$$= 0,637 * \sqrt{\frac{0,87}{0,93}} * \sqrt{\frac{0,9663 * 1,25^2 * 0,01}{0,5}} = 0,1071 \text{ m} = 107,1 \text{ mm}$$

Na základě doposud vypočítaných hodnot lze dle rov. 3.9 určit počet trubek ve výměníku N_t .

$$N_t = 0,785 * \frac{CTP}{CL} * \frac{D_s^2}{PR^2 * d_2^2} = 0,785 * \frac{0,93}{0,87} * \frac{0,1071^2}{1,25^2 * 0,01^2} = \quad (3.9)$$

$$= 61,56 \doteq 62 \text{ ks}$$

V následující rov. 3.10 je na základě průměru pláště vypočítána mezera mezi pláštěm a svazkem trubek L_{bb} .

$$L_{bb} = 12 + 0,005 * D_s = 12 + 0,005 * 107,1 = 12,54 \text{ mm} \quad (3.10)$$

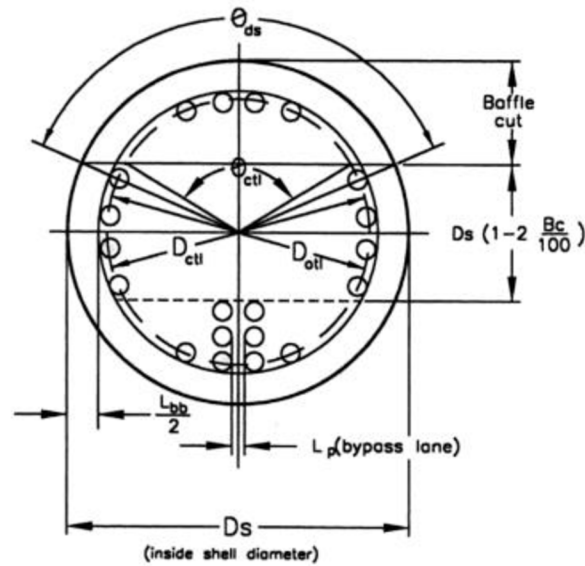
Dále jsou vypočítány průměry svazku trubek D_{otl} a kružnice středů trubek na okraji svazku D_{ctl} v rov. 3.11 a 3.12. Rozměry svazku trubek jsou znázorněny na Obr. 3.2.

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} = 107,1 - 12,54 = 94,53 \text{ mm} \quad (3.11)$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_2 = 94,53 - 10 = 84,53 \text{ mm} \quad (3.12)$$

Celková délka svazku trubek s trubkovnicemi L_{to} je určena v rov. 3.13. Ve vztahu pro výpočet celkové délky svazku vystupuje tloušťka trubkovnice L_{ts} a skutečná délka svazku L_{ta} . Dle doporučení je zvoleno $L_{ts} = 25,4$ mm, skutečná délka svazku je vypočtena v rov. 3.60. Pro první výpočet byla zvolena předpokládaná délka svazku L_t a následně byly výsledky iterovány pro skutečnou délku svazku L_{ta} v rov. 3.13. Geometrie pláště, svazku trubek a přepážek je znázorněna na Obr. 3.3.

$$L_{to} = L_{ta} + 2 * L_{ts} = 500,6 + 2 * 25,4 = 551,4 \text{ mm} = 0,5514 \text{ m} \quad (3.13)$$



Obr. 3.3 – Geometrie pláště, svazku trubek a přepážek [20]

3.2.2 Geometrie přepážek

Pro tento výměník byly zvoleny segmentové přepážky s výřezem $B_c = 25 \%$. Počet přepážek je určen v rov. 3.14. Zvolená rozteč přepážek L_{bc}' je rovna průměru pláště D_s .

$$N_b = \frac{L_{ta}}{L_{bc}'} - 1 = \frac{500,6}{107,1} - 1 = 3,676 \doteq 4 \text{ ks} \quad (3.14)$$

Dále je přepočítána skutečná rozteč přepážek L_{bc} pro 4 přepážky v rov. 3.15.

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} = \frac{500,6}{4 + 1} = 100,1 \text{ mm} \quad (3.15)$$

Rozměry neopřepážkovaných prostor na vstupu a výstupu z výměníku L_{bi} a L_{bo} byly zvoleny jako shodné s roztečí přepážek viz. rov. 3.16.

$$L_{bi} = L_{bo} = L_{bc} = 100,1 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Další rozměry přepážek θ_{ctl} a θ_{ds} dle Obr. 3.2 jsou vypočteny v rov. 3.17 a 3.18.

$$\begin{aligned} \theta_{ctl} &= 2 * \cos^{-1} \left[\left(\frac{D_s}{D_{ctl}} \right) * (1 - 0,02 * B_c) \right] = \\ &= 2 * \cos^{-1} \left[\left(\frac{107,1}{84,53} \right) * (1 - 0,02 * 25) \right] = 1,77 \text{ rad} \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned}\theta_{ds} &= 2 * \cos^{-1} \left[1 - \left(\frac{2 * B_c}{100} \right) \right] = \\ &= 2 * \cos^{-1} \left[1 - \left(\frac{2 * 25}{100} \right) \right] = 2,09 \text{ rad}\end{aligned}\quad (3.18)$$

Průtočný průřez na straně pláště S_m je vypočítán dle rov. 3.19, $L_{tp,eff}$ je pro uspořádání trubek s úhlem 30° rovno L_{tp} .

$$\begin{aligned}S_m &= L_{bc} * \left[L_{bb} + \left(\frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \right) * (L_{tp} - d_2) \right] = \\ &= 100,1 * \left[12,54 + \left(\frac{84,53}{12,5} \right) * (12,5 - 10) \right] = 2948 \text{ mm}^2\end{aligned}\quad (3.19)$$

Následuje výpočet podílu trubek v prostoru výřezu přepážky F_w a podílu trubek mezi hranami přepážek F_c v rov. 3.20 a 3.21.

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} = \frac{1,77}{2\pi} - \frac{\sin 1,77}{2\pi} = 0,1257 \quad (3.20)$$

$$F_c = 1 - 2 * F_w = 1 - 2 * 0,1257 = 0,7486 \quad (3.21)$$

Dále je v rov. 3.22 vypočítán počet trubek v prostoru nad přepážkami N_{tw} .

$$N_{tw} = N_t * F_w = 62 * 0,1257 = 7,793 \quad (3.22)$$

V rov. 3.23 a 3.24 jsou vypočítány celková průtočná plocha nad přepážkami S_{wg} a plocha trubek zaujímající průtočnou plochu nad přepážkami S_{wt} . Následně je v rov. 3.25 a 3.26 na základě těchto hodnot vypočítána průtočná plocha chladiva v prostorách nad přepážkami S_w a ekvivalentní hydraulický průměr v prostorách nad přepážkami D_w .

$$\begin{aligned}S_{wg} &= \frac{\pi}{4} * D_s^2 * \left(\frac{\theta_{ds}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) = \\ &= \frac{\pi}{4} * 107,1^2 * \left(\frac{2,09}{2\pi} - \frac{\sin 2,09}{2\pi} \right) = 1760 \text{ mm}^2\end{aligned}\quad (3.23)$$

$$S_{wt} = N_{tw} * \frac{\pi}{4} * d_2^2 = 7,793 * \frac{\pi}{4} * 10^2 = 612 \text{ mm}^2 \quad (3.24)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} = 1760 - 612 = 1148 \text{ mm}^2 \quad (3.25)$$

$$D_w = \frac{4 * S_w}{\pi * d_2 * N_{tw} + \frac{\pi * D_s * \theta_{ds}}{2\pi}} = \quad (3.26)$$

$$= \frac{4 * 1148}{\pi * 10 * 7,793 + \frac{\pi * 107,1 * 2,09}{2\pi}} = 12,86 \text{ mm}$$

Jako další je vypočítán efektivní počet řad trubek mezi konci přepážek N_{tcc} a v prostoru nad přepážkami N_{tcw} podle rov. 3.27 a 3.28.

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} * (1 - 0,02 * B_c) = \frac{107,1}{10,83} * (1 - 0,02 * 25) = 4,945 \doteq 5 \quad (3.27)$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left(\frac{D_s * B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) = \quad (3.28)$$

$$= \frac{0,8}{10,83} \left(\frac{107,1 * 25}{100} - \frac{107,1 - 84,53}{2} \right) = 1,145 \doteq 1$$

Plocha mezi pláštěm a svazkem trubek S_b je vypočítána níže dle rov. 3.29, dále je vypočítán poměr této plochy a průtočného průřezu na straně pláště F_{sbp} v rov. 3.30, vůle mezi vnitřním průměrem pláště a vnějším průměrem přepážky L_{sb} v rov. 3.31, plocha mezi přepážkou a pláštěm S_{sb} a plocha mezi přepážkou a trubicí S_{tb} v rov. 3.32, respektive 3.33. Vůle mezi vnějším průměrem trubky a otvorem přepážky byla zvolena dle standardů TEMA $L_{tb} = 0,4 \text{ mm}$.

$$S_b = L_{bc} * (D_s - D_{otl}) = 100,1 * (107,1 - 94,53) = 1255 \text{ mm}^2 \quad (3.29)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} = \frac{1255}{2948} = 0,4258 \quad (3.30)$$

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 * D_s = 3,1 + 0,004 * 107,1 = 3,528 \text{ mm} \quad (3.31)$$

$$S_{sb} = \pi * D_s * \frac{L_{sb}}{2} * \left(\frac{2\pi - \theta_{ds}}{2\pi} \right) = \quad (3.32)$$

$$= \pi * 107,1 * \frac{3,528}{2} * \left(\frac{2\pi - 2,09}{2\pi} \right) = 395,6 \text{ mm}^2$$

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} * [(d_2 + L_{tb})^2 - d_2^2] * N_t * (1 - F_w) = \quad (3.33)$$

$$= \frac{\pi}{4} * [(10 + 0,4)^2 - 10^2] * 62 * (1 - 0,1257) = 347,4 \text{ mm}^2$$

3.2.3 Součinitel přestupu tepla na straně pláště

Vzhledem k tomu, že v mezitrubkovém prostoru dochází ke kondenzaci přehřátého chladiva, je nutné na změnu skupenství brát ohled při návrhu výměníku. V této kapitole bude proveden výpočet součinitele přestupu tepla dle Nusseltova integrálního přístupu k filmové kondenzaci dle [26]. Prvním krokem je výpočet měrného tepla odevzdaného ve výměníku \dot{q}_{ch} dle rov. 3.34 a množství vzniklého kondenzátu r_{LG} dle rov. 3.35.

$$\dot{q}_{ch} = h_{in,ch} - h_{out,ch} = 456,7 - 285,9 = 170,8 \text{ kJ/kg} \quad (3.34)$$

$$r_{lg} = \frac{\dot{q}_{ch}}{\dot{m}_{ch}} = \frac{170,8}{6,066 * 10^{-2}} = 2816 \text{ m}^2 / (\text{kg} * \text{s}) \quad (3.35)$$

Dalším krokem je určení teploty stěny t_w a teploty filmu kondenzátu t_f . Tyto výpočty jsou provedeny v rov. 3.36 a 3.37. V rov. 3.36 vystupují součinitele přestupu tepla na obou stranách teplotonosných médií, pro prvotní výpočet byly jejich hodnoty odhadnuty a následně byl celý výpočet ziterován pro reálné hodnoty součinitelů. V dosazení do rov. 3.36 jsou již ziterované hodnoty. V rov. 3.37 vystupuje kondenzační teplota t_{sat} , jenž pro chladivo R410a při tlaku 3,067 MPa odpovídá 50 °C.

$$t_w = t_{s,v} + \frac{t_{s,ch} - t_{s,v}}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_t}} = 32,5 + \frac{60 - 32,5}{1 + \frac{1028}{1354}} = 48,13 \text{ °C} \quad (3.36)$$

$$t_f = t_{sat} - \frac{3}{4} * (t_{sat} - t_w) = 50 - \frac{3}{4} * (50 - 48,13) = 48,6 \text{ °C} \quad (3.37)$$

Pro další výpočty byly z databáze softwaru EES určeny termofyzikální vlastnosti kondenzačního filmu jako $f(t=t_f; p=p_f=p_{ch})$ a zkondenzovaného chladiva na výstupu z výměníku jako $f(t=t_{sat}; x=0)$. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 3.2.

Tab. 3.2 – Termofyzikální vlastnosti kondenzačního filmu a chladiva na výstupu ze svazkového kondenzátoru

Veličina	Označení	Film kondenzátu (f)	Chladivo na výstupu z výměníku (l)	Jednotka
Hustota	ρ	920,1	907,2	kg/m ³
Měrná tep. kapacita za konst. tlaku	c_p	2,177	2,260	kJ/(kg*K)
Součinitel tepelné vodivosti	λ	7,139*10 ⁻²	6,999*10 ⁻²	W/(m*K)
Prandtlovo číslo	Pr	2,718	2,800	-
Kinematická viskozita	ν	9,686*10 ⁻⁸	9,559*10 ⁻⁸	m ² /s
Dynamická viskozita	μ	8,912*10 ⁻⁵	8,673*10 ⁻⁵	Pa*s

Dále je vypočítán charakteristický rozměr P_s v rov. 3.38 a Reynoldsovo číslo pro kondezaci Re_s v rov. 3.39. Použité indexy v následujících výpočtech značí film (f) a chladivo na výstupu z výměníku (l).

$$P_s = 2 * L_{ta} * N_t = 2 * 0,5006 * 62 = 62,07 \text{ m} \quad (3.38)$$

$$Re_s = \frac{4 * \dot{m}_l}{P_s * \mu_l} = \frac{4 * 6,066 * 10^{-2}}{65,66 * 8,673 * 10^{-5}} = 45,07 \quad (3.39)$$

Při znalosti Reynoldsova čísla lze určit ideální součinitel přestupu tepla pro horní trubku ve svazku $\alpha_{s,i,0}$ dle rov. 3.40. Jelikož jsou ovšem trubky uspořádány ve svazku, kondenzát z horních trubek stéká na trubky pod nimi a spodní řady trubek mají silnější vrstvu kondenzačního filmu, čímž se zhorší také přenos tepla. V rov. 3.41 byla provedena korekce součinitele přestupu tepla pro tento případ a byl vypočítán ideální součinitel tepla na straně pláště $\alpha_{s,i}$. V tomto vztahu vystupuje počet řad trubek ve svazku N_{tc} , pro návrh je uvažováno $N_{tc} = 6$.

$$\alpha_{s,i,0} = \frac{1,51}{\sqrt[3]{Re_s}} * \sqrt[3]{\frac{\lambda_f^3 * \rho_f * (\rho_f - \rho_{ch}) * g}{\mu_f^2}} = \quad (3.40)$$

$$= \frac{1,51}{\sqrt[3]{45,07}} * \sqrt[3]{\frac{0,07139^3 * 920,1 * (920,1 - 121) * 9,81}{0,00008912^2}} = 2934 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K})$$

$$\alpha_{s,i} = \frac{\alpha_{s,i,0}}{\sqrt[4]{N_{tc}}} = \frac{2934}{\sqrt[4]{6}} = 1874 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K}) \quad (3.41)$$

Pro výpočet skutečného součinitele přestupu tepla na straně pláště je nutné ideální hodnotu součinitele korigovat pomocí korekčních faktorů. Korekční faktor J_c zohledňuje vliv přepážek na proudění média a je vypočítán v rov. 3.42.

$$J_c = 0,55 + 0,72 * F_c = 0,55 + 0,72 * 0,7486 = 1,089 \quad (3.42)$$

Korekční faktor J_l zohledňuje netěsnosti mezi přepážkami a svazkem trubek nebo pláštěm a je vypočítán v rovnici 3.45. Pro výpočet korekčního faktoru J_l je nutné nejprve vypočítat korelační parametry r_s a r_{lm} (rov. 3.43 a 3.44), které závisí na již vypočtených velikostech plochy mezi přepážkou a pláštěm S_{sb} a plochy mezi přepážkou a trubkou S_{tb} .

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} = \frac{395,6}{395,6 + 347,4} = 0,5324 \quad (3.43)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} = \frac{395,6 + 347,4}{2948} = 0,2521 \quad (3.44)$$

$$J_l = 0,44 * (1 - r_s) + [1 - 0,44 * (1 - r_s)] * e^{-2,2 * r_{lm}} = \quad (3.45)$$

$$= 0,44 * (1 - 0,5324) + [1 - 0,44 * (1 - 0,5324)] * e^{-2,2 * 0,2521} = 0,6619$$

Korekční faktor J_b zohledňuje obtokové proudy mezi pláštěm a svazkem trubek a je vypočítán v rov. 3.47. Pro výpočet korekčního faktoru J_b je nutné nejprve vypočítat parametr r_{ss} (rov. 3.46), který udává poměr mezi počtem těsnících pásků N_{ss} a efektivním počtem řad mezi konci přepážek N_{tcc} . Bylo zvoleno $N_{ss} = 1$. V rov. 3.47 vystupuje také parametr C_{bh} , pro $Re_s < 100$, platí $C_{bh} = 1,25$.

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} = \frac{1}{5} = 0,2 \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} J_b &= \exp \left\{ -C_{bh} * F_{sbp} * \left[1 - (2 * r_{ss})^{\frac{1}{3}} \right] \right\} = \\ &= \exp \left\{ -1,25 * 0,4258 * \left[1 - (2 * 0,2)^{\frac{1}{3}} \right] \right\} = 0,8693 \end{aligned} \quad (3.47)$$

Korekční faktor J_s zohledňuje rozílnou rozteč přepážek na vstupu a výstupu z výměníku. Pro podmínku $L_{bo} = L_{bi} = L_{bc}$ platí, $J_s = 1$.

Korekční faktor J_r zohledňuje zvýšení gradientu teploty při laminárním proudění, pro $20 < Re_s < 100$, platí rov. 3.49. Pro výpočet korekčního faktoru J_r je nutné nejprve vypočítat počet překřížení řad při průchodu výměníkem N_c (rov. 3.48).

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) * (N_b + 1) = (5 + 1) * (4 + 1) = 30 \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} J_r &= \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) * \left(\frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1 \right) = \\ &= \frac{1,51}{30^{0,18}} + \left(\frac{20 - 45,07}{80} \right) * \left(\frac{1,51}{30^{0,18}} - 1 \right) = 0,8755 \end{aligned} \quad (3.49)$$

Po výpočtu korekčních faktorů lze vypočítat skutečný součinitel přestupu tepla na straně pláště dle rov. 3.50.

$$\begin{aligned} \alpha_s &= \alpha_{s,i} * J_c * J_l * J_b * J_s * J_r = \\ &= 1874 * 1,089 * 0,6619 * 0,8693 * 1 * 0,8755 = 1028 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K}) \end{aligned} \quad (3.50)$$

3.2.4 Součinitel přestupu tepla na straně trubek

V trubkách na rozdíl od pláště nedochází ke změně skupenství a lze tak provést výpočet součinitele přestupu tepla standartně dle [20]. Prvním krokem je výpočet průtočného průřezu trubek A_t v rov. 3.51 a následně hmotnostního toku vzhledem k ploše G_t v rov. 3.52 platné pro jednotahový výměník a Reynoldsova čísla na straně trubek Re_t v rov. 3.53.

$$A_t = \frac{\pi * (d_2 - 2 * t)^2}{4} * N_t = \frac{\pi * (10 - 2 * 1)^2}{4} * 62 = 3116 \text{ mm}^2 \quad (3.51)$$

$$G_t = \frac{\dot{m}_v}{A_t} = \frac{0,4959}{3116 * 10^{-6}} = 159,1 \text{ kg}/(\text{m}^2 * \text{s}) \quad (3.52)$$

$$Re_t = \frac{G_t * (d_2 - 2 * t)}{\mu_v} = \frac{159,1 * (0,01 - 2 * 0,001)}{7,567 * 10^{-4}} = 1682 \quad (3.53)$$

V rov. 3.54 je vypočítán součinitel přestupu tepla straně trubek. Ve vztahu vystupuje dynamická viskozita u vnitřní stěny trubky, která je určena z databáze EES jako $\mu_{w,t} = f(t=t_w; p=p_v)$, $\mu_{w,t} = 5,679 * 10^{-4}$.

$$\begin{aligned} \alpha_t &= \frac{\lambda_v}{(d_2 - 2 * t)} * 0,023 * Re_t^{0,8} * Pr_v^{0,4} * \left(\frac{\mu_v}{\mu_{w,t}} \right)^{0,14} = \quad (3.54) \\ &= \frac{0,6183}{(0,01 - 2 * 0,001)} * 0,023 * 1682^{0,8} * 5,114^{0,4} * \left(\frac{7,567 * 10^{-4}}{5,679 * 10^{-4}} \right)^{0,14} = \\ &= 1354 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \end{aligned}$$

3.2.5 Součinitel prostupu tepla

Pro výpočet součinitele prostupu tepla je zapotřebí nejprve vypočítat vnější a vnitřní poloměry trubek r_o a r_i (rov. 3.55 a 3.56). Dále je nutné určit součinitele tepelné vodivosti materiálu trubky, tedy mědi λ_{Cu} ($\lambda_{Cu} = 397,2 \text{ W}/(\text{m} * \text{K})$ pro teplotu t_w). Následně byly dle [25] zvoleny odpory proti prostupu tepla zanášením na straně trubek R_{ft} a na straně pláště R_{fs} ($R_{ft} = 0,000176 \text{ (m}^2 * \text{K)}/\text{W}$; $R_{fs} = 0,000176 \text{ (m}^2 * \text{K)}/\text{W}$). Na základě doposud vypočítaných hodnot lze následně vypočítat součinitel prostupu tepla k dle rov. 3.57.

$$r_o = \frac{d_2}{2} = \frac{0,01}{2} = 0,005 \text{ m} \quad (3.55)$$

$$r_i = \frac{d_2 - 2 * t}{2} = \frac{0,01 - 2 * 0,001}{2} = 0,004 \text{ m} \quad (3.56)$$

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + R_{fs} + \frac{t}{\lambda_{Cu}} * \frac{r_o}{r_o + r_i} + \left(R_{ft} + \frac{1}{\alpha_t} \right) * \frac{r_o}{r_i}} = \quad (3.57) \\ &= \frac{1}{\frac{1}{1028} + 0,000176 + \frac{0,001}{397,2} * \frac{0,005}{0,005 + 0,004} + \left(0,000176 + \frac{1}{1354} \right) * \frac{0,005}{0,004}} = \\ &= 436 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K}) \end{aligned}$$

3.2.6 Velikost výměníku

Na základě předchozích výpočtů je nyní možné určit potřebnou teplosměnnou plochu výměníku S_p v rov. 3.58.

$$S_p = \frac{\dot{Q}}{k * \Delta t_{ln}} = \frac{10360}{436 * 26,8} = 0,8864 \text{ m}^2 \quad (3.58)$$

Pro zajištění bezproblémového chodu výměníku bylo provedeno předdimenzování teplosměnné plochy o 10 % v rov. 3.59.

$$S_{p,dim} = S_p * 1,1 = 0,8864 * 1,1 = 0,9751 \text{ m}^2 \quad (3.59)$$

Na základě vypočítané teplosměnné plochy je následně vypočítána skutečná délka trubek L_{ta} v rov. 3.60.

$$L_{ta} = \frac{S_{p,dim}}{\pi * d_2 * N_t} = \frac{0,9751}{\pi * 0,01 * 62} = 0,5006 \text{ m} \quad (3.60)$$

3.2.7 Tlakové ztráty na straně pláště

U výpočtu tlakových ztrát na straně pláště je opět nutné brát v úvahu změnu skupenství chladiva v mezitrubkovém prostoru. Z tohoto důvodu byly dle databáze EES určeny průměrné hodnoty termofyzikálních veličin chladiva na vstupu a výstupu výměníku v tab. 3.3.

Tab. 3.3 – Průměrné hodnoty termofyzikálních veličin chladiva

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměrná hustota chladiva	$\rho_{s,s}$	514,1	kg/m ³
Průměrná dynamická viskozita chladiva	$\mu_{s,s}$	5,153*10 ⁻⁵	Pa*s
Průměrná dynamická viskozita u vnější stěny trubky	$\mu_{w,s}$	8,951*10 ⁻⁵	Pa*s

Pro výpočet tlakové ztráty výměníku na straně pláště Δp_s byl nejdřív vypočten součinitel tření f_s v rov. 3.61 pro $Re_s < 500$, hmotnostní tok vzhledem k ploše G_s v rov. 3.62 a následně také ideální tlakové ztráty $\Delta p_{b,i}$ dle rov. 3.63.

$$f_s = \frac{52}{Re_s} + 0,17 = \frac{52}{45,07} + 0,17 = 1,324 \quad (3.61)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_{ch}}{S_m} = \frac{0,06066}{0,002948} = 20,58 \text{ kg}/(\text{m}^2 * \text{s}) \quad (3.62)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{b,i} &= 2 * f_s * N_{tcc} * \frac{G_s^2}{g * \rho_{s,s}} * \left(\frac{\mu_{s,s}}{\mu_{w,s}} \right)^{-0,14} = \\ &= 2 * 1,324 * 5 * \frac{20,58^2}{9,81 * 514,1} * \left(\frac{5,153 * 10^{-5}}{8,951 * 10^{-5}} \right)^{-0,14} = 1,201 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (3.63)$$

Následuje výpočet tlakové ztráty na vstupu a výstupu výměníku Δp_e v rov. 3.65. Nejprve je třeba vypočítat hodnotu korekčních faktorů R_b (rov. 3.64) a R_s (pro $L_{bc} = L_{bo} = L_{bi}$ a $Re_s < 100$ platí $R_s = 2$) a konstantu C_{bp} (pro $Re_s < 100$ platí $C_{bp} = 4,5$). R_b zohledňuje obtokové proudy svazku trubek a R_s zohledňuje neopřepážkované prostory na vstupu a výstupu výměníku.

$$\begin{aligned} R_b &= \exp \left\{ -C_{bp} * F_{sbp} * \left[1 - (r_{ss})^{\frac{1}{3}} \right] \right\} = \\ &= \exp \left\{ -4,5 * 0,4258 * \left[1 - 0,2^{\frac{1}{3}} \right] \right\} = 0,4513 \end{aligned} \quad (3.64)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_e &= 2 * \Delta p_{b,i} * \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) * R_b * R_s = \\ &= 2 * 1,201 * \left(1 + \frac{1}{5} \right) * 0,4513 * 2 = 2,602 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (3.65)$$

Dále jsou vypočítány tlakové ztráty mezi přepážkami Δp_c v rov. 3.67. Pro určení tlakových ztrát mezi přepážkami je nutné dopočítat korekční faktor R_l zohledňující netěsnosti mezi přepážkami a svazkem trubek nebo pláštěm dle rov. 3.66.

$$\begin{aligned} R_l &= \exp[-1,33 * (1 + r_s)] * r_{lm}^{-0,15*(1+r_s)+0,8} = \\ &= \exp[-1,33 * (1 + 0,5324)] * r_{lm}^{-0,15*(1+0,5324)+0,8} = 0,05938 \end{aligned} \quad (3.66)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_c &= (N_b - 1) * (\Delta p_{b,i} * R_b * R_l) = \\ &= (4 - 1) * (1,201 * 0,4513 * 0,05938) = 0,09655 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (3.67)$$

Poslední částí tlakových ztrát na straně pláště jsou tlakové ztráty nad přepážkami Δp_w , které lze pro $Re_s < 100$ vypočítat dle 3.69. Pro výpočet Δp_w je nutné určit hmotnostní tok nad přepážkami vzhledem k ploše G_w dle rov. 3.68.

$$G_w = \frac{\dot{m}_{ch}}{\sqrt{S_m * S_w}} = \frac{0,06066}{\sqrt{0,002948 * 0,001148}} = 32,98 \text{ kg}/(\text{m}^2 * \text{s}) \quad (3.68)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_w &= 26 * \frac{G_w * \mu_{s,s}}{g * \rho_{s,s}} * \left(\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - d_2} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right) + 2 * \frac{G_w^2}{g * \rho_{s,s}} = \\ &= 26 * \frac{32,98 * 5,153 * 10^{-5}}{9,81 * 514,1} * \left(\frac{1}{0,0125 - 0,01} + \frac{0,1001}{0,01286^2} \right) + 2 * \frac{32,98^2}{9,81 * 514,1} = \\ &= 0,44 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (3.69)$$

Celková tlaková ztráta na straně pláště Δp_s je vypočítána dle rov. 3.70.

$$\Delta p_s = \Delta p_e + \Delta p_c + \Delta p_w = 2,602 + 0,09655 + 0,44 = 3,138 \text{ Pa} \quad (3.70)$$

3.2.8 Tlakové ztráty na straně trubek

Pro výpočet tlakové ztráty na straně trubek byl nejprve vypočítán součinitel tření na straně trubek f_t v rov. 3.71 pro laminární proudění a parametr $(\Phi_t)^r$ v rov. 3.72 pro $Re_t < 2100$. Koeficienty K_c a K_e zohledňují zúžení nebo rozšíření trubek. Jelikož v tomto případě trubky mají konstantní průměr, platí $K_c = K_e = 0$. Celková tlaková ztráta na straně trubek je následně vypočítána dle rov. 3.73.

$$f_t = \frac{64}{Re_t} = \frac{64}{1682} = 0,03805 \quad (3.71)$$

$$(\Phi_t)^r = \left(\frac{\mu_v}{\mu_{w,t}} \right)^{0,25} = \left(\frac{0,0007567}{0,0005679} \right)^{0,25} = 1,074 \quad (3.72)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= \frac{G_t^2}{2 * g * \rho_v} * \left[\frac{1,5}{N_p} + f_t * \left(\frac{L_{tp}}{d_2 - 2 * t} \right) * \frac{1}{(\Phi_t)^r} + K_c + K_e + 4 \right] * N_p = \quad (3.73) \\ &= \frac{159,1^2}{2 * 9,81 * 995} * \left[\frac{1,5}{1} + 0,03805 * \left(\frac{0,0125}{0,01 - 2 * 0,001} \right) * \frac{1}{1,074} + 0 + 0 + 4 \right] * 1 = \\ &= 7,373 \text{ Pa} \end{aligned}$$

3.3 Návrh deskového výměníku

V této kapitole bude proveden návrh deskového kondenzátoru tepelného čerpadla. Vstupní parametry pro návrh výměníku zůstávají stejné, dle kapitoly 3.1. Výpočet deskového výměníku byl proveden Buonopaneho metodou dle [20] a [25]. Výpočet součinitele přestupu tepla na straně chladiva byl proveden dle Nusseltova integrálního přístupu k filmové kondenzaci dle [26]. Při výpočtech v této kapitole jsou k rozlišení jednotlivých stran výměníku použity indexy 1 pro stranu ohřívání vody a indexy 2 pro stranu kondenzujícího chladiva.

3.3.1 Návrh geometrie

Především z důvodu vysokých provozních tlaků a požadavku na hermetičnost chladivového okruhu tepelného čerpadla byl navržen pájený deskový výměník o rozměrech uvedených v Tab. 3.4 s deskami z austenitické nerezové oceli AISI 316. Z tohoto materiálu jsou vyrobeny také příruby a čelní desky výměníku. Materiálem pro pájení je měď. Tloušťka desky byla z důvodu vysokých provozních tlaků zvolena 1 mm, hloubka prolisu potom 2,5 mm. Úhel prolisu byl zvolen 30 ° z důvodu dosažení co nejnižších tlakových ztrát výměníku, jelikož tlakové ztráty mají negativní dopad na účinnost celého systému.

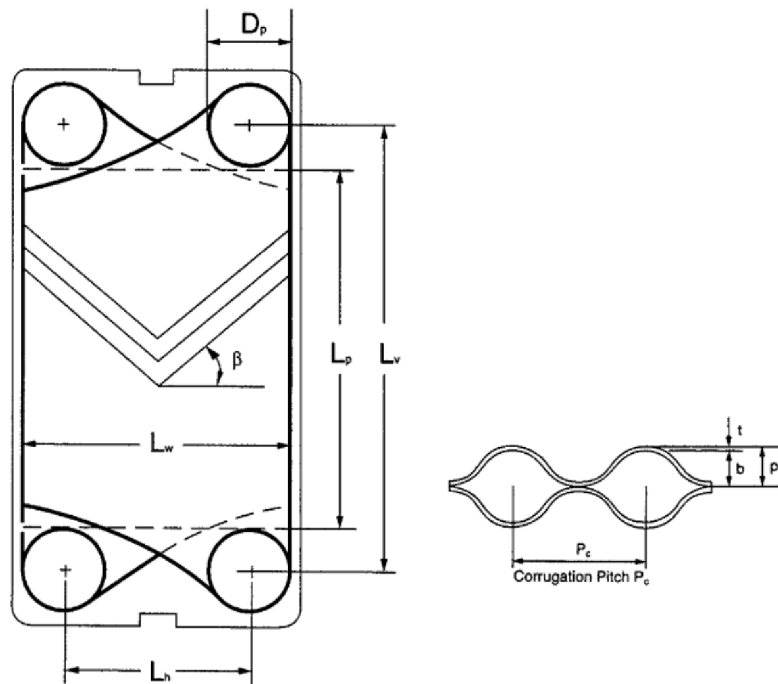
Tab. 3.4 – Rozměry navržené desky pro deskový výměník

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr vstupních a výstupních hrdel	D_p	27	mm
Úhel prolisu	β	30	°
Hloubka prolisu	b	2,5	mm
Tloušťka desky	t	1	mm
Horizontální rozteč vstupních a výstupních otvorů	L_h	72	mm
Vertikální rozteč vstupních a výstupních otvorů	L_v	329	mm
Součinitel rozšíření plochy	Φ	1,30	-

Další rozměry desky L_p a L_w viditelné na Obr. 3.4 byly vypočítány v rov. 3.74, respektive 3.75.

$$L_p = L_v - D_p = 329 - 27 = 302 \text{ mm} \quad (3.74)$$

$$L_w = L_h + D_p = 72 + 27 = 99 \text{ mm} \quad (3.75)$$



Obr. 3.4 – Rozměry desky výměníku [26]

3.3.2 Součinitel přestupu tepla na straně vody

Pro určení součinitele přestupu tepla na straně vody byl nejprve zvolen počet chodů v kanále desky $N_p = 1$ a počet dílčích proudů v kanálu desky $N_s = 1$. Dále byl dle rov. 3.76 vypočítán celkový počet desek N_d . V této rovnici vystupuje veličina N_e udávající počet efektivních desek výměníku. Výpočet této veličiny bude proveden až v závěru návrhu, pro prvotní výpočet byla tato hodnota odhadnuta a následně byla provedena iterace výsledku. V rovnici níže je dosazen již výsledný počet efektivních desek. Zároveň byl vypočítán ekvivalentní průměr D_e dle rov. 3.77.

$$N_d = N_e + 2 = 13 + 2 = 15 \text{ ks} \quad (3.76)$$

$$D_e = \frac{4 * L_w * b}{2 * (L_w + b)} = \frac{4 * 99 * 2,5}{2 * (99 + 2,5)} = 4,877 \text{ mm} \quad (3.77)$$

Dalším postupem je výpočet celkového počtu kanálů výměníku N_k v rov. 3.78 a hmotnostního průtoku ohřívané vody kanálem mezi deskami G_1 dle rov. 3.79.

$$N_k = \frac{N_d - 1}{2 * N_p} = \frac{15 - 1}{2 * 1} = \frac{14}{2} = 7 \quad (3.78)$$

$$G_1 = \frac{\dot{m}_v}{L_w * b * N_k} = \frac{0,4959}{0,099 * 0,0025 * 7} = 286,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 * \text{s}) \quad (3.79)$$

Na základě hodnot vypočítaných v předchozích krocích bylo následně vypočítáno Reynoldsovo číslo na straně vody Re_1 dle rov. 3.80.

$$Re_1 = \frac{\frac{G_1}{N_s} * D_e}{\mu_v} = \frac{286,2}{1} * 0,004877}{7,567 * 10^{-4}} = 1845 \quad (3.80)$$

Dále je nutné vypočítat teplotu stěny t_w (rov. 3.81) pro určení součinitele dynamické viskozity u stěny desky na straně vody $\mu_{w,1}$ v rov. 3.82, která je závislá právě na teplotě stěny desky. Na základě těchto veličin je následně vypočítáno Nusseltovo číslo pro stranu vody Nu_1 dle rov. 3.83. V rov. 3.81 vystupují součinitele přestupu tepla na obou stranách výměníku, které budou teprve vypočítány v následujících krocích. Dosazené hodnoty v této rovnici jsou již výsledné hodnoty po iteraci výsledků.

$$t_w = t_{s,ch} + \frac{t_{s,v} - t_{s,ch}}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}} = 60 + \frac{32,5 - 60}{1 + \frac{1787}{4219}} = 40,68 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.81)$$

$$\mu_{w,1} = f(t_w; p_v) = 6,466 * 10^{-4} \text{ Pa} * \text{s} \quad (3.82)$$

$$Nu_1 = 0,44 * \left(\frac{\beta}{\pi}\right)^{0,38} * \sqrt{Re_1} * Pr_v^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_v}{\mu_{w,1}}\right)^{0,14} = \quad (3.83)$$

$$0,44 * \left(\frac{\pi}{\pi}\right)^{0,38} * \sqrt{1845} * 5,114^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{7,567 * 10^{-4}}{6,466 * 10^{-4}}\right)^{0,14} = 33,28$$

Po výpočtu Nusseltova čísla pro stranu vody lze dle rov. 3.84 vypočítat součinitel přestupu tepla na straně vody α_1 .

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 * \lambda_v}{D_e} = \frac{33,28 * 6,183 * 10^{-1}}{0,004877} = 4219 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K}) \quad (3.84)$$

3.3.3 Součinitel přestupu tepla na straně chladiwa

Pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně chladiwa je opět nutné brát v úvahu změnu skupenství chladiwa v kanálech výměníku. Pro výpočet součinitele bude znovu postupováno dle Nusseltova integrálního přístupu k filmové kondenzaci dle [25]. Prvním krokem je výpočet měrného tepla odevzdaného ve výměníku q_2 v rov. 3.85.

$$q_2 = h_{in,ch} - h_{out,ch} = 456,7 - 285,9 = 170,8 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (3.85)$$

Pro další výpočty byly z databáze softwaru EES určeny termofyzikální vlastnosti kondenzačního filmu jako $f(t=t_f; p=p_f=p_{ch})$ a zkondenzovaného chladiva na výstupu z výměníku jako $f(t=t_{sat}; x=0)$. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 3.5. Teplota kondenzačního filmu t_f byla vypočítána v rov. 3.86.

$$t_f = t_{sat} - 0,75 * (t_{sat} - t_w) = 50 - 0,75 * (50 - 40,68) = 43,01 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.86)$$

Tab. 3.5 – Termofyzikální vlastnosti kondenzačního filmu a chladiva na výstupu z deskového kondenzátoru

Veličina	Označení	Film kondenzátu (f)	Chladivo na výstupu z výměníku (l)	Jednotka
Hustota	ρ	965,3	907,2	kg/m ³
Měrná tep. kapacita za konst. tlaku	c_p	1,956	2,260	kJ/(kg*K)
Součinitel tepelné vodivosti	λ	$7,649 \cdot 10^{-2}$	$6,999 \cdot 10^{-2}$	W/(m*K)
Prandtlovo číslo	Pr	2,512	2,800	-
Kinematická viskozita	ν	$1,018 \cdot 10^{-7}$	$9,559 \cdot 10^{-8}$	m ² /s
Dynamická viskozita	μ	$9,823 \cdot 10^{-5}$	$8,673 \cdot 10^{-5}$	Pa*s

V rov. 3.88 je vypočítáno Reynoldsovo číslo pro kondenzaci chladiva Re_2 . Parametr P vystupující v této rovnici je délka kanálu vypočítaná v rov. 3.87.

$$P = \frac{L_p}{D_e} * \frac{L_w}{\cos \beta} = \frac{0,302}{0,004877} * \frac{0,099}{\cos 30} = 7,079 \text{ m} \quad (3.87)$$

$$Re_2 = \frac{4 * \dot{m}_{ch}}{P * \mu_l} = \frac{4 * 6,066 * 10^{-2}}{7,079 * 8,673 * 10^{-5}} = 395,2 \quad (3.88)$$

Součinitel přestupu tepla na straně chladiva α_2 lze při znalosti Reynoldsova čísla pro kondenzaci vypočítat dle rov. 3.89 pro kondenzaci na svislé stěně pro $30 < Re_2 < 1800$.

$$\alpha_2 = \left(\frac{Re_2 * \lambda_l}{1,08 * Re_2^{1,22} - 5,2} \right) * \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \quad (3.89)$$

$$= \left(\frac{395,2 * 6,999 * 10^{-2}}{1,08 * 395,2^{1,22} - 5,2} \right) * \left(\frac{9,81}{(9,559 * 10^{-8})^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 1787 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K})$$

3.3.4 Součinitel prostupu tepla

Pro výpočet součinitele prostupu tepla je zapotřebí nejprve určit součinitele tepelné vodivosti materiálu desky, tedy austenitické nerezové oceli AISI 316 – $\lambda_o = 16,5 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ pro teplotu t_w . Následně byly dle [25] zvoleny odpory proti prostupu tepla zanášením na straně vody R_{f1} a na straně chladiva R_{f2} ($R_{f1} = 0,000176 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$; $R_{f2} = 0,000176 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$). Na základě doposud vypočítaných hodnot lze následně určit součinitel prostupu tepla k dle rov. 3.90.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{f1} + \frac{t}{\lambda_o} + R_{f2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \quad (3.90)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{4219} + 0,000176 + \frac{0,001}{16,5} + 0,000176 + \frac{1}{1787}} = 826,9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

3.3.5 Velikost výměníku

Potřebnou teplosměnnou plochu výměníku S_p lze při znalosti součinitele prostupu tepla, logaritmického teplotního spádu a tepelného výkonu výměníku určit dle rov. 3.91.

$$S_p = \frac{\dot{Q}}{k * \Delta t_{ln}} = \frac{10360}{826,9 * 26,8} = 0,4674 \text{ m}^2 \quad (3.91)$$

Následuje výpočet efektivní plochy jedné desky S_e v rov. 3.92 a dále počet efektivních desek výměníku N_e dle rov. 3.93.

$$S_e = L_p * L_w * \phi = 0,302 * 0,099 * 1,30 = 0,03887 \text{ m}^2 \quad (3.92)$$

$$N_e = \frac{S_p}{S_e} = \frac{0,4674}{0,03887} = 12,03 \doteq 13 \text{ ks} \quad (3.93)$$

Pro zajištění bezproblémového chodu výměníku bylo provedeno předdimenzování teplosměnné plochy zaokrouhlením počtu efektivních desek na 13. Na závěr je vypočítána skutečná velikost teplosměnné plochy S_{skut} v rov. 3.94, rozteč desek p_d v rov. 3.95, délka teplosměnné plochy v podélném směru L_c v rov. 3.96 a výkon předdimenzovaného výměníku v rov. 3.97.

$$S_{skut} = S_e * N_e = 0,03887 * 13 = 0,583 \text{ m}^2 \quad (3.94)$$

$$p_d = b + t = 0,0025 + 0,001 = 0,0035 \text{ m} \quad (3.95)$$

$$L_c = p_d * N_d = 0,0035 * 15 = 0,0525 \text{ m} \quad (3.96)$$

$$\dot{Q}_{dim} = k * S_{skut} * \Delta t_{ln} = 826,9 * 0,5053 * 26,8 \doteq 11,2 \text{ kW} \quad (3.97)$$

Skutečný tepelný výkon výměníku je 11,2 kW, čímž byl výměník předdimenzován o 8,1 %. Díky tomu bude zajištěn bezproblémový chod výměníku během provozu tepelného čerpadla.

3.3.6 Tlakové ztráty na straně vody

Tlakové ztráty v deskovém výměníku se skládají z tlakové ztráty na vstupu a výstupu z výměníku Δp_m a tlakové ztráty při průchodu kanálem výměníku Δp_c . Pro výpočet tlakové ztráty na vstupu a výstupu bylo nejdříve vypočítáno množství proudícího média na plochu ve vstupním a výstupním potrubí $U_{m,1}$ v rov. 3.98. Následně byla v rov. 3.99 vypočítána tlaková ztráta na vstupu a výstupu výměníku na straně vody $\Delta p_{m,1}$. V této rovnici vystupuje veličina N_o , která udává počet vstupních a výstupních otvorů desky. V tomto případě $N_o = 2$.

$$U_{m,1} = \frac{\dot{m}_v}{\pi * \frac{D_p^2}{4}} = \frac{0,4959}{\pi * \frac{0,0272^2}{4}} = 866 \text{ kg}/(\text{m}^2 * \text{s}) \quad (3.98)$$

$$\Delta p_{m,1} = 1,5 * \left(\frac{U_{m,1}^2}{2 * \rho_v} \right) * N_o = 1,5 * \left(\frac{866^2}{2 * 995} \right) * 2 = 1131 \text{ Pa} \quad (3.99)$$

Pro výpočet tlakové ztráty při průchodu kanálem výměníku na straně vody $\Delta p_{c,1}$ v rov. 3.102 je zapotřebí nejprve vypočítat součinitel tření f_1 dle rov. 3.100 a hydraulický průměr D_h dle rov. 3.101. Konstanty K_p a m jsou dány úhlem prolisu a velikostí Reynoldsova čísla – $K_{p,1} = 2,99$; $m_1 = 0,183$ (pro $\beta = 30^\circ$; $Re > 100$).

$$f_1 = \frac{K_{p,1}}{Re_1^{m_1}} = \frac{2,99}{1845^{0,183}} = 0,7551 \quad (3.100)$$

$$D_h = \frac{2 * b}{\phi} = \frac{2 * 0,0025}{1,30} = 0,003846 \text{ m} \quad (3.101)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{c,1} &= 4 * f_1 * \frac{L_v * N_p}{D_h} * \frac{G_1^2}{2 * \rho_v} * \left(\frac{\mu_v}{\mu_{w,1}} \right)^{-0,17} = \quad (3.102) \\ &= 4 * 0,7551 * \frac{0,329 * 1}{0,003846} * \frac{286,2^2}{2 * 995} * \left(\frac{7,567 * 10^{-4}}{6,466 * 10^{-4}} \right)^{-0,17} = 10355 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Celková tlaková ztráta na straně vody Δp_1 je dána součtem obou složek tlakových ztrát viz. rov. 3.103.

$$\Delta p_1 = \Delta p_{m,1} + \Delta p_{c,1} = 1131 + 10355 = 11485 \text{ Pa} \quad (3.103)$$

3.3.7 Tlakové ztráty na straně chladiva

U výpočtu tlakových ztrát na straně pláště je opět nutné brát v úvahu změnu skupenství chladiva v kanálech mezi deskami výměníku. Z tohoto důvodu byly dle databáze EES určeny průměrné hodnoty termofyzikálních veličin chladiva na vstupu a výstupu výměníku v tab. 3.6.

Tab. 3.6 – Průměrné hodnoty termofyzikálních veličin chladiva

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměrná hustota chladiva	$\rho_{2,s}$	514,1	kg/m ³
Průměrná dynamická viskozita chladiva	$\mu_{2,s}$	5,153*10 ⁻⁵	Pa*s
Průměrná dynamická viskozita u vnější stěny trubky	$\mu_{w,2,s}$	8,951*10 ⁻⁵	Pa*s

Pro výpočet tlakové ztráty na vstupu a výstupu bylo nejdříve vypočítáno množství proudícího média na plochu ve vstupním a výstupním potrubí $U_{m,2}$ v rov. 3.104, následně v rov. 3.105 tlaková ztráta na vstupu a výstupu výměníku na straně chladiva $\Delta p_{m,2}$. V této rovnici vystupuje veličina N_o , která udává počet vstupních a výstupních otvorů desky. V tomto případě $N_o = 2$.

$$U_{m,2} = \frac{\dot{m}_{ch}}{\pi * \frac{D_p^2}{4}} = \frac{6,066 * 10^{-2}}{\pi * \frac{0,027^2}{4}} = 105,9 \text{ kg}/(\text{m}^2 * \text{s}) \quad (3.104)$$

$$\Delta p_{m,2} = 1,5 * \frac{U_{m,2}^2}{2 * \rho_{2,s}} * N_o = 1,5 * \frac{105,9^2}{2 * 514,1} = 78,83 \text{ Pa} \quad (3.105)$$

Pro výpočet tlakové ztráty při průchodu kanálem výměníku na straně chladiva $\Delta p_{c,2}$ v rov. 3.107 je zapotřebí nejprve vypočítat součinitel tření f_2 dle rov. 3.106 a hydraulický průměr D_h vypočítaný již v rov. 3.101. Konstanty K_p a m jsou dány úhlem prolisu a velikostí Reynoldsova čísla – $K_{p,2} = 2,99$; $m_2 = 0,183$ (pro $\beta = 30^\circ$; $Re > 100$).

$$f_2 = \frac{K_{p,2}}{Re_2^{m_2}} = \frac{2,99}{395,2^{0,183}} = 1,001 \quad (3.106)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{c,2} &= 4 * f_2 * \frac{L_v * N_p}{D_h} * \frac{G_2^2}{2 * \rho_{2,s}} * \left(\frac{\mu_{2,s}}{\mu_{w,2,s}} \right)^{-0,17} = \\ &= 4 * 1,001 * \frac{0,329 * 1}{0,003846} * \frac{35,01^2}{2 * 514,1} * \left(\frac{5,153 * 10^{-5}}{8,951 * 10^{-5}} \right)^{-0,17} = 457,2 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (3.107)$$

Celková tlaková ztráta na straně chladiva Δp_2 je dána součtem obou složek tlakových ztrát viz. rov. 3.108.

$$\Delta p_2 = \Delta p_{m,2} + \Delta p_{c,2} = 78,83 + 457,2 = 536 \text{ Pa} \quad (3.107)$$

3.4 Porovnání navržených variant

V této kapitole je provedeno porovnání navržených variant kondenzátoru pro tepelné čerpadlo. Porovnání bylo provedeno na základě několika parametrů, jmenovitě velikosti výměníků, tlakových ztrát, součinitele přestupu a prostupu tepla a celkového designu výměníků.

3.4.1 Velikost výměníků

V Tab. 3.7 je porovnání velikostí obou navržených výměníků. Z tabulky je patrné, že z hlediska obestavěného objemu je kompaktnější variantou jednoznačně deskový výměník, který zaujímá zhruba 2x menší objem než svazkový výměník. Do obestavěného objemu svazkového výměníku navíc nebyly započítány rozměry vstupní a výstupní hlavy výměníku, jejichž návrh není součástí této práce. Po započítání těchto rozměrů by rozdíl ve velikostech výměníku byl ještě výraznější. Větší kompaktnost deskového výměníku je očekávaným výstupem vzhledem k obecně vyššímu součiniteli prostupu tepla u tohoto typu výměníků.

Tab. 3.7 – Porovnání velikosti výměníků

Rozměr	Svazkový výměník	Deskový výměník
Průměr pláště/rozměry desky [m]	0,1071	0,376x0,119
Délka teplosměnné plochy [m]	0,5514	0,0525
Obestavěný objem výměníku* [m ³]	4,967*10 ⁻³	2,349*10 ⁻³
Velikost teplosměnné plochy [m ²]	0,9751	0,583

*Do celkového obestavěného objemu svazkového výměníku nebyly započítány vstupní a výstupní hlavy výměníku, jejichž návrh není součástí této práce.

Z hlediska obestavěného objemu je výhodnější použití deskového výměníku, který by v jednotce tepelného čerpadla zaujímal o 52,7 % menší objem než navržený svazkový výměník. Jak již bylo zmíněno, skutečný objem svazkového výměníku by byl navíc ještě navýšen o objem vstupní a výstupní hlavy, čímž by rozdíl ještě vzrostl.

3.4.2 Tlakové ztráty výměníků

V Tab. 3.8 je porovnání tlakových ztrát obou výměníků. Je zřejmé, že ve svazkovém výměníku dochází k výrazně nižším tlakovým ztrátám než v deskovém. U kondenzátoru tepelného čerpadla je klíčová především tlaková ztráta na straně chladiva, která má negativní vliv na celkovou účinnost systému. V tomto ohledu je tlaková ztráta deskového výměníku přijatelná vzhledem k provoznímu tlaku na straně chladiva, který je 3,067 MPa. Tlaková ztráta vzhledem k provoznímu tlaku v tomto případě činí pouze 0,017 %. Vypočtené tlakové ztráty svazkového výměníku jsou na první pohled velice nízké, takto nestandardní hodnoty mohou být způsobeny nevhodně zvolenou metodou výpočtu.

Tab. 3.8 – Porovnání tlakových ztrát výměníku

Tlaková ztráta	Svazkový výměník	Deskový výměník
Tlaková ztráta na straně ohříváné vody [Pa]	7,373	11485
Tlaková ztráta na straně ochlazovaného chladiva [Pa]	3,138	536

Z hlediska tlakových ztrát je doporučena varianta svazkového výměníku, jehož hodnota je několikanásobně nižší. Využití deskového výměníku ovšem jeho výsledná tlaková ztráta nevylučuje.

3.4.3 Efektivita přenosu tepla výměníků

V Tab. 3.9 je porovnání součinitelů přestupu a prostupu tepla ve výměnících. Dle očekávání je deskový výměník z hlediska efektivity přenosu tepla účinnější než svazkový výměník. Výsledné hodnoty součinitelů se na první pohled mohou zdát poměrně nízké. Jelikož ve výměnících na straně chladiva ale dochází ke kondenzaci, výsledné hodnoty součinitelů jsou obecně nižší než u výměníků, ve kterých ke změně skupenství nedochází. Z tohoto důvodu lze výsledky považovat za přijatelné. Do hodnoty součinitele prostupu tepla u obou výměníků byly započítány odpory proti prostupu tepla zanášením na straně vody i chladiva. Vzhledem k navržené konstrukci deskového výměníku, jehož desky jsou pájené a tím pádem je nerozebíratelný, není možné tento výměník mechanicky čistit. Z tohoto důvodu bylo nutné odpory proti prostupu tepla zanášením u tohoto výměníku započítat. Svazkový výměník je navržen s rovnými trubkami a odnímatelnou vstupní a výstupní hlavou, což umožňuje obě hlavy demontovat a vyčistit teplosměnnou plochu uvnitř trubek bez zásahu do okruhu chladiva. Vzhledem k malému vnitřnímu průměru trubek – 8 mm, by ovšem mechanické čištění bylo komplikované a vzhledem k požadavku na bezúdržbový provoz tepelných čerpadel navíc mechanické čištění výměníku není žádoucí. Z tohoto důvodu byly započteny odpory proti prostupu tepla zanášením i u svazkového výměníku na obou stranách teplosměnné plochy, aby byl zajištěn efektivní provoz výměníku.

Tab. 3.9 – Porovnání součinitelů přestupu a prostupu tepla výměníků

Veličina	Svazkový výměník	Deskový výměník
Součinitel přestupu tepla na straně vody [W/(m ² *K)]	1354	4219
Součinitel přestupu tepla na straně chladiva [W/(m ² *K)]	1028	1787
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² *K)]	436	826,9

Z hlediska efektivity přenosu tepla je doporučena varianta deskového výměníku, jehož výsledný součinitel prostupu tepla je o 89,7 % vyšší než u svazkového výměníku.

3.4.4 Celkový design výměníků

V první variantě byl navržen svazkový výměník s rovnými trubkami a odnímatelnou vstupní i výstupní hlavou a protiproudým uspořádáním. Geometrie pláště byla dle TEMA zvolena jako typ E. Pro tento výměník byly zvoleny trubky CU 10x1 R290 dle ČSN EN 1057+A1, tento typ trubek je běžný u svazkových kondenzátorů tepelných čerpadel. Ve výměníku je celkem 62 trubek o délce 551,4 mm s vystřídáním uspořádáním ve svazku s úhlem 30 °. Vystřídání uspořádání bylo zvoleno z hlediska snadného mechanického čištění není vnitřní průměr trubek dostatečně velký a mechanické čištění by bylo poměrně komplikované. Z důvodu nízkého hmotnostního průtoku vody ve výměníku by ovšem při zvýšení průměru trubky došlo k výraznému poklesu rychlosti proudění vody v trubkách, což má negativní dopad na zanášení trubek. Vzhledem k požadavku na bezúdržbový provoz tepelného čerpadla byla zvolena varianta menšího průměru trubek s tím, že mechanické čištění výměníku není předpokládáno. V mezitrubkovém prostoru byly navrženy celkem 4 segmentové přepážky s výřezem 25 % za účelem prodloužení trajektorie chladiva ve výměníku a tím zvýšení

efektivity přenosu tepla. Přepážky jsou orientovány vertikálně dle doporučení [20] pro svazkové kondenzátory, čímž je zajištěno rovnoměrnější proudění na straně chladiva.

V druhé variantě byl navržen deskový kondenzátor s protiproudým uspořádáním a s deskami z austenitické nerezové oceli AISI 316. Z tohoto materiálu jsou vyrobeny také příruby a čelní desky kondenzátoru. Desky výměníku jsou k sobě připájené, materiálem pro pájení je měď. Tento typ výměníku je běžnou variantou pro konstrukci kondenzátorů pro tepelná čerpadla. Pájená konstrukce výměníku byla zvolena z důvodu požadavku na hermetičnost chladivového okruhu a zároveň z důvodu vysokých provozních tlaků. Z tohoto důvodu byla také zvolena větší tloušťka desky, konkrétně 1 mm. Za účelem minimalizace tlakových ztrát, jež jsou v deskových výměnících obecně výrazně vyšší než ve svazkových, byl navržen úhel prolisu desek 30 °. Bylo navrženo celkem 13 ks efektivních desek se 2ks čelních desek, celkem tedy 15 ks desek.

3.4.5 Vyhodnocení

Vzhledem k porovnání obou variant kondenzátoru pro tepelné čerpadlo je doporučena instalace deskového kondenzátoru především z důvodu větší efektivity přenosu tepla a díky tomu také výrazně větší kompaktnosti výměníku. Nevýhodou této varianty oproti svazkovému výměníku jsou vyšší tlakové ztráty, které snižují celkovou účinnost systému tepelného čerpadla. Vzhledem k vysokému provoznímu tlaku na straně chladiva ovšem tlaková ztráta deskového výměníku činí pouze 0,017 % provozního tlaku, což lze považovat za přijatelné z hlediska provozu tepelného čerpadla.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo zpracování rešerše tepelných čerpadel a teplotních médií s důrazem na použité výměníky, návrh variant výměníku tepla pro tepelné čerpadlo a závěrečné zhodnocení s výběrem nejvhodnější varianty.

V první kapitole je provedeno rozdělení tepelných čerpadel, popis jejich konstrukce, principu a hlavních komponent. Dále jsou zde popsána teplotní média používaná v obězích tepelných čerpadel, jejich klíčové vlastnosti a požadavky na teplotní média jak z hlediska efektivnosti tepelných čerpadel, tak z hlediska ochrany životního prostředí a s tím spojenou legislativou.

V druhé kapitole je provedena detailnější rešerše výměníků používaných v konstrukcích tepelného čerpadla, tedy svazkových, deskových a lamelových výměníků tepla. Byl proveden popis konstrukce jednotlivých výměníků, jejich výhody, omezení a konkrétní příklady jejich použití v konstrukcích tepelných čerpadel.

V třetí kapitole byl proveden návrh dvou variant kondenzátoru pro tepelné čerpadlo země–voda o tepelném výkonu 10,36 kW pracující s chladivem R410a. Nejprve byl navržen pracovní cyklus tepelného čerpadla pro podmínky B0/W35 dle normy ČSN EN 14511-1. Označení B0 značí teplotu nemrznoucí směsi ze zemního kolektoru 0 °C, označení W35 značí teplotu vody v topném systému 35 °C. Pro návrh výměníků byl zvolen teplotní spád na straně topné soustavy 5 °C. Na základě navrženého oběhu tepelného čerpadla byly následně určeny vstupní parametry pro návrh výměníku. Do výměníku vstupuje chladivo o teplotě 70 °C a tlaku 3,067 MPa ve stavu přehřáté páry. Hmotnostní průtok chladiva ve výměníku je 0,06066 kg/s. Na výstupu z výměníku je chladivo v kapalném skupenství o teplotě 50 °C. Kondenzace ve výměníku je považována za izobarický děj. Na straně vody je na vstupu do výměníku přiváděno 0,4959 kg/s vody z topné soustavy o teplotě 30 °C, voda je ve výměníku ohřívána na 35 °C. Oba výměníky jsou z důvodu znalosti teplot na vstupu i výstupu na obou stranách teplotního média navrženy metodou LMTD, tedy výpočtem pomocí logaritmického teplotního spádu. Jelikož jsou oba výměníky navrženy jako čistě protiproudé, byl vypočten logaritmický teplotní spád pro oba výměníky – $\Delta t_{ln} = 26,8$ °C. Termofyzikální vlastnosti teplotních médií pro dané podmínky byly převzaty z databáze softwaru EES, ve kterém byly provedeny veškeré výpočty při návrhu výměníků.

Jako první byl navržen svazkový výměník s rovnými trubkami, přičemž nejprve byla vypočítána geometrie svazku trubek, pláště a přepážek. Následně byly vypočítány součinitele přestupu tepla na obou stranách teplotních médií a celkový součinitel prostupu tepla výměníku. Na základě vypočtených hodnot byla dále určena potřebná teplosměnná plocha výměníku, bylo provedeno její předimenzování o 10 % za účelem zajištění bezproblémového chodu výměníku a následně byla vypočtena délka svazku trubek, která po předimenzování činí 551,4 mm. Poté byl proveden výpočet tlakových ztrát výměníku. Celkové tlakové ztráty výměníku jsou velice nízké a jejich hodnoty by bylo vhodné ověřit i jinou metodou výpočtu.

Druhou variantou je návrh pájeného deskového výměníku. Nerozebíratelná konstrukce výměníku byla zvolena z důvodu požadavku na hermetičnost chladivového okruhu a vysokým provozním tlakům tepelného čerpadla. Nejprve je navržena geometrie desek a následují výpočty součinitelů přestupu a prostupu tepla. Na základě vypočítaných hodnot je následně určena potřebná teplosměnná plocha výměníku a celkový počet desek, jenž činí 15 ks při započítání čelních desek, které se neúčastní přenosu tepla. Zaokrouhlením potřebného počtu efektivních desek na vyšší celé číslo došlo k předimenzování teplosměnné plochy výměníku o 8,1 %, čímž je zajištěn bezproblémový chod výměníku. Dále jsou opět vypočítány tlakové ztráty výměníku na obou stranách teplotních médií.

Při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně chladiva u obou výměníků bylo třeba zohlednit kondenzaci chladiva, která má negativní vliv na výslednou hodnotu součinitele.

Výpočet byl z tohoto důvodu proveden dle Nusseltova integrálního přístupu k filmové kondenzaci.

Závěrem je provedeno porovnání navržených variant kondenzátoru z hlediska velikosti, tlakových ztrát, efektivity přenosu tepla a celkového designu výměníku. Na základě závěrečného porovnání variant je doporučena varianta deskového výměníku. Hlavním důvodem je výrazně vyšší efektivita přenosu tepla a s tím spojená celková velikost výměníku. Zároveň je předpokládáno, že tato varianta je výhodnější z hlediska investičních nákladů. Deskové výměníky jsou obecně levnější variantou, tato práce se ovšem nezabývá ekonomickým zhodnocením a reálné investiční náklady nebyly vyčísleny. Při závěrečném doporučení z tohoto důvodu nebyl na ekonomiku brán zřetel. Jedinou nevýhodou deskového výměníku oproti svazkovému jsou vyšší tlakové ztráty, které mají negativní vliv na celkovou účinnost tepelného čerpadla. V porovnání s provozním tlakem tepelného čerpadla ovšem tlaková ztráta činí pouze 0,017 % a lze ji tedy považovat za přijatelnou.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [2] ŽERAVÍK, Antonín. Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]. Přerov: Antonín Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-X.
- [3] KUČHYNKA, Lubomír. AC Heating: Faktory ovlivňující účinnost tepelných čerpadel. Online. TZBinfo. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-faktory-ovlivnujici-ucinnost-tepelnych-cerpadel>. [cit. 2024-01-29].
- [4] POSPÍŠIL, Jiří. Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení. Online. TZBinfo. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>. [cit. 2024-01-29].
- [5] Tepelná čerpadla vzduch-vzduch. Online. IVT Tepelná čerpadla. Dostupné z: <https://www.cerpadla-ivt.cz/cz/tepelna-cerpadla-vzduch-vzduch>. [cit. 2024-01-30].
- [6] Tepelné čerpadlo vzduch voda. Online. Kodek. Dostupné z: <http://www.kodek.cz/kategorie/vzduch-voda.aspx>. [cit. 2024-01-30].
- [7] DRÍMAL, Petr. Tepelná čerpadla, geotermální energie. Online. 2016. ISBN 978-80-88058-03-8. Dostupné z: <https://publi.cz/books/93/02.html>. [cit. 2024-01-30].
- [8] Tepelné čerpadlo voda voda. Online. Kodek. Dostupné z: <http://www.kodek.cz/kategorie/voda-voda.aspx>. [cit. 2024-01-30].
- [9] TEPELNÁ ČERPADLA ZEMĚ - VODA. Online. KVB Energy. Dostupné z: <https://kvb-uspora-energie.cz/domacnosti/tepelna-cerpadla/zeme-voda/>. [cit. 2024-01-30].
- [10] KRAINER, Robert a DUDA, Jiří. Chladiva používaná v tepelných čerpadlech. Online. TZBinfo. 2015, 2022. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/12647-chladiva-pouzivana-v-tepelnych-cerpadlech>. [cit. 2024-01-31].
- [11] BRÁZDILOVÁ, Jana. Chladiva - Změny v legislativě od 1. 1. 2020. Online. Verkon. 2019. Dostupné z: <https://www.verkon.cz/blog/chladiva-zmeny-v-legislative-od-1-1-2020/>. [cit. 2024-01-31].
- [12] Tabulka vybraných chladiv. KaS [online]. Pardubice [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: https://www.kas.cz/assets/files/tabulka_chladiv.pdf
- [13] Effects of refrigerant properties on refrigerant performance comparison. Online. roč. 2012, č. 2. ISSN 2248-9622. [cit. 2024-05-23].
- [14] BROŽ, Jiří a kolektiv, Chladicí a klimatizační technika. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012.
- [15] DAVID, Petr. Kompresory pro tepelná čerpadla. Online. TZBinfo. 2015. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>. [cit. 2024-01-31].
- [16] MATUŠKA, Tomáš. Základy tepelných čerpadel. Online. Dostupné z: https://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/02/AZE-P5-tepelna_cerpadla_zaklady.pdf. [cit. 2024-01-31].
- [17] YAN, Gang; JIA, Qinglei a BAI, Tao. Experimental investigation on vapor injection heat pump with a newly designed twin rotary variable speed compressor for cold regions. Online. International Journal of Refrigeration. 2016, roč. 2016, č. 62, s. 232-241. ISSN 0140-7007. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700715003199?via%3Dihub#section-cited-by>. [cit. 2024-01-31].
- [18] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání čtvrté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2022. ISBN 978-80-214-6093-5.

- [19] BROGAN, R.J. SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS. Online. In: Thermopedia. Dostupné z: <https://www.thermopedia.com/pt/content/1121/>. [cit. 2024-02-22].
- [20] KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. Mechanical engineering. New York: Marcel Dekker, [2000]. ISBN 08-247-9787-6.
- [21] Princip a výkon tepelných výměníků. Online. In: Výměníky tepla Ostrava. Dostupné z: <https://www.vymeniky-tepla.cz/princip/>. [cit. 2024-02-28].
- [22] Plate and channel technologies. Online. In: ALFA LAVAL. Gasketed plate heat exchangers. Dostupné z: <https://www.alfalaval.us/microsites/gasketed-plate-heat-exchangers/tools/plate-types/>. [cit. 2024-02-28].
- [23] Heat transfer library. Online. In: F-Chart Software. Dostupné z: https://fchart.com/ees/heat_transfer_library/compact_hx/hs100.htm. [cit. 2024-02-28].
- [24] Proč věnovat pozornost udržování správného tlaku v otopné soustavě. Online. TZBinfo. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/20710-proc-venovat-pozornost-udrzovani-spravneho-tlaku-v-otopne-soustave>. [cit. 2024-05-14].
- [25] KAKAÇ, S.; LIU, Hongtan a PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. Online. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, c2012. ISBN 978-1-4398-4990-3. [cit. 2024-05-15].
- [26] BALÁŠ, Marek. Přednášky z předmětu LVT. VUT, Brno, 2022.
- [27] UNVERDI, Murat a ISLAMOGLU, Yasar. Characteristics of heat transfer and pressure drop in a chevron-type plate heat exchanger with Al₂O₃/water nanofluids. Online. In: Thermal Science. 2017, s. 2379-2391. ISSN 0354-9836. Dostupné z: <https://doi.org/10.2298/TSCI151110097U>. [cit. 2024-05-19].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Index	Popis	
ch	Chladivo	
v	Voda	
s	Strana pláště (svazkový výměník)	
t	Strana trubek (svazkový výměník)	
w	Stěna trubek/desky	
1	Strana vody (deskový výměník)	
2	Strana chladiva (deskový výměník)	

Symbol	Veličina	Jednotka
A_t	Průtočný průřez trubek	m^2
b	Hloubka prolisu	m
B_c	Výřez segmentových přepážek svazkového výměníku	$\%$
C_{bh}	Parametr	-
C_{bp}	Konstanta	-
CL	Parametr	-
COP	Topný faktor tepelného čerpadla	-
c_p	Měrná tepelná kapacita	$J/(kg \cdot K)$
CTP	Parametr	-
Cu	Měď	-
d_2	Vnější průměr trubek	m
D_{ctl}	Průměr kružnice středů trubek na okraji svazku	m
D_e	Ekvivalentní průměr	m
D_h	Hydraulický průměr	m
D_{otl}	Průměr svazku trubek	m
D_p	Průměr vstupních a výstupních hrdel	m
D_s	Průměr pláště	m
D_w	Ekvivalentní hydraulický průměr v prostoru nad přepážkami	m
F	Korekční faktor	-
f	Součinitel tření	-
F_c	Podíl trubek svazku mezi hranami přepážek	-
F_{sbp}	Poměr plochy mezi pláštěm a svazkem trubek a průtočným průřezem na straně pláště	-
F_w	Podíl trubek svazku v prostoru výřezu přepážky	-
g	Gravitační zrychlení	m/s^2
G	Hmotnostní tok média vzhledem k ploše	$kg/(m^2 \cdot s)$
G_w	Hmotnostní tok nad přepážkami vzhledem k ploše	$kg/(m^2 \cdot s)$

GWP	Koeficient vlivu na globální oteplování	-
h	Měrná entalpie	J/kg
H_2O	Voda	-
h_{in}	Měrná entalpie na vstupu do výměníku	J/kg
h_{out}	Měrná entalpie na výstupu z výměníku	J/kg
J_b	Korekční faktor zohledňující obtokové proudy mezi pláštěm a svazkem trubek	-
J_c	Korekční faktor zohledňující vliv přepážek na proudění média	-
J_l	Korekční faktor zohledňující netěsnosti mezi přepážkami a svazkem trubek nebo pláštěm	-
J_r	Korekční faktor zohledňující zvýšení gradientu teploty při laminárním proudění	-
J_s	Korekční faktor zohledňující rozdílnou rozteč přepážek na vstupu a výstupu výměníku	-
k	Součinitel prostupu tepla	W/(m ² *K)
k_0	Odhadovaný součinitel prostupu tepla	W/(m ² *K)
K_c	Koeficient zohledňující zúžení trubek	-
K_e	Koeficient zohledňující rozšíření trubek	-
K_p	Konstanta	-
L_{bb}	Mezera mezi pláštěm a svazkem trubek	m
L_{bc}	Skutečná rozteč přepážek	m
L_{bc}'	Zvolená rozteč přepážek	m
L_{bi}	Délka neopřepážkovaných prostor na vstupu do výměníku	m
L_{bo}	Délka neopřepážkovaných prostor na výstupu z výměníku	m
L_c	Délka teplosměnné plochy v podélném směru	m
L_h	Horizontální rozteč vstupních a výstupních otvorů	m
$LiBr$	Bromid lithný	-
L_p	Vertikální rozteč vnitřních okrajů vstupních a výstupních otvorů	m
L_{pn}	Vertikální rozteč trubek	m
L_{pp}	Horizontální rozteč trubek	m
L_{sb}	Vůle mezi vnitřním průměrem pláště a vnějším průměrem přepážek	m
L_t	Odhadovaná délka trubek	m
L_{ta}	Skutečná délka svazku trubek	m
L_{tb}	Vůle mezi vnějším průměrem trubky a vnitřním průměrem přepážky	m
L_{to}	Celková délka svazku trubek s trubkovnicemi	m
L_{tp}	Příčná rozteč trubek	m
$L_{tp,eff}$	Efektivní příčná rozteč trubek	m
L_{ts}	Tloušťka trubkovnice	m
L_v	Vertikální rozteč vstupních a výstupních otvorů	m
L_w	Horizontální rozteč vnějších okrajů vstupních a výstupních otvorů	m

\dot{m}	Hmotnostní průtok	kg/s
m	Konstanta	-
N_b	Počet přepážek	-
N_c	Počet překřížení řad při průchodu chladiva výměníkem	-
N_d	Celkový počet desek	-
N_e	Počet efektivních desek	-
N_e	Počet efektivních desek výměníku	-
N_k	Celkový počet kanálů výměníku	-
N_o	Počet vstupních a výstupních otvorů desky	-
N_p	Počet chodů v kanále desky	-
N_s	Počet dílčích proudů v kanále desky	-
N_{ss}	Počet těsnících pásků	-
N_t	Počet trubek ve výměníku	-
N_{tc}	Počet řad trubek ve svazku	-
N_{tcc}	Efektivní počet řad trubek mezi konci přepážek	-
N_{tcw}	Efektivní počet řad trubek v prostoru nad přepážkami	-
N_{tw}	Počet trubek v prostoru nad přepážkami	-
Nu	Nusseltovo číslo	-
ODP	Koeficient potenciálu poškození ozonové vrstvy	-
p	Tlak	Pa
P	Výkon	W
p_d	Rozteč desek	m
Pr	Prandtlovo číslo	-
PR	Parametr	-
P_s	Charakteristický rozměr	m
\dot{Q}	Tepelný výkon	W
\dot{q}	Měrné teplo	J/kg
\dot{Q}_{dim}	Předimenzovaný výkon výměníku	W
R_b	Korekční faktor zohledňující obtokové proudy svazku trubek	-
Re	Reynoldsovo číslo	-
R_f	Odpor proti prostupu tepla zanášením	(m ² *K)/W
r_i	Vnitřní poloměr trubky	m
R_l	Korekční faktor zohledňující netěsnosti mezi přepážkami a svazkem trubek nebo pláštěm	-
r_{LG}	Množství vzniklého kondenzátu	m ² /(kg*s)
r_{lm}	Korelační parametr	-
r_o	Vnější poloměr trubky	m
r_s	Korelační parametr	-
R_s	Korekční faktor zohledňující neopřepážkované prostory	-
r_{ss}	Parametr udávající poměr mezi počtem těsnících pásků a efektivním počtem řad mezi konci přepážek	-

S_0	Odhadovaná velikost teplosměnné plochy	m^2
S_b	Plocha mezi pláštěm a svazkem trubek	m^2
S_e	Efektivní plocha jedné desky	m^2
S_m	Průtočný průřez pláště	m^2
S_p	Potřebná teplosměnná plocha výměníku	m^2
$S_{p,dim}$	Předimenzovaná teplosměnná plocha výměníku	m^2
S_{sb}	Plocha mezi přepážkou a pláštěm	m^2
S_{skut}	Skutečná velikost teplosměnné plochy	m^2
S_{tb}	Plocha mezi přepážkou a trubkou	m^2
S_w	Průtočná plocha chladiva v prostorech nad přepážkami	m^2
S_{wg}	Celková průtočná plocha nad přepážkami	m^2
S_{wt}	Plocha trubek zaujímajících průtočnou plochu nad přepážkami	m^2
T	Teplota	$^{\circ}C$
t	Tloušťka stěny	m
TC	Tepelné čerpadlo	-
t_s	Střední teplota ve výměníku	$^{\circ}C$
t_{sat}	Kondenzační teplota	$^{\circ}C$
t_w	Teplota stěny	$^{\circ}C$
U_m	Množství proudícího média na plochu	$kg/(m^2*s)$
x	Suchost páry	-
β	Úhel prolisu	$^{\circ}$
θ_{ctl}	Úhel, pod kterým přepážka protíná kružnici procházející středy trubek na obvodu svazku	$^{\circ}$
θ_{ds}	Úhel výřezu přepážky	$^{\circ}$
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$W/(m*K)$
μ	Dynamická viskozita	$Pa*s$
ν	Kinematická viskozita	m^2/s
ρ	Hustota	kg/m^3
Φ	Součinitel rozšíření plochy	-
α	Součinitel přestupu tepla	$W/(m^2*K)$
$\alpha_{s,i}$	Ideální součinitel přestupu tepla na straně pláště	$W/(m^2*K)$
$\alpha_{s,i,0}$	Ideální součinitel přestupu tepla pro horní trubku ve svazku	$W/(m^2*K)$
Δp	Celková tlaková ztráta výměníku	Pa
$\Delta p_{b,i}$	Ideální tlaková ztráta na straně pláště	Pa
Δp_c	Tlaková ztráta mezi přepážkami	Pa
Δp_c	Tlaková ztráta při průchodu kanálem	Pa
Δp_e	Tlaková ztráta na vstupu a výstupu výměníku	Pa
Δp_m	Tlaková ztráta na vstupu a výstupu výměníku	Pa
Δp_w	Tlaková ztráta nad přepážkami	Pa
$\Delta \mathcal{L}_ln$	Logaritmický teplotní spád	$^{\circ}C$

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 – Schéma a p-h diagram oběhu TČ [3]	12
Obr. 1.2 – Schéma absorpčního TČ [4].	13
Obr. 1.3 – Schéma TČ vzduch-voda v provedení split [6].....	14
Obr. 1.4 – Závislost spotřeby tepla a tepla dodaného TČ na venkovní teplotě [7].	15
Obr. 1.5 – Schéma TČ voda-voda [8].	15
Obr. 1.6 – Schéma TČ země-voda s plošnými kolektory [9].....	16
Obr. 1.7 - Schéma TČ země-voda s vertikálními kolektory [9].....	17
Obr. 1.8 – Schéma scroll kompresoru [16].	20
Obr. 1.9 – Dvojitý rotační kompresor [17].	21
Obr. 1.10 – Termostatický expanzní ventil [7].	22
Obr. 2.1 – Svazkový výměník s U-trubkami a segmentovými přepážkami [18].	23
Obr. 2.2 – Rozdělení svazkových výměníků dle TEMA [19].....	24
Obr. 2.3 – Konstrukce deskového výměníku [21].	25
Obr. 2.4 – Uspořádání kanálů deskových výměníků [22].....	26
Obr. 2.5 – Lamelový výměník se společným žebrem [23].	28
Obr. 3.1 – Navržený cyklus tepelného čerpadla	29
Obr. 3.2 – Vystřídané uspořádání trubek s úhlem 30 ° [20]	31
Obr. 3.3 – Geometrie pláště, svazku trubek a přepážek [20]	33
Obr. 3.4 – Rozměry desky výměníku [26].....	44

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 V současnosti používaná chladiva HFC [12].	18
Tab. 1.2 V současnosti používaná chladiva HC [12].	19
Tab. 3.1 - Vstupní parametry pro návrh výměníku	30
Tab. 3.2 – Termofyzikální vlastnosti kondenzačního filmu a chladiva na výstupu ze svazkového kondenzátoru	36
Tab. 3.3 – Průměrné hodnoty termofyzikálních veličin chladiva.....	40
Tab. 3.4 – Rozměry navržené desky pro deskový výměník.....	43
Tab. 3.5 – Termofyzikální vlastnosti kondenzačního filmu a chladiva na výstupu z deskového kondenzátoru	46
Tab. 3.6 – Průměrné hodnoty termofyzikálních veličin chladiva.....	49
Tab. 3.7 – Porovnání velikosti výměníků.....	50
Tab. 3.8 – Porovnání tlakových ztrát výměníku.....	50
Tab. 3.9 – Porovnání součinitelů přestupu a prostupu tepla výměníků.....	51