



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ POVRCHOVÉ VODY JAKO NÍZKOTEPLTNÍHO ZDROJE PRO TEPELNÁ ČERPADLA

USE OF SURFACE WATER AS A LOW-TEMPERATURE SOURCE FOR HEAT PUMPS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Alexandr Jordanov

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Alexandr Jordanov
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Využití povrchové vody jako nízkoteplotního zdroje pro tepelná čerpadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se věnuje problematice praktického využití tepla povrchové vody jako nízkoteplotního zdroje tepelných čerpadel. Zvažované realizace uvažují centrální rozvod říční vody v rámci obytného sídelního celku. V rámci řešení budou zváženy přednosti jednotlivých koncepcí využití povrchové vody pro centrální TČ. Pro zvolenou variantu bude rozpracován dílčí návrh a provedeno technicko–ekonomické posouzení zvoleného řešení.

Cíle diplomové práce:

1. Rešeršním způsobem zpracovat představení problematiky využití tepla povrchových vod pro TČ, včetně ukázky realizovaných pilotních projektů.
2. Uvést přehled tepelných čerpadel vhodných pro využití tepla povrchových vod.
3. Pro zadané parametry realizovat vlastní návrh systému s TČ napojeným na povrchovou vodu.
4. Technicko–ekonomické posouzení navrženého systému.

Seznam doporučené literatury:

JÍCHA, Miroslav. Přenos tepla a látky. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s., ISBN 978-80-214-4300-6.

SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. Tepelná čerpadla. Praha: EkoWATT, 2009, 71 s. : il., mapy. ISBN 978-80-87333-02-0.

HEROLD, K. E, Reinhard RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. Absorption chillers and heat pumps. Boca Raton: CRC Press, 1996, 329 s. : il. ISBN 0-8493-9427-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

V první části této diplomové práce je řešeno povrchových vod, chladiv a tepelných čerpadel, včetně jejich vnitřních komponentů.

Druhá část se zabývá výpočtem tepelného výměníku voda – nemrznoucí kapalina, který odebírá teplo z řeky a dodává ho do tepelného čerpadla voda – voda.

Klíčová slova

povrchové vody, chladivo, tepelné čerpadlo, tepelný výměník

ABSTRACT

First part of my diploma thesis contains research of ground water, refrigerants and heat pump including its inner components.

Second part contains calculation of heat exchanger water – antifreeze, which use heat from a river and it will be used for input to heat pump water – water.

Key words

surface water, refrigerant, heat pump, heat exchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JORDANOV, Alexandr. *Využití povrchové vody jako nízkoteplotního zdroje pro tepelná čerpadla*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149642>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Pospíšil.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Využití povrchové vody jako nízkoteplotního zdroje pro tepelná čerpadla** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při konzultacích. Dále děkuji rodině za neutuchající podporu při vzdělávání.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Využití tepla povrchových vod pro tepelná čerpadla	12
1.1 Přenos tepla.....	12
1.1.1 Vedení tepla.....	12
1.1.2 Konvekce.....	12
1.1.3 Záření	12
1.2 Tepelná čerpadla	13
1.3 Povrchové vody	14
1.3.1 Prameny.....	14
1.3.2 Říční toky	15
1.3.3 Vodonosná vrstva.....	15
1.3.4 Důlní voda.....	15
1.3.5 Mořská voda.....	15
1.4 Tepelné čerpadlo a povrchové vody	16
1.4.1 Jezírkové rohože.....	16
1.4.2 Kolektory s otevřenou smyčkou.....	16
1.4.3 Srovnání systémů s otevřenou a uzavřenou smyčkou.....	17
1.5 Výhody a nevýhody tepelných čerpadel s použitím vody jako zdroje tepla ..	17
1.6 Pilotní projekty	17
1.6.1 Castle Park Water Source Heat Pump Project	17
1.6.2 Chlazení mléka s rekuperací tepla.....	18
1.6.3 Sheeplands.....	18
1.6.4 Využití odpadního tepla v saunových světech	19
2 Přehled tepelných čerpadel pro využití tepla povrchových vod.....	20
2.1 Chladiva	20
2.1.1 Značení chladiv	21
2.1.2 Syntetická chladiva	21
2.1.3 Přírodní chladiva	22
2.1.4 Historie využívání chladiv	22
2.1.5 Parametry charakterizující chladiva	23
2.2 Tepelné oběhy.....	24
2.2.1 Rankin-Clausiův oběh.....	24
2.2.2 Jednostupňové chladicí zařízení.....	25
2.2.3 Základní výpočtové vztahy pro Rankin-Clausiův cyklus	25
2.2.4 Odchylky od teoretického oběhu.....	26
2.3 Princip absorpčního tepelného čerpadla	27
2.4 Princip kompresorového tepelného čerpadla a kompresory	28
2.4.1 Základní rozdělení kompresorů.....	28
2.4.2 Chladivové kompresory	29
2.4.3 Spirálové kompresory	29

2.5	Výměníky tepla	31
2.5.1	Základní rozdělení výměníků	31
2.5.2	Deskové výměníky	32
2.5.3	Trubkové výměníky	33
2.6	Expanzní ventily	33
2.6.1	Kapilára	33
2.6.2	Termostatický expanzní ventil	34
2.6.3	Další druhy expanzních ventilů	34
2.7	Pomocné aparáty	34
2.7.1	Sběrače chladiva	34
2.7.2	Filtry	35
2.7.3	Průhledítka	35
2.7.4	Pojišťovací ventil	35
2.8	Odstraňování vlhkosti z okruhu chladiva	36
2.8.1	Dehydrátory	36
2.8.2	Filtrdehydrátory	36
2.9	Tepelná izolace	37
2.9.1	Stanovení tloušťky izolace	37
2.9.2	Izolační materiály	37
2.9.3	Syntetický kaučuk	38
3	Realizace systému s tepelným čerpadlem napojeného na povrchovou vodu	39
3.1	Zadání	39
3.2	Tepelný výpočet	40
3.2.1	Varianta A	40
3.2.2	Varianta B	44
3.2.3	Varianta C	46
3.2.4	Varianta D	50
4	Technicko-ekonomické posouzení návrhu	54
4.1	Materiály	54
4.2	Ekonomické náklady	54
4.3	Ekologické posouzení	56
	ZÁVĚR	57
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	58
	SEZNAM OBRÁZKŮ	61
	SEZNAM TABULEK	62

ÚVOD

Tepelná čerpadla jsou jedním z alternativních zdrojů decentralizovaného vytápění a v poslední době velmi oblíbenými nejen v rodinných domech, kde nahrazují plynové kotle. Jejich výhodou je vysoká účinnost, minimální vliv na životní prostředí a jejich provoz je z dlouhodobého hlediska ekonomicky výhodný. Existuje několik typů tepelných čerpadel, tato práce se však zabývá pouze tepelnými čerpadly voda – voda. Odebírání tepla z vody však není v České republice příliš rozšířené.

Rešeršní část této práce se zabývá využitím povrchových vod pro tepelné čerpadlo voda-voda a technickým základům pro tato tepelná čerpadla. Dále jsou uvedeny pilotní projekty, které tento typ tepelných čerpadel využívají. V další části práce jsou rozebrány jednotlivé komponenty tepelných čerpadel s absorpčním i kompresorovým chladivovým okruhem.

Hlavním cílem této práce je navrhnout tepelný výměník voda – chladicí kapalina pro tepelné čerpadlo voda-voda s výkonem 300 kW, které bude odebírat teplo z řeky.

Výstupem této diplomové práce jsou pak ekonomické náklady takového řešení, které jsou uvedeny v poslední kapitole.

1 Využití tepla povrchových vod pro tepelná čerpadla

1.1 Přenos tepla

Přenos tepla určuje, jak lze přenést požadované množství tepla do nebo ze soustavy. Předpokládá se, že soustava je v tepelné rovnováze se svým okolím. Pro přenos tepla musí existovat teplotní gradient nebo rozdíl teplot, aby k němu docházelo. Přenos tepla lze provádět třemi způsoby – vedení tepla, konvekce a záření. [2]

1.1.1 Vedení tepla

Vedení tepla (cizím slovem kondukce) je jeden ze způsobů šíření tepla v tělesech, při kterém přenos energie probíhá od více energetických k méně energetickým částicím. Částice se přitom nepřemísťují, ale pouze kmitají kolem svých rovnovážných poloh. Pokud je v látce teplotní spád, pak se přenos tepla uskutečňuje ve směru klesající teploty.

Pro popis se využívá Fourierův zákon pro vedení tepla. [2]

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad [W \cdot m^{-2}]$$

kde: \dot{q} ... hustota tepelného toku
 λ ... tepelná vodivost [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
 $\frac{dT}{dx}$... teplotní spád (gradient) [$K \cdot m^{-1}$]

1.1.2 Konvekce

Při přenosu tepla konvekcí (nebo také konvektivní přenos tepla, nebo přenos tepla prouděním), dochází k proudění hmoty o různé teplotě. Konvekce není možná u pevných látek, uplatňuje se pouze u tekutin.

Konvekce se skládá ze dvou mechanismů:

- kondukce – difuzní pohyb molekul
- advekce – makroskopický (objemový) pohyb tekutiny

Konvekce je definována vztahem, který je označován jako Newtonův ochlazovací zákon. [2]

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad [W \cdot m^{-2}]$$

kde: \dot{q} ... hustota tepelného toku
 T_w ... teplota povrchu tělesa [K]
 T_∞ ... teplota přitékající tekutiny [K]

1.1.3 Záření

Někdy uváděné také jako radiace. Pevné látky, kapaliny a některé plyny (zejména vodní pára a uhlovodíky) emitují tepelnou energii jako výsledek skutečnosti, že mají svou teplotu vyšší než 0 K. Zatímco přenos tepla vedením a konvekcí vyžaduje přítomnost hmotné látky, záření je proces, který může probíhat i v absolutním vakuu. Ideální tepelný zářič, kterému říkáme černé těleso, emituje tepelné záření v množství, které je úměrné čtvrté mocnině absolutní teploty povrchu podle Stefan – Boltzmannova zákona. [2]

$$E_0 = \sigma \cdot T^4 \quad [W \cdot m^{-2}]$$

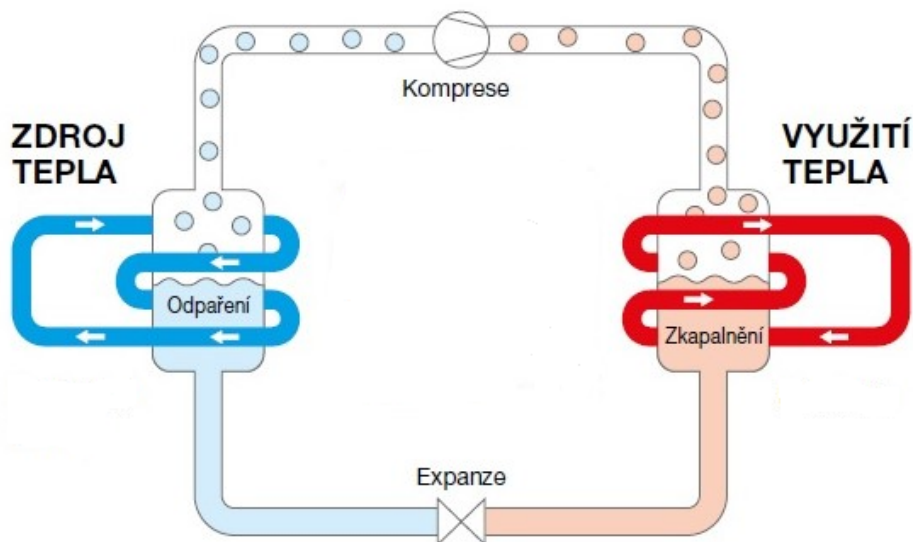
kde: E_0 ... zářivost černého tělesa
 σ ... Stefan – Boltzmannova konstanta [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]
 T ... teplota tělesa [K]

1.2 Tepelná čerpadla

Tepelná čerpadla jsou cyklicky pracující tepelný stroj, kde změnou tlaku média řídíme jeho kondenzaci a odpařování. Celý tento proces probíhá v uzavřeném okruhu a všechny děje se pravidelně opakují. Teplonosné médium (látka, kterou necháváme odpařovat) proudí v kapalném skupenství ke zdroji tepla (podzemní voda, vzduch, země). [1]

V místě, kde chceme získat teplo, snížíme tlak média (pomocí expanzního ventilu). Pokles tlaku způsobí, že teplota vypařování média klesne pod teplotu zdroje energie a médium se vypaří. Během vypařování médium odebírá teplo z okolí a akumuluje jej v sobě. Následně je médium v plynném stavu i s naakumulovanou energií vedeno k místu, kde tuto energii chceme zužitkovat (například k akumulárnímu zásobníku vody). V daném místě následně zvýšíme tlak (pomocí kompresoru).

Zvýšení tlaku způsobí, že teplota kondenzace média vzroste nad teplotu v zásobníku vody a médium začne kondenzovat. Při kondenzaci je teplo, které se v médiu naakumulovalo při vypaření, předáno do vody v zásobníku. Odevzdané teplo způsobí nárůst teploty okolí a ohřátí vody, kterou následně můžeme použít na vytápění a další účely v domácnosti. Po kondenzaci a předání tepla se médium opět dostane do výchozího stavu a tento cyklus se znovu opakuje. [1]



Obr. 1 Princip tepelného čerpadla [5]

K posouzení hospodárnosti poháněných tepelných strojů slouží obrácený Carnotův cyklus (viz obrázek 2). Teplo je zde přiváděné při izotermických dějích, ale přívod tepla se děje při nižší teplotě T_C a odvod při vyšší teplotě T_H . Účinnost chladicího zařízení se posuzuje pomocí chladicího faktoru ε_C , někdy uváděného také jako COP_C (angl. Coefficient Of Performance). Je to poměr tepla vyrobeného v kondenzátoru ku práci dodané do kompresoru. [2]

$$\varepsilon_c = COP_C = \frac{Q_c}{|A_0|} = \frac{Q_c}{|Q_H| - Q_c} [-]$$

Pro Carnotův cyklus platí:

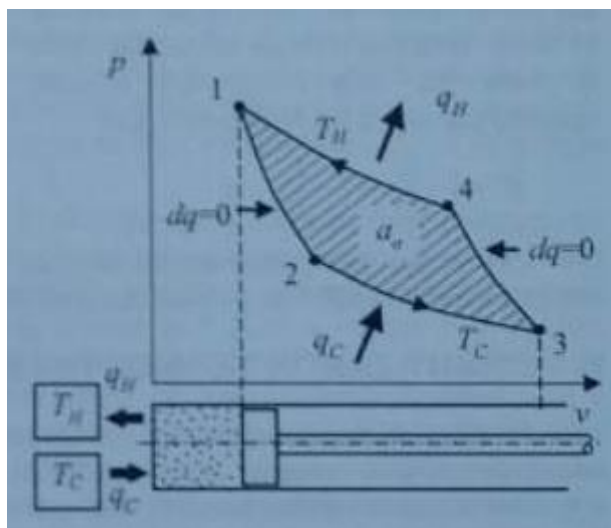
$$\varepsilon_c = COP_C = \frac{T_C}{T_H - T_C} [-]$$

U tepelných čerpadel je cílem získat teplo Q_H o vyšší teplotě T_H . Pro dosažení tohoto cíle musíme cyklu dodat práci cyklu A_0 a teplo Q_c při nižší teplotě T_C , získané často bez vysokých nákladů. Účinnost provozu tepelných čerpadel se posuzuje pomocí topného faktoru ε_H (nebo COP_H), který je vždy větší než jedna. [2]

$$\varepsilon_H = COP_H = \frac{|Q_H|}{|A_0|} = \frac{|Q_H|}{|Q_H| - Q_c} [-]$$

Pro Carnotův cyklus platí:

$$\varepsilon_H = COP_H = \frac{T_H}{T_H - T_C} [-]$$



Obr. 2 Obrácený Carnotův cyklus s jedním kilogramem plynu v p-v diagramu [2]

Další způsob, jak určit účinnost tepelného čerpadla, je sezónní topný faktor COP (SCOP). Vyjadřuje průměrnou účinnost během celé topné sezóny (nikoli jen v ideálních podmínkách). Protože se pro výpočet SCOP berou v úvahu reálné klimatické podmínky a spotřeba, je to daleko přesnější a realističtější číslo. [30]

1.3 Povrchové vody

1.3.1 Prameny

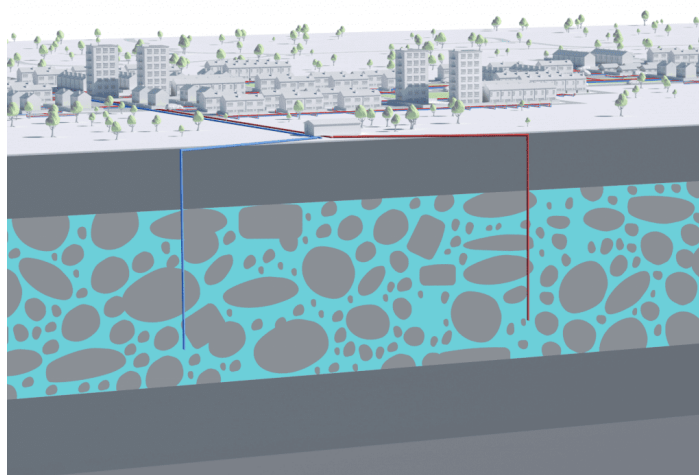
Průměrná roční teplota Země ve vyšší hloubce se pohybuje okolo 8 °C a v průběhu roku se nemění. Právě tepelná stabilita dělá z pramenů energeticky velmi výhodný zdroj. Nicméně vzdálenost objektu od pramene může hrát roli, co se týče použití energie vynaložené na přesunutí vody. Proto se prameny jako zdroj tepelné energie používají pouze v případech, pokud jsou blízko objektu, kam chceme tepelnou energii dodat. [3]

1.3.2 Říční toky

Řeka nebo malý vodní tok může být využit, nicméně je potřeba si dát pozor, protože teplota se během zimy může přiblížit bodu mrazu. Pro otevřený oběh vyžadují tepelná čerpadla vyšší teplotu než 5-8 °C (v závislosti na čerpadle). V chladnějších regionech tedy během zimy nemusí tepelné čerpadlo správně fungovat. [3]

1.3.3 Vodonosná vrstva

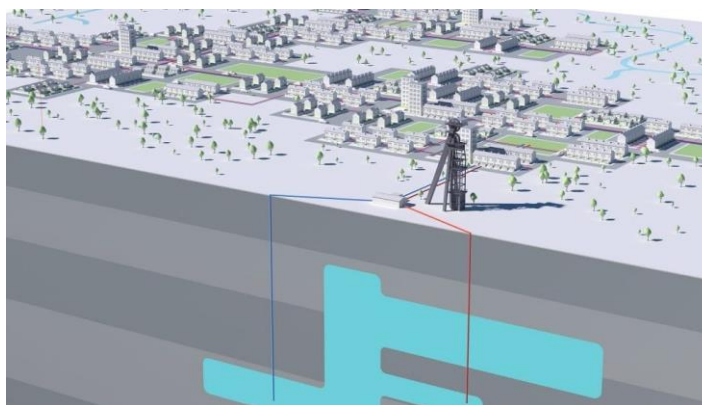
Vodnosná vrstva je geologický útvar s dostatkem propustného materiálu (písek a štěrk) pro ukládání podzemní vody. Představuje rozsáhlou zásobárnu vody, která se nachází pod zemí. [3, 4]



Obr. 3 Vodonosná vrstva [3]

1.3.4 Důlní voda

Důlní a zaplavené šachty zadržují velké množství tepla. Důlní voda je zdroj tepelné energie, který by se jinak nevyužil. Tepelné kolektory lze spustit do důlní vody a přeměnit tak odpadní teplo na užitečné vytápění a ohřev vody. [3]



Obr. 4 Schéma s důlními šachtami [3]

1.3.5 Mořská voda

Pro využití mořské vody lze využít systémy s otevřenou i uzavřenou smyčkou. Je potřeba si ale dát pozor na korozivní prostředí mořské vody, proto je vhodné použít dražší materiály na výměníky tepla (např. titan) nebo jezírkové rohože připevněné k molům nebo pontonům. [3]

1.4 Tepelné čerpadlo a povrchové vody

Existuje mnoho způsobů, jak sbírat tepelnou energii z vody. Jsou to například jezírkové rohože, vrty s otevřenou smyčkou nebo přímé trubkové kolektory. Všechny formy tepelných kolektorů jsou klasifikovány jako systémy s uzavřenou smyčkou nebo s otevřenou smyčkou. Systémy s uzavřenou smyčkou jsou utěsněné kolektory, kde přenosová kapalina cirkuluje potrubím v jedné souvislé smyčce, aniž by se dotýkala vody. Přenosová kapalina absorbuje a přenáší energii z vody do tepelného čerpadla. Systémy s otevřenou smyčkou využívají jako přenosovou kapalinu samotný zdroj vody. [3]

1.4.1 Jezírkové rohože

Typem uzavřeného systému jsou jezírkové rohože, odebírající teplo z vody pro stojaté vodní plochy nebo řeky – stočené trubky připevněné k nerezovým rámcům odolným proti korozi. Jsou zapuštěny na dno vodního zdroje nebo zajištěny pod plovoucím pontonem. Stejně jako u jakéhokoli systému s uzavřenou smyčkou, tepelné čerpadlo cirkuluje teplonosnou kapalinu skrz trubky rohoží, aby přitáhlo energii z okolí. Kapalina uvnitř trubek je směs bezpečného potravinářského glykolu a vody. Nikdy nepříjde do styku se samotnou vodou – pouze předá tepelnému čerpadlu absorbované teplo z vodního zdroje.

Jezírkové rohože jsou speciálně navrženy pro snadnou a rychlou instalaci a zároveň maximalizují energii absorbovanou z vody.

Při použití jezírkových rohoží by se měly vzít v úvahu věci, které by mohly ohrozit jejich životnost. To zahrnuje korozi rámu, upevnění a konstrukce nebo poškození jezírkové rohože lidskou činností (vlny, úlomky, čluny, lodní šrouby, ...). Další důležitý faktor je hloubka vody. Při používání jezírkových rohoží bychom se měli ujistit, že zdroj vody je dostatečně hluboký. Pro klidnou vodu je doporučena hloubka minimálně 1,2 metru, pro rychle tekoucí potoky a řeky postačuje hloubka menší, okolo 0,5 metru. Je to především kvůli tomu, aby se zabránilo zamrznutí rybníka kolem rohože a aby se zabránilo potenciálnímu poškození projíždějícími loděmi. [3]



Obr. 5 Jezírkové rohože [3]

1.4.2 Kolektory s otevřenou smyčkou

Kolektory vody s otevřenou smyčkou mají podobu dvou samostatných přímých trubkových kolektorů. Odebírají vodu z jednoho místa, filtrují ji přes tepelné výměníky v tepelném čerpadle, aby absorbovali energii z vody a poté tuto chladnější vodu vrací zpět na jiné místo zdroje. Většina kolektorů s otevřenou smyčkou pro tepelná čerpadla vodního zdroje jsou vrty.

Voda je odebírána a filtrována přes tepelné čerpadlo přes vrt nebo přímou trubku. Tato voda je pak vypouštěna zpět do vzdálené části vodního zdroje nebo jiné přijatelné oblasti vypouštění prostřednictvím druhého vrtu nebo přímého potrubí s otevřenou smyčkou.

Na rozdíl od kolektorů s uzavřenou smyčkou (slinky, jezírkové rohože nebo vrty s uzavřenou smyčkou) není přes kolektory s otevřenou smyčkou čerpána žádná teplotonosná kapalina. Používanou tekutinou je samotný zdroj vody.

Je nutná pečlivá kontrola obsahu plynů, chemického složení vody a obsahu částic ve vodě, protože malé bublinky plynu a částic mohou mít za následek rychlé ucpání vrtu nebo vodonosné vrstvy. Problematická se také mohou stát biologická znečištění s výskytem bakterií. Mezi odběrnými a výtlačnými vrty by měla být dostatečná vzdálenost, aby se velké množství vypouštěné vody nevrátilo zpět do odběrného vrtu, což by ovlivňovalo teplotu odebrané vody a výkon systému. [3]

1.4.3 Srovnání systémů s otevřenou a uzavřenou smyčkou

Jednou z výhod použití systému s uzavřenou smyčkou je snížené riziko zamrznutí v tepelném čerpadle. Systém s uzavřenou smyčkou není vystaven vnějším vlivům a nejsou potřeba žádné filtrační jednotky, takže je tento systém méně náročný na údržbu.

Hydraulická účinnost systémů s otevřenou smyčkou se časem snižuje, a to i při dobrém návrhu. Také se může v průběhu času změnit teplota používané vody, například pokud je v jednom zdroji instalováno více systémů. [3]

1.5 Výhody a nevýhody tepelných čerpadel s použitím vody jako zdroje tepla

Tepelná čerpadla s použitím vody jako tepelného zdroje mají nejvyšší topný faktor, takže se jedná o neefektivnější typ tepelného čerpadla. Použití vodního zdroje odstraňuje potřebu kopání nebo vrtání, snižuje náklady a dobu instalace systému tepelného čerpadla vodního zdroje. Rychlost přenosu tepla z vody je vyšší než ze země. Voda je neustále v těsném kontaktu s celým potrubím, což dále zvyšuje jeho účinnost a cirkulace vody zajišťuje neustálé doplňování energie. Další výhodou je snížení uhlíkové stopy, při použití elektrické energie až o 100%. Nevypouští žádné emise do ovzduší. [3]

Nevýhodou je, že umístit tepelná čerpadla lze pouze v lokalitách s dostatkem vody. Některá umístění by mohla vyžadovat kladné stanovisko od úřadu životního prostředí, resp. povodí dané lokality. Vodní zdroj musí mít dostatečnou hloubku, aby především v zimě nedocházelo k zamrznutí. Je také si potřeba dát pozor, pokud je vodní zdroj využíván i pro jiné účely, např. vodní sporty nebo rybaření. U těchto tepelných čerpadel jsou také vyšší náklady na servis a u některých typů nižší životnost komponentů. [3]

1.6 Pilotní projekty

1.6.1 Castle Park Water Source Heat Pump Project

Největší instalace tepelného čerpadla s využitím vody ve Velké Británii. Skládá se ze tří částí. Platforma s výměníky je položena těsně nad vodou v Bristolském přístavu a podpírá trubky. Toto zařízení odebírá vodu z přístavu a čerpá ji do hlavní energetické části.

Hlavní energetická část je vyrobena na zakázku a obsahuje tepelné čerpadlo využívající vodu s výkonem 3 MW a další související zařízení. Budova je tvořena ocelovou konstrukcí, která byla později obložena cedrovým dřevem.

Třetí hlavní složkou projektu je prefabrikovaná provozní místnost, která je hlavním bodem rozhraní k nové síti dálkového vytápění. Provozovna také poskytuje dodatečné zatížení během špiček a plánovaných akcí údržby.

Voda je odebírána z řeky odběrovým potrubím. Voda je v této fázi filtrována, aby se zabránilo vniknutí nečistot do systému, a dále prochází tepelným čerpadlem vodního zdroje, kde latentní teplo reaguje s čpavkem a vytváří nízkotlakou páru, kterou lze stlačit na vysokotlakou páru o teplotě kolem 110 °C. Teplo z tepelného čerpadla vodního zdroje je směřováno do tepelného zásobníku, ze které se pak dodává teplo do Bristolské tepelné sítě, díky čemuž je systém nízkouhlíkový a ukazuje, že tepelná čerpadla s velkým výkonem mohou být použita do stávajícího městského plánu. [6]

Tento projekt získal v roce 2022 ocenění Heat Pump City of Year, kterou uděluje European Heat Pump Association. [7]



Obr. 6 Instalace tepelného čerpadla v Bristolu [6]

1.6.2 Chlazení mléka s rekuperací tepla

Dánská společnost FirstFarms je firma zabývající se zemědělskou produkcí a působící ve střední Evropě. Na kraví farmě v Plaveckém Štvtku chová dojnice a produkuje cca 85 m³ mléka za den. Nadojené mléko o teplotě cca 35 °C je nutné rychle zchladit na 5-6 °C a přečerpát do akumulčních nádrží, kde udržuje na této teplotě.

V objektu je současná potřeba tepla i chladu, díky tomu lze naplno využít odpadní teplo. V tomto případě se jedná o odpadní teplo z chlazeného mléka, které slouží jako zdroj tepla pro kaskádu tří čerpadel voda/voda. Vyrobené teplo je využito pro přípravu teplé vody, především pro oplachy technologie a pro vytápění.

Chladicí voda má teplotní spád 2/7 °C a pro ochlazování mléka se používají dva deskové výměníky, každý o 76 kW. Topná voda je využívána v teplotní hladině 60/50 °C pro případu teplé vody, pro vytápění a předehřev pitné vody pro napáječky skotu (v zimním období).

Celkový tepelný výkon je 177 kW, chladicí výkon 132 kW. [8]

1.6.3 Sheeplands

Firma Ebtech Energy Systems nainstalovala a zprovoznila ve spolupráci s Hall Hunter Partnership, která je jednou z největších firem na pěstování jahod, největší tepelné čerpadlo s říční vodou. Vyhřívané pěstební zařízení bylo vyvinuto tak, aby zajistilo kontinuitu dodávek jahod pro jejich odběratele po celý rok. Systém tepelného čerpadla o výkonu 8,8 MW, který kaskáduje pět vysoce účinných tepelných čerpadel, zajistí vytápění 110 000 m² plodin jahod.

V první řadě bylo potřeba zjistit parametry nedaleké řeky Lodden, jestli je spolehlivý celoroční zdroj energie, které by zajistilo vytápění i během nejchladnějších zimních dnů.

Říční stanice má objem 640 litrů a potrubí pro rozvod tepla je dlouhé 160 km. V prvních šesti týdnech provozu poskytla tepelná čerpadla 5000 MWh, které bylo zachováno i po dobu chladných dnů. Dalším cílem tohoto zařízení je minimalizace uhlíkových emisí. Během následujících 20 let by mělo toto zařízení ušetřit až 44000 tun uhlíkových emisí ve srovnání s vytápěním plynem. [9]

1.6.4 Využití odpadního tepla v saunových světech

Hlavním zdrojem primární energie je teplo z prostoru nad saunami. Nad podhledem je instalován chladicí výměník vzduch/voda, který prostor ochlazuje a teplo předává vodním okruhem tepelnému čerpadlu voda/voda. Dalším zdrojem primární energie je ochlazovací bazén pro sauny a výrobek ledu, které jsou zásobovány chladem z tepelného čerpadla.

Tepelné čerpadlo voda/voda zde pracuje se vstupní teplotou primárního okruhu 5 až 10 °C a výstupní teplotou 55 °C. Za těchto podmínek je výkon tepelného čerpadla 53 až 60 kW a topný faktor 3,4 až 3,75.

Tepelné čerpadlo souběžně dodává teplo do akumulátoru 500 l a chlad do druhého akumulátoru 500 l. Z akumulátoru topné vody jsou napojeny zásobníky teplé vody o objemu 2x1000, resp. 2x 1500 l.

Díky souběžné výrobě tepla a chladu je systém energeticky mimořádně efektivní. Tepelné čerpadlo vyprodukuje za hodinu 60 kWh tepla a 44 kWh chladu při spotřebě 16 kWh elektřiny. Faktor využití energie tak dosahuje v běžných provozních podmínkách hodnoty 6,5. [10]

2 Přehled tepelných čerpadel pro využití tepla povrchových vod

Z hlediska typu termodynamických pochodů se tepelná čerpadla dělí do tří hlavních kategorií:

- sorpční - absorpční a resorpční,
- kompresorová,
- hybridní

Podle dalších principů jsou to paroproudá, plynová, atd.

Z hlediska typu nízkopotenciálového zdroje na primární straně a ohřivaného média na sekundární straně jsou tříděna do následujících kategorií:

- voda – vzduch,
- voda – voda,
- země – voda,
- země – vzduch,
- vzduch – vzduch,
- vzduch – voda

Uvedená tepelná čerpadla se neliší na sekundární straně. Na primární straně se neliší ani tepelná čerpadla země – voda a voda – voda. U obou těchto typů zprostředkuje přívod nízkopotenciálního tepla většinou nemrznoucí kapalina nebo směs NaCl - voda. Tepelná čerpadla se proto liší jen v míře opatření, zabezpečující výparník před možným zamrznutím. [11]

2.1 Chladiva

Chladivo je chemická látka se vhodnými vlastnostmi, která cirkuluje v hermeticky uzavřeném chladicím oběhu. Tato látka při nízkém tlaku a nízké teplotě přijímá teplo a při vyšším tlaku a vyšší teplotě teplo odevzdává. Každé chladivo má specifické vlastnosti, a to zejména kondenzační, resp. vypařovací tlak a teplotu. [15]

Kritéria pro výběr vhodného chladiva pro zařízení: [16, 20]

- tlak par chladiva je při požadované teplotě vypařování vyšší než atmosférický tlak (zabránění kontaminace systému)
- vysoký kondenzační tlak nepředstavuje nadprůměrně vysoký požadavek na odolnost proti tlaku komponent a potrubí
- tlakový poměr pro danou kombinaci teplot co nejnižší
- kompatibilita s materiály používanými v chladicí technice
- ekologie
- bezpečná manipulace pro montáž a servis
- ekonomické požadavky

2.1.1 Značení chladiv

U tepelných čerpadel se používají chladiva jednosložková nebo jejich směsi. Příklad značení (podle ASHRAE) je ukázán na chladivu R123:

R	označení pro chladiva, z anglického „refrigerant“ = chladivo
0	počet dvojných vazeb uhlíku (pokud 0, nepíše se)
1	počet atomů uhlíků v molekule -1, v případě jednoho atomu = 0 (nepíše se)
2	počet atomů vodíku v molekule +1
3	počet atomů fluoru
0	rozlišovací znaky, malá písmena rozlišují izomery, velká písmena různé složení směsí (použito zejména u chladiv tříd 4 a 5)

Zbytek atomů ve vazbě uhlíku je chlór.

V případě chladiva R123 je chemický vzorec $C_2HCl_2F_3$.

Kromě uhlovodíků se používají další tzv. přírodní chladiva. Těmi jsou například čpavek, voda, oxid uhličitý a další. Ty také začínají písmenem R, následuje číslo 7 a zbývající dvojčíslí udává molární hmotnost látky. [12, 20]

Např. $NH_3 = 1 \cdot M(N) + 3 \cdot M(H) = 1 \cdot 14 + 3 \cdot 1 = 17$, tj. R717.

kde: $M(N)$... molární hmotnost atomu dusíku
 $M(H)$... molární hmotnost atomu vodíku

U směsi chladiv je to velice podobné. Písmeno R zůstává, následuje trojčíslí, které bude vždy začínat čtyřkou nebo pětkou. Pro směsi začínající 4 se jedná o zeotropní směs, pro začínající 5 se jedná o azeotropní směs. Zbývající kombinace dvojčíslí identifikuje, o kterou směs se jedná. Protože poměr složek může být ve stejně pojmenované směsi různý, dodává se ještě velké písmeno označující jejich poměr. Např. R410A, R407C, ... [12, 13, 20]

2.1.2 Syntetická chladiva

Z důvodu výhodných termodynamických vlastností byla tato chladiva velmi často používána, postupně byly zjišťovány jejich nepříznivé vlivy na životní prostředí. Z tohoto důvodu došlo k zákazu používání některých druhů. [18]

Syntetická chladiva se rozdělují do pěti základních skupin: [18, 19]

- CFC
 - jedná se o chloro-fluoro-karbony, častěji označované jako tvrdé freony
 - mají vysoké GWP a ODP, jejich použití je zakázáno
 - např. R11, R12, R13, R114
- HCFC
 - chlorofluorované uhlovodíky, které mají ve své molekule atom vodíku
 - jsou označovány jako měkké freony
 - nízké ODP a vysoké GWP
 - např. R22, R123, R124

- HFC
 - hydro-fluoro-karbony, označovány jako F-plyny
 - v molekule nemají molekuly chloru, ODP = 0, mohou mít vysoké GWP
 - postupně jsou omezovány a vyřazovány z provozu kvůli vysokému GWP, nahrazovány ekologickými a přírodními chladivy
 - např. R134a, R410A, R507A
- PFC
 - polyfluorované uhlovodíky
 - v molekule jsou pouze atomy fluoru a uhlíku
 - ODP = 0, extrémně vysoké GWP
 - např. R14
- HFO
 - hydro-fluoro-olefiny
 - dvojitá vazba bez dvěma atomy uhlíku
 - nulové ODP, nízké GWP
 - např. R1234yf, R1234ze, R449A

2.1.3 Přírodní chladiva

Vzhledem k vysokým hodnotám GWP syntetických chladiv je výhodnější použít chladiva přírodní. Tato chladiva jednak nemají vliv na ozonovou vrstvu země (ODP = 0), ale také mají velmi nízké hodnoty GWP.

Přírodní chladiva se dělí na dvě skupiny, a to anorganická a na organické uhlovodíky (někdy označované jako HC chladiva). Mezi anorganické patří voda (R718), čpavek (R717) nebo oxid uhličitý (R744). Do skupiny organických uhlovodíků pak patří propan (R290), izobutan (R600a) nebo propylen (R1270). [51]

V průmyslovém chlazení se jako chladivo nejčastěji používá amoniak, oxid uhličitý a propan.

2.1.4 Historie využívání chladiv

V minulosti se k chlazení využíval sníh nebo led. Počátkem 19. století došlo s rozvojem vědy a techniky k poptávce po účinnějším chlazení. V roce 1834 bylo vyrobeno první kompresorové zařízení, které pak následovalo v roce 1859 první absorpční zařízení se dvojicí čpavek-voda. [14, 17]

S výrobou tohoto zařízení došlo k rozvoji chlazení a postupně se objevovala další zařízení s použitím různých chladiv. V roce 1867 to byl například oxid uhličitý, o 6 let později pak čpavek. [14, 17]

Velkým problémem konstruktérů však byla volba vhodného chladiva.

Historický zlom v používání chladiv bylo vyvinutí CFC a HCFC, které byly nejedovaté, nehořlavé a dlouhou dobu považovány za bezpečné. Tato chladiva postupně vytěsnila přírodní anorganická a z velké části ovládla a změnila celou oblast přečerpávání tepla:

- byly možné jednoduše konstruovat nejrůznější typy zařízení při tlacích do 3 MPa
- byly zavedeny hermetické a polohermetické kompresory
- hlavním konstrukčním materiálem pro potrubí a komponenty se stala měď, zejména pro menší zařízení, protože pájení mědi je snadnější než svařování oceli
- hromadná výroba klimatizačních zařízení a chladniček se stala natolik levnou, že se staly široce dostupnými

- zejména v 80. letech 20. století se dostaly na trh nové typy kompresorů, resp. došlo i k rozšíření dříve vynalezených např. kompresory s valivým pístem, spirálové kompresory a šroubové kompresory s účinnějšími profily

Jak je z výše uvedeného výčtu patrné, zavedení CFC a HCFC chladiv umožnilo rozsáhlý vývoj a rozšíření chladicích zařízení. Z dříve používaných chladiv se ve větší míře zachovalo pouze používání čpavku.

Další důležitou událostí v historii přečerpávání tepla, chladicích zařízení a zejména používání chladiv bylo zjištění vlivu reakce molekul chlóru s ozonem v atmosféře Země. Tyto změny ozonové vrstvy byly zjištěny v polovině sedmdesátých let minulého století. Na základě toho začal proces na poli legislativy – omezování halogenových uhlovodíků, sledování jejich úniků, postupný přechod na chladiva bez chlóru v molekule.

Vídeňská úmluva na ochranu ozonové vrstvy v roce 1985, která vstoupila v platnost roku 1988 (1. října 1990 v ČSFR), byla prvním závazkem států přijmout právní opatření k ochraně ozonové vrstvy a spolupracovat při jejich provádění (systematické pozorování, výzkum a výměna informací). Na Vídeňskou úmluvu navazoval Montrealský protokol o látkách, které poškozují ozonovou vrstvu v roce 1987. Na jeho základě byla podstatně omezena a později zcela zakázána výroba CFC chladiv pro jejich vliv na rozklad ozonu.

V roce 1994 byla v Kodani uzavřena dohoda o omezení látek HCFC do roku 2030, tento termín byl později zkrácen EU na rok 2015.

Na důležitosti však nabytí potenciál ohřevu atmosféry – tzv. skleníkový efekt. Ten byl pak projednáván v Kjótském protokolu, kde se chladiva HFC dostala mezi skleníkové plyny, které mají být do roku 2030 omezeny v EU o dvě třetiny ve srovnání s rokem 2014. Od tohoto opatření se slibuje snížení emisí do roku 2030 1,5 gigatun ekvivalentu CO₂ a do roku 2050 5 gigatun ekvivalentu CO₂. Toto snížení se týkalo především oxidu uhličitého (CO₂), metanu (CH₄), oxidu dusného (N₂O), hydrogenovaných fluorovodíků (HFCs), polyfluorovodíků (PFCs) a fluoridu sírového (SF₆). Tím byl zesílen vliv trendu k návratu k „přírodním“ chladivům, bez chloru i fluoru, se zanedbatelným vlivem na globální oteplování. Mimo to také dochází k vývoji nových chladiv. [17, 27, 28]

V roce 2024 začnou ukončovat používání HFC chladiv státy jako Čína, Brazílie nebo Singapur, které se přidají k dalším již ukončující používání těchto chladiv. Celkem by to mělo být 148 států, které se přidají nebo už přidaly k ukončení používání HFC chladiv. [31]

2.1.5 Parametry charakterizující chladiva

Pro tuto kapitolu byly využité zdroje [17], [20].

- ALT [rok] (atmospheric lifetime): doba životnosti chladiva v atmosféře
- ODP [-] (ozone depletion potential): relativní míra působení na ozónovou vrstvu oproti působení R11 (ODP R11 = 1)
- GWP [-] (global warming potential): porovnává množství tepla zachyceného chladivem se stejným množstvím CO₂ jako sledovaným chladivem (GWP CO₂ = 1), určuje se pro časový horizont, obvykle 20, 100 a 500 let
- TEWI [-] (total equivalent warming impact): souhrn přímých a nepřímých emisí skleníkových plynů, přímé emise zahrnují GWP chladiva, únik chladiva, životnost nebo hmotnost náplně, mezi nepřímými se vyskytuje životnost zařízení, roční spotřeba energie nebo měrné emise CO₂

Tab 1 GWP a ODP vybraných sloučenin [32]

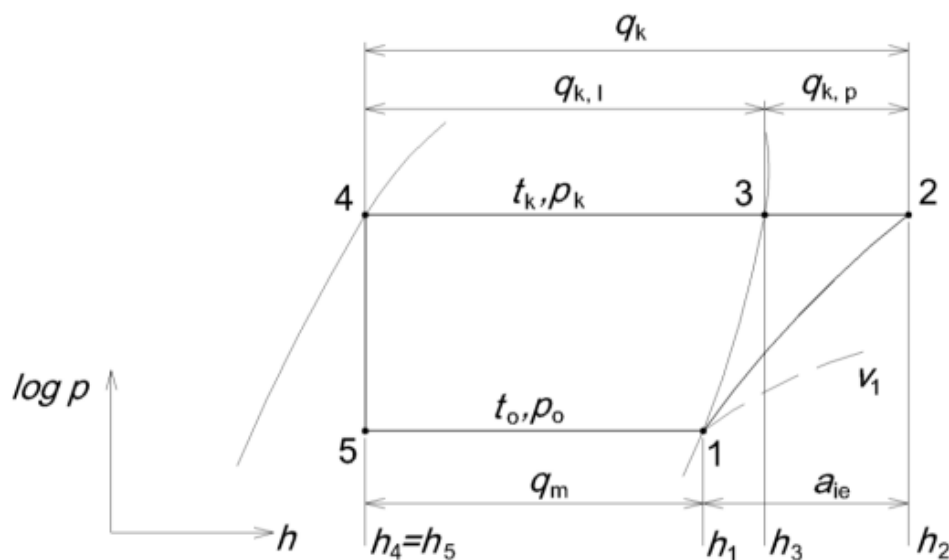
skupina	látka		ODP	GWP
CFC	R11	CFC1 ₃	1	4000
	R12	CF ₂ Cl ₃	1	8500
HCFC	R22	CHF ₂ Cl	0,055	1700
	R401A	směs	0,037	1130
HFC	R23	CHF ₃	0	14800
	R404A	směs	0	3922
přírodní chladiva	R290	C ₃ H ₈	0	3
	R717	NH ₃	0	0

2.2 Tepelné oběhy

Zařízení k přečerpávání tepla pracují nejčastěji na principu tepelného oběhu, ve kterém pracovní látka prochází změnami stavu před konečným navrácením do svého původního stavu. Pokud chceme tepelný oběh znázornit v diagramu (nejčastěji T-s nebo p-v), bude vypadat jako uzavřená křivka (kvůli navrácení do původního stavu a opakování oběhu).

2.2.1 Rankin-Clausiov oběh

U zařízení v chladicí technice se nejčastěji setkáváme s kompresorovým chlazením. Idealizovaný levotočivý Rankin-Clausiov oběh je základem pro tyto chladicí systémy s vypařováním chladiva. V parním oběhu se dosahuje chladicího účinku vypařováním pracovní látky ve výparníku. Kompresor slouží k odsávání par z výparníku a pro jejich stlačování. [35]



Obr. 7 Obrácený Rankin-Clausiov oběh v diagramu log p-h [17]

Charakteristické termodynamické děje v obráceném Rankin-Clausiově oběhu: [35]

- 1-2: izoentropická komprese syté páry na páru přehřátou

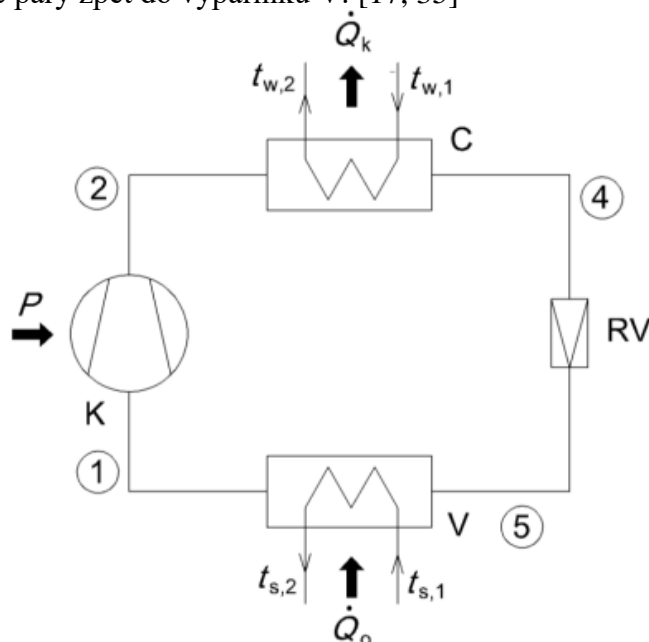
- 2-4: izobarické ochlazování přehřátých par na mez sytosti a následná kondenzace na mez syté kapaliny
- 4-5: izoentropické škrcení na mokrou páru – snížení tlaku škrcením ve škrticím ventilu
- 5-1: izobarické vypařování na mez syté páry

2.2.2 Jednostupňové chladicí zařízení

Základní uspořádání chladicího oběhu je uvedeno na obrázku 8.

Ve výparníku V dochází přívodem tepla \dot{Q}_o z chlazené jednotky k vypařování \dot{m}_o chladiva. Vypařování musí probíhat při takové teplotě t_o , které odpovídá vypařovací tlak p_o .

Kompresor K o příkonu P nasává sytou páru o objemu \dot{V}_o , kterou následně stlačuje na kondenzační tlak p_k , který je určen kondenzační teplotou p_k . Chladivo, které je nyní v kapalné fázi, proudí škrticím ventilem RV, kde dochází k poklesu tlaku zpět na tlak p_o a chladivo přichází ve formě mokré páry zpět do výparníku V. [17, 35]



Obr. 8 Základní uspořádání chladicího oběhu [17]

2.2.3 Základní výpočtové vztahy pro Rankin-Clausiiův cyklus

Vzorce pro tuto kapitolu jsou převzaty z [17].

tepelná bilance oběhu:

$$\dot{Q}_o + P = \dot{Q}_k \quad [W]$$

topný faktor (základní veličina charakterizující hospodárnost oběhu):

$$\varepsilon_R = \frac{\dot{Q}_k}{P} \quad [-]$$

chladicí faktor:

$$\varepsilon_{R,ch} = \frac{\dot{Q}_k}{P} = \varepsilon_R - 1 \quad [-]$$

čerpací poměr:

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_o} = \frac{\varepsilon_R}{\varepsilon_{R,ch}} \quad [-]$$

Výparník:

tepelná bilance:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad [\text{W}]$$

hmotnostní chladivost:

$$q_m = h_1 - h_5 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

objemová citlivost:

$$q_v = \frac{q_m}{v_1} \quad [\text{J} \cdot \text{m}^3]$$

Kompresor:

skutečná výkonnost:

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v_1 = \frac{\dot{Q}_o}{q_m} \cdot v_1 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

měrná izoentropická kompresní práce:

$$a_{ie} = h_2 - h_1 \quad [\text{J}/\text{kg}]$$

měrná objemová izoentropická práce:

$$a_{ie,v} = \frac{a_{ie}}{v_1} \quad [\text{J}/\text{m}^3]$$

izoentropický příkon

$$P_{ie} = \dot{m} \cdot a_{ie} = \dot{V} \cdot a_{ie,v} \quad [\text{W}]$$

efektivní příkon

$$P_e = \frac{P_{ie}}{\mu_{e,ie}} \quad [\text{W}]$$

$\mu_{e,ie}$ je celková izoentropická účinnost

Kondenzátor:

tepelná bilance:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_4) = \dot{m} \cdot (q_m + a_{ie}) = \dot{V} \cdot (q_v + a_{ie,v}) \quad [\text{W}]$$

hmotnostní topivost:

$$q_k = h_2 - h_4 = q_m + a_{ie} \quad [\text{J}/\text{kg}]$$

$$q_k = q_{k,p} + q_{k,1} \quad [\text{J}/\text{kg}]$$

$$q_{k,p} = h_2 - h_3 \quad [\text{J}/\text{kg}] \text{ je přehřívací teplo}$$

$$q_{k,1} = h_3 - h_4 \quad [\text{J}/\text{kg}] \text{ je latentní teplo}$$

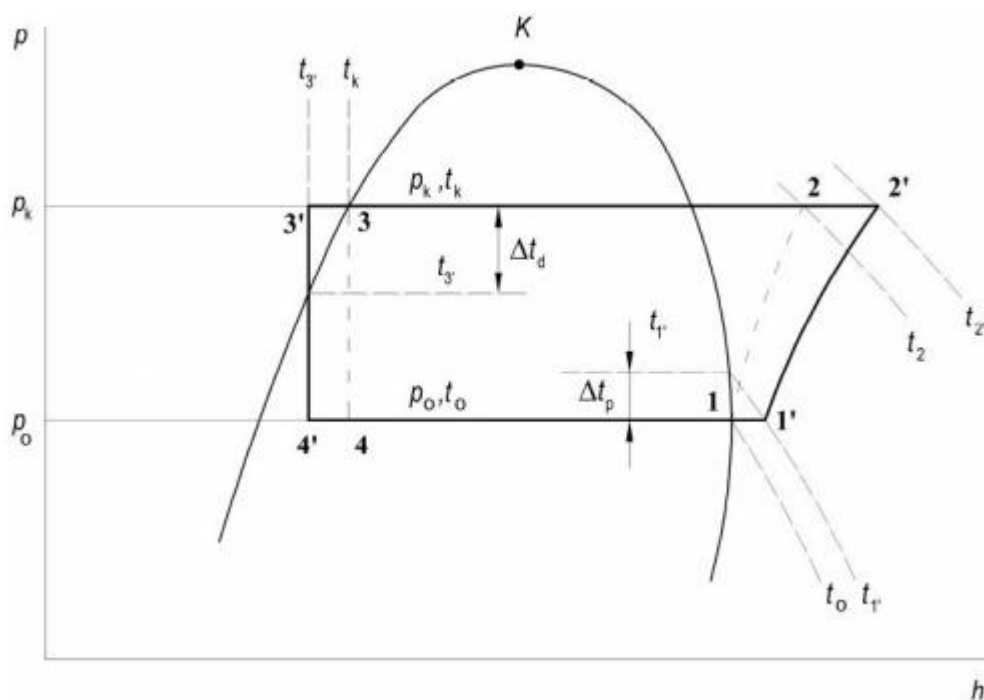
objemová topivost:

$$q_{k,v} = \frac{q_k}{v_1} \quad [\text{J}/\text{m}^3]$$

2.2.4 Odchyly od teoretického oběhu

Kromě výpočtů použitých v kapitole 2.2.3 je potřeba při návrhu skutečného Rankin-Clausiova oběhu vzít v úvahu i odchyly od teoretických oběhů a ztráty, a to zejména: [17, 35]

- tepelné ztráty, které způsobí přehřátí nasávaných par
- tlakové ztráty, které způsobí zvýšení kompresního poměru
- komprese par chladiva - Rankin-Clausioův cyklus uvažuje kompresi izoentropickou, reálně má však komprese polytropický průběh



Obr. 9 Diagram skutečného oběhu chladicího zařízení v p-h diagramu [35]

Teoretický Rankin-Clausiusův cyklus pracuje na výstupu výparníku a na sání kompresoru ve stavu 1, tj. stav syté páry. Ve skutečném oběhu ale kompresor nasává páru ve stavu 1', tj. pára přehřátá. Pro kompresor je to výhodné, protože se do něj nedostanou kapičky chladiva a tím se zvyšuje životnost kompresoru. K přehřátí může docházet: funkcí termostatického ventilu nebo přívodem tepla z okolí.

Nedochází k ochlazování kondenzujícího chladiva přesně na spodní mezní křivce, ale kapalné chladivo je ochlazeno ze stavu sytosti na nižší teplotu. To je v obrázku 2.x označeno bodem 3'. Ze stejného obrázku také vyplývá, že podchlazení zvyšuje chladivost systému.

Kompresi par chladiva na kondenzační tlak neprobíhá izoentropicky. U skutečného kompresoru se na počátku komprese nasávané páry chladiva ohřívají o stěny válce a pístu, před koncem komprese je pak naopak teplota přehřátých par chladiva vyšší a teplo se z chladiva přenáší do stěn válce. [35]

2.3 Princip absorpčního tepelného čerpadla

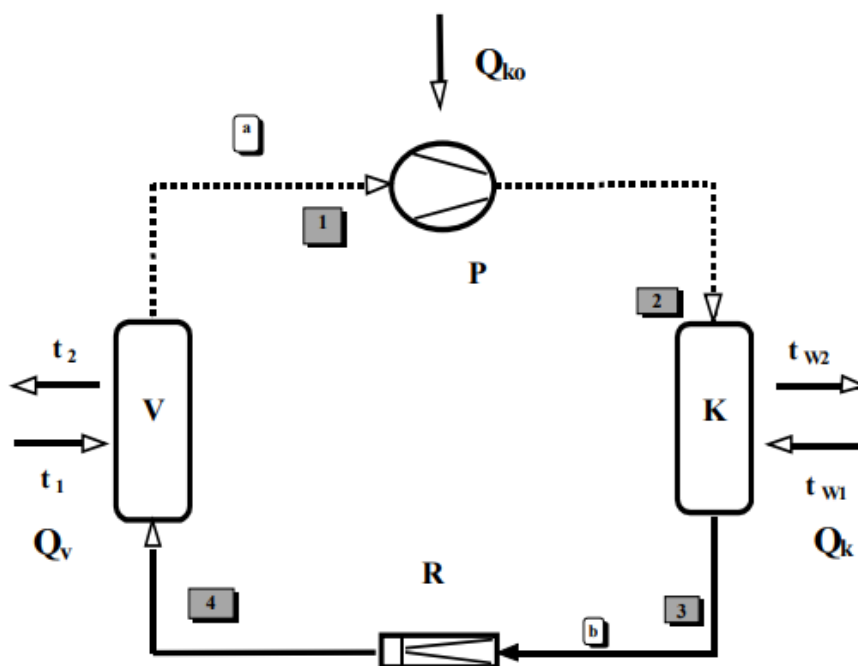
Absorpční tepelná čerpadla pracují bez kompresoru. Hlavními aparáty jsou výparník, absorbér, vypuzovač a kondenzátor. Páry chladiva o nízkém tlaku jsou z výparníku odsávány následkem jejich pohlcování absorbentem (vodou) protékajícím prostorem absorbéru. Vzniklý roztok je dopraven čerpadlem do vypuzovače, kde se chladivo přívodem tepla z obohaceného absorbentu opět vypudí a ve formě par s vyšší teplotou a tlakem proudí do kondenzátoru, kde předá teplo, zkapalní a přes škrťací ventil expanduje a vrací se zpět do výparníku, kde se vlivem tepla odebíraného ze studeného zdroje (vzduchu, vody, země, apod.) opět oteplí a vypaří. Ochuzený absorbent je veden z vypuzovače přes škrťací ventil zpět do absorbéru.

Absorpční zařízení mají spotřebu energie vztaženou k místu spotřeby 2,5 až 4 krát větší než zařízení kompresorové. Z tohoto srovnání se jeví jako velice neekonomické. [11]

2.4 Princip kompresorového tepelného čerpadla a kompresory

Pro funkci tepelného čerpadla jsou nezbytné tři okruhy se třemi teplotními látkami: okruh nízkopotenciálního zdroje (primární okruh), okruh s obíhajícím chladivem, okruh topné vody nebo vzduchu (sekundární okruh).

V pracovním okruhu tepelného čerpadla obíhá chladivo. Za nízké teploty a tlaku ve výparníku je teplo o množství Q_v odnímáno látce s nízkým teplotním potenciálem – např. vodě, vzduchu. Tím se chladivo odpařuje. Chladivo v plynném stavu je nasáváno kompresorem. Kompresor spotřebuje energii Q_{ko} a chladivo stlačí na daný kondenzační tlak, současně stoupne i teplota. Stlačené chladivo je zavedeno do kondenzátoru, kde předává teplo topné vodě (popř. ohřívá vzduch). Předáním tepla Q_k chladivo kondenzuje. Za kondenzátorem prochází zkvalifikované chladivo redukčním ventilem a tím se okruh uzavírá. Schéma zapojení je uvedeno na obrázku 10 [11]



Obr. 10 Schéma kompresorového tepelného čerpadla [11]

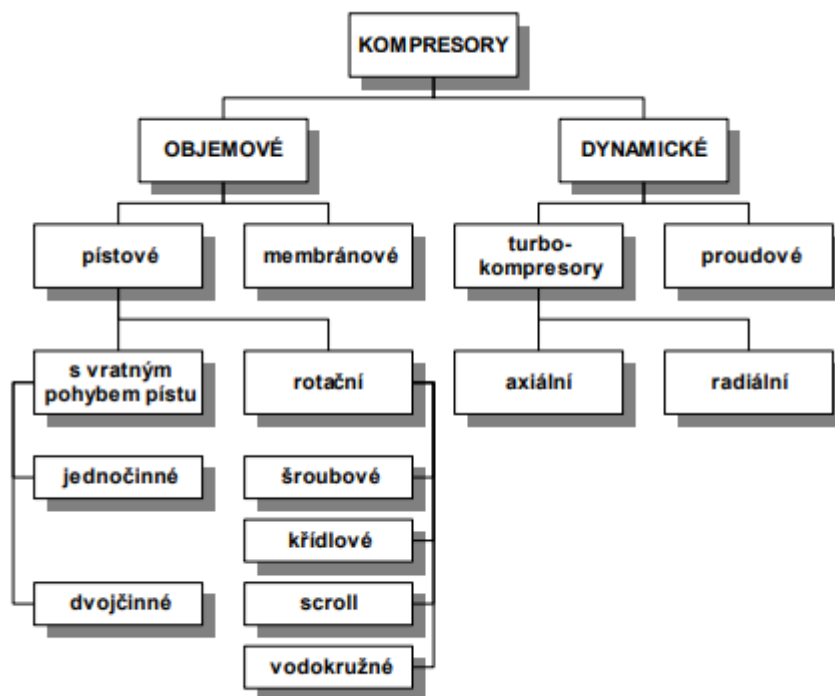
2.4.1 Základní rozdělení kompresorů

Základní rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování je uvedeno na obr. 2.x. U objemových kompresorů s ventilovým rozvodem dochází ke zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci, v němž je plyn uzavřen. Periodické změny objemu tohoto prostoru se dosahuje přímočarým vratným pohybem pístů u kompresorů pístových, nebo prohýbáním pružné membrány u kompresorů membránových.

Kompresory využívající rotačního pohybu pístu se nazývají kompresory rotační. Místo ventilového rozvodu využívají zjednodušené konstrukční úpravy s pevně nastaveným konstantním, tak zvaným „vestavěným“ tlakovým poměrem. Vnitřní komprese je pak mnohdy doprovázena kompresí vnější, probíhající až za výtlačným hrdlem kompresoru.

U dynamických kompresorů, které se dělí na turbokompresory (lopatkové) a proudové, je pracovní prostor neměnný. Stlačení plynu se dosahuje jeho zrychlováním a následnou přeměnou kinetické energie plynu v energii tlakovou. V turbokompresorech se této přeměny dosahuje průtokem plynu činnou částí stroje: u radiálních kompresorů oběžným kolem a difuzorem, u axiálních kompresorů v rotorové a statorové lopatkové části.

U proudových kompresorů je zrychlení stlačovaného plynu zajištěno mísením s rychle proudícím hnacím plynem a ke zvýšení tlaku stlačovaného plynu pak dochází v difuzoru. [21]



Obr. 11 Základní rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování [21]

2.4.2 Chladivové kompresory

Práce s chladivem přináší zvláštní nároky na provedení kompresoru. Jedná se zejména o vysoké nároky na těsnost – únik chladiva má za následek provozní problémy, chladivo může nepříznivě působit na obsluhu a životní prostředí, u hořlavých chladiv může dojít ke zvýšení nebezpečí požáru nebo výbuchu. Těsností je také zamezeno vnikání vzduchu a vlhkosti do kompresoru, je-li vypařovací tlak nižší než tlak okolí. [21]

Podle způsobu utěsnění hřídele rozlišujeme kompresory:

- ucpávkové (otevřené) – hřídel je vyvedena z klikové skříně a utěsněna speciální ucpávkou, vlastní poháněcí mechanismus tedy není součástí kompresory
- bezucpávkové – kompresor i motor jsou uzavřeny v neprodyšném plášti

Bezucpávkové kompresory dále dělíme na:

- polohermetické – plášť elektromotoru a některé další části jsou rozebíratelné a tím je umožněn přístup k choulostivým částem soustrojí, ventily jsou přes neprodyšná, ale demontovatelná víka přístupné
- hermetické – kompresor i motor jsou uzavřeny v nerozebíratelném plášti s vyvedenými připojovacími hrdly

2.4.3 Spirálové kompresory

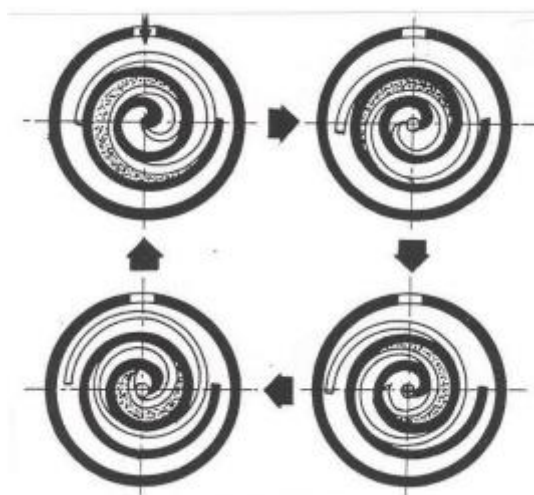
Poprvé se spirálové kompresory objevily v USA na začátku 20. století, kdy byl v roce 1905 patentován. Tyto kompresory, také nazývané jako Scroll, využívají kývavý pohyb pístu. V dnešní době se tyto kompresory začaly více používat až v období rozmachu tepelných čerpadel, neboť v hermetickém provedení dosahují chladicích výkonů od 1 kW do 15 kW.

Používají se i jako kompresory vzduchové pro výkonnosti do 30 m³/h, s celkovým tlakovým poměrem až 10. [21]

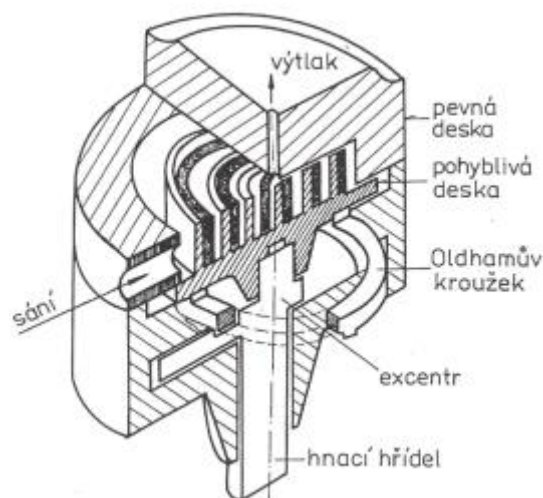
Princip spirálového kompresoru je znázorněn na obrázku 2.x. Pracovní prostor kompresoru je tvořen dvěma kruhovými deskami s tvarově shodnými spirálovými lopatkami, které jsou v pracovní poloze vzájemně pootočené o 180°. poháněná pohyblivá deska s kývavým pohybem zajišťuje změnu objemu pracovního prostoru. Pohybující se spirála se po tmavé statorové odvaluje tak, že obíhá po kruhové dráze kolem jejího středu, kde je také umístěn výtlak. Plyn se mezi obě spirály nasává na obvodu pevné desky. Pracovní prostor se odvalováním zmenšuje a současně je plyn doprovázen k výtlaku.

K zamezení rotací pohyblivé desky je použita spojka. Olbramův kroužek je umístěn pod zadní stěnou rotující části.

Ve srovnání s kompresorem s vratným pohybem pracuje spirálový kompresor s nižším příkonem, nemá sací ani výtlaký pracovní ventil, má podstatně méně konstrukčních prvků a je menší a tišší. [20, 21]



Obr. 12 Princip práce spirálového kompresoru [21]



Obr. 13 Řez válcem spirálového kompresoru [21]

2.5 Výměníky tepla

Výměník tepla je zařízení, ve kterém dochází k přenosu tepla mezi dvěma nebo více látkami. Správné dimenzování výměníků je pro hospodárnost a spolehlivost oběhu velmi důležité.

Obecný výpočet výměníku se skládá z:

- výpočtu tepelného – buď formou výpočtu konstrukčního, který ze zadaných vstupních parametrů vede k výpočtu potřebné teplosměnné plochy, nebo výpočtu kontrolního, který pro známé konstrukční provedení vede k určení výstupních teplot médií
- výpočtu hydraulického – stanovení tlakové ztráty, nutné pro ekonomické hodnocení výměníků a dimenzování čerpadel

2.5.1 Základní rozdělení výměníků

Tato kapitola je vypracována z [22].

Rozdělení výměníků podle uspořádání proudění:

- souproudé
- protiproudé
- s křížovým prouděním
- kombinované – kombinace výše uvedeného

Rozdělení výměníků podle způsobu přenosu tepla:

- konvekční – o předaném teple rozhoduje hlavně proudící médium, k přestupu tepla dochází především konvekcí
- sálavé (radiční) – většina tepla se předává sáláním
- kombinované – dochází k přenosu tepla prouděním i sáláním

Dělení výměníků podle pracovního pochodu:

- rekuperační (povrchové) – látky jsou od sebe odděleny pevnou stěnou, teplo prochází kontinuálně přes tuto stěnu, tj. s nepřímým přenosem tepla
- kontaktní – teplonosná média jsou v bezprostředním styku, většinou kromě přenosu tepla dochází i k přenosu látky
- regenerační – k přenosu tepla dochází prostřednictvím akumulace tepla v dalším elementu, který se nejprve zahřívá od teplého média a následně předává teplo studenému médiu. Většinou dochází i k částečnému přenosu látky. Běžné typy provedení regeneračního výměníku jsou rotační regenerační výměník a rezervační regenerační výměník tepla.

Dále se v této práci budeme zabývat pouze první skupinou výměníků, protože je v oblasti zařízení s chladicím oběhem nejpoužívanější.

Rozdělení rekuperačních výměníků tepla podle konstrukce:

- trubkové – např. trubka v trubce, plášťové výměníky; pro zvýšení přenosu tepla se často používají modifikace s použitím žeber
- deskové – např. s plochými deskami, spirálovými deskami, lamelové
- kompaktní – charakterizovány velkým teplosměnným povrchem ($>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ prostoru), většinou je alespoň jedním z médií plyn – souvisí s malými průchody

- jiné – např. s tepelnými trubnicemi

Rozdělení výměníků podle počtu fází:

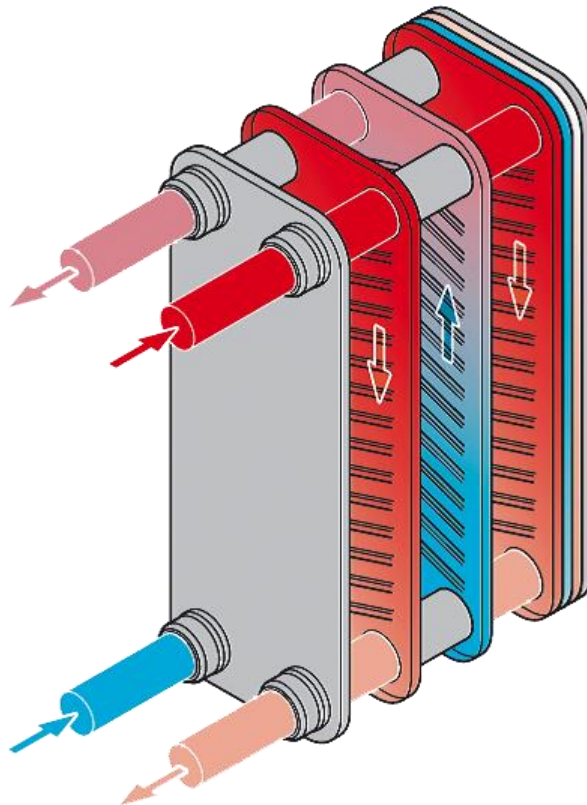
- jednofázové – obě média vstupují a vystupují ve stejném skupenství
- dvoufázové – některé z médií mění skupenství při průchodu výměníkem

2.5.2 Deskové výměníky

Deskové výměníky tepla využívají paralelní konstrukci kovových desek. Umožňují přenos tepelné energie mezi dvěma materiály. Používají se při vytápění a chlazení nejen konvenčních technologií, ale i v systémech se zapojením obnovitelných zdrojů.

Deskový výměník se skládá z několika tepelně vodivých desek, kde každá deska obsahuje několik vlnitých komor uspořádaných ve vrstvách. Látky cirkulují v prostorech mezi těmito komorami. Velikost přenosu tepelné energie určuje směr toku. Nejvyšší přenos tepla je při protiproudém zapojení, ve kterém oba proudy proudí proti sebe. [46]

Poprvé použity byly deskové výměníky tepla v 30. letech 20. století v potravinářském průmyslu. Vznik nových teplosměnných ploch umožnil jejich rozšíření poté v 60. letech. Od této doby začaly tyto výměníky postupně nahrazovat výměníky trubkové zejména díky své kompaktnosti. I přesto se v některých oblastech pro své výhody stále používají (robustnost, snadné čištění, široký rozsah provedení a výkonů). [17]



Obr. 14 Princip proudění médií v deskovém výměníku [47]

Výpočet deskového výměníku je poměrně složitý proces kvůli značnému množství povrchů uspořádání. Proto nelze sestavit univerzální postup pro výpočet libovolného výměníku a každý výrobce si většinou vyvíjí svůj výpočtový a návrhový software.

Deskové výměníky se běžně vyrábějí v pájeném nebo rozebíratelném provedení. Rozebíratelné výměníky se dají snadno čistit a také jednoduše měnit výkon výměníku přidáním

nebo odebráním desky. Pájené provedení umožňuje použití vyšších provozních tlaků a odpadá nutnost použití těsnění. [17]

Výhody deskových výměníků a typické provozní vlastnosti: [45]

- nízké rozměry a hmotnost
- malé zanášení z důvodu vysoké turbulence proudění a krátké době setrvání
- vysoké hodnoty součinitele prostupu tepla
- vysoká účinnost – nízké ztráty tepla do okolí
- max. provozní tlak cca 3 MPa
- max. provozní teploty cca 160 – 250 °C
- min. rychlost proudění 0,1 m/s, při nižších rychlostech dochází k rapidnímu poklesu účinnosti

2.5.3 Trubkové výměníky

Trubkové výměníky jsou převážně tvořeny kruhovými trubkami. Využívají se především pro přenos tepla mezi dvěma kapalinami a při kondenzaci nebo odpařování jednoho média. Tyto výměníky se dále dělí na plášťové, dvoutrubkové a se šroubovitě vinutou hlavou.

Plášťové trubkové výměníky jsou typicky zhotoveny ze svazku trubek, které jsou namontované ve válcovém plášti s osou trubky rovnoběžnou s osou pláště. Jedna z pracovních látek proudí uvnitř trubek, druhá proudí napříč a podél trubek. Hlavní části tohoto výměníku je svazek trubek, plášť, přední a zadní čelo, trubkovnice a přepážky. [25]

Dvoutrubkové výměníky jsou podstatně jednodušší. Skládají se ze dvou trubek kruhového průřezu a různých průměrů. Menší trubka je souose uložena ve větší. Toto umožňuje protiproudé i sou proudé uspořádání a díky tomu je dosaženo požadovaného teplotního spádu a tlakových ztrát.

Výměníky se šroubovitě vinutou hlavou nebo také se spirálovitě vinutými trubkami se skládají z vnějšího válcového pláště a jedné nebo více trubek navinuté do spirály, jejíž osa je totožná s osou vnějšího pláště. [50]

Výhody deskových výměníků: [50]

- Plášťové – minimální teplotní dilatace, zvětšení teplosměnné plochy
- Dvoutrubkové – možnost velkých tlaků obou médií, dobré podmínky pro mechanické čištění
- Se spirálovitě vinutými trubkami – velká teplosměnná plocha, jednoduchá výrobitelnost, možnost používání více tekutin

2.6 Expanzní ventily

Expanzní nebo škrtící ventil má v chladicím okruhu funkci přímého proporciálního regulátoru, který řídí přívod kapalného paliva (nástrík) do tzv. suchého výparníku na základě stupně přehřátí par odsávaných z výparníku. To má za následek redukci vstupního tlaku kapalin nebo plynů na daný výstupní tlak. [21, 33]

2.6.1 Kapilára

Použití kapiláry je nejjednodušším způsobem škrcení. Výrobce zařízení předem přesně vypočte. Vnitřní průměr, stejně jako délka jsou proměnné, kterými lze dosáhnout požadovaného dynamického tlaku. Výhodou tohoto zařízení je nízká cena, které ale pracuje pouze v nadimenzovaném bodě. [16]

2.6.2 Termostatický expanzní ventil

Označované jako regulátory přehřátí, kdy se páry vypařeného chladiva na konci výparníku ohřejí na teplotu vyšší, než je vypařovací teplota. Termostatický expanzní ventil pracuje na principu tepelné roztažnosti látek. Tykavka se připojí na sací potrubí. Uvnitř tykavky spojené s ventilem kapilárou je plyn, který má podobné vlastnosti jako chladivo. Při zvýšení teploty par odsávaných ve výparníku dojde k roztažení tohoto plynu a zvýšení tlaku oproti vratné pružině a dochází k zavírání ventilu. Jakmile teplota nasávaných par poklesne, tak poklesne i tlak plynu v tykavce a vratná pružina způsobí znovuotevření ventilu. [21, 35]



Obr. 15 Termostatický expanzní ventil [35]

2.6.3 Další druhy expanzních ventilů

Existují i expanzní ventily založené na jiných principech – např. elektronické nebo elektromagnetické. Společnou vlastností těchto zařízení je vždy to, že vstupní regulovanou veličinou je teplota nebo tlak (stavové veličiny) nasávaných par z výparníku a regulovanou veličinou je množství chladiva vstříkovaného do výparníku. Rozeznáváme dva druhy spouštění, a to buď pulzně šířkovou modulace, kdy je pulzně spouštěn určitý druh magnetické ventilu nebo stálý pohon přes krokový motor. [16]

2.7 Pomocné aparáty

V chladicí technice se často vyskytují tlaková zařízení, což jsou nádoby, jejichž vnitřní objem je větší než 1 litr. Jedná se o taková zařízení, při jejichž provozu nebo poruše vzniká nebezpečí úrazu, smrti nebo majetkových škod. Výroba, provoz a údržba těchto zařízení je regulována státem.

2.7.1 Sběrače chladiva

Jedním z typů tlakových zařízení, která se používají v chladicí technice, jsou sběrače chladiva. Podle účelu se dělí na provozní a zásobní. Pro uskladnění kapalného chladiva při odtávání, opravách nebo při čištění se používají zásobní sběrače, které jsou zabudovány v chladicím okruhu.

Provozní sběrače jsou pak trvale instalovány v okruhu kapalného chladiva. Podle pracovního tlaku se dělí na vysokotlaké a nízkotlaké. Na vysokotlaké straně okruhu jsou umístěny vysokotlaké provozní sběrače. Objemová náplň kapalného chladiva vyrovnává změny v hmotnostním průtoku kapalného chladiva, které jsou zapříčiněny únikem chladiva a změnami teplot. Mezi škrticí ventil a výparník se umísťují nízkotlaké provozní sběrače, čehož se využívá

především v systémech s nucenou cirkulací chladiva. Používají se také jako odlučovače syté páry chladiva z mokré páry, která vzniká po regulačním škrcení. [17, 35]

2.7.2 Filtry

Provoz chladicího okruhu může být narušen nečistotami, které do systému vnesla výroba, možná, opravy nebo vznikly při provozu chladicího zařízení. V parní části okruhu je nejohroženější částí kompresor (zejména ventily), proto se filtry instalují v sání kompresoru. V kapalinové části je nejvíce náchylnou částí ventil pro nástřik chladiva, proto se filtr zařazuje před něj (v některých případech společně s dehydrátorem). [17, 34]

2.7.3 Průhledítka

Průhledítka jsou speciální druh armatury, která se instalují do kapalinové části chladicího okruhu pro umožnění vizuální kontroly proudění chladiva v okruhu (stav a množství chladiva). Používají se zejména v okruzích s omezeným množstvím chladiva, např. okruhy s malým sběračem. Pod sklo průhledítka se můžou vkládat hygroskopické látky, které mění barvu v závislosti na množství vlhkosti obsažené v chladivu. [35]

Podle barvy udává následující stavy:

- zelená – v chladivu není nadměrná vlhkost
- žlutá – příliš vysoký obsah vlhkosti v chladivu

Průhledítko s indikátorem vlhkosti se umísťuje za filtrdehydrátor chladiva. Bubliny v průhledítku mohou znamenat: [35]

- příliš velká tlaková ztráta v dehydrátoru
- chybí podchlazení chladiva
- příliš málo chladiva v okruhu



Obr. 16 Průhledítka v pájeném provedení [35]

Vlhkost v chladicím okruhu je nežádoucí a může nepříznivě působit na komponenty, chladiva a oleje. [35]

2.7.4 Pojistřovací ventil

Pojistřovací ventil je zařízení, které při překročení nastaveného tlaku upouští z chladicího okruhu chladivo z důvodu vyloučení destrukce potrubí nebo komponent. S výhodou ho lze umístit na sběrač chladiva, který bývá osazen už z výroby zvláštním hrdlem právě pro tento účel.

Z konstrukčního hlediska je pojistný ventil většinou řešen prostřednictvím zátky, která je pomocí pružiny přitlačována na výtokový otvor. Pružina má přednastavený odpor podle požadovaného tlaku a při překročení dojde k otevření a výtoku chladiva.

2.8 Odstraňování vlhkosti z okruhu chladiva

Vlhkost se do chladicího okruhu může dostat: [17]

- nedostatečnou péčí při výrobě a montáži komponent
- z atmosférického vzduchu při montáži nebo provozu
- s olejem nebo chladivem
- netěsnostmi na vodní straně výměníku tepla
- oxidací některých uhlovodíků v oleji
- z izolace vinutí motorů (u hermetických kompresorů)

Přítomnost vlhkosti v okruhu se projevuje: [17]

- zvýšením vypařovací teploty při zachování vypařovacího tlaku u chladiv, se kterými tvoří roztoky, což vede ke zhoršení chladicího faktoru
- vymrzáním vlhkosti v regulačních ventilech nebo na nízkotlaké straně u chladiv s velmi omezenou rozpustností
- korozí materiálu – závisí na použitém chladivu, provozních podmínkách a použitých materiálech komponent

Nepříznivému vlivu vlhkosti je především třeba předcházet ochranou před jejím vnikáním do okruhu. Způsob odstraňování vlhkosti z okruhu chladiva závisí na rozpustnosti vody v chladivu. U chladiv s velkou rozpustností není jiná možnost, než nechat vypařit chladivo, páry odsát a zbytek v okruhu vypustit. [17]

U chladiv s omezenou rozpustností vlhkosti je k jejímu odstranění možno použít dehydratační látky. Požadavky na dehydratační látky jsou:

- velká dehydratační schopnost
- možnost regenerace
- nesmí mít nepříznivý vliv na konstrukční materiály komponent, chladivo, olej
- nesmějí se dostávat do okruhu

Příkladem vhodné dehydratační látky je silikagel, který z hlediska vzájemného působení s vodou patří do skupiny adsorbujících látek, tj. chemicky se při styku s vodou nemění. [17]

2.8.1 Dehydrátory

Mezi nežádoucí látky, které se mohou v kompresorovém chladicím okruhu s uhlovodíkovými chladivy vyskytnout, je voda, kterou je potřeba z chladicího okruhu odstranit. U používaných chladiv olejů a aparátů chladicích okruhů je potřeba dodržovat přísné požadavky na suchost. Dehydrátory jsou nádoby naplněné dehydratační látkou, které se zařazují do chladicího okruhu. Teoreticky výhodné by bylo je zařazovat do nízkotlaké části okruhu, což se ovšem kvůli velkým tlakovým ztrátám nedělá. Většinou se umísťují do kapalinového potrubí ve vysokotlaké části okruhu. Pro menší výkony se používají dehydrátory na jedno použití, pro větší výkony pak dehydrátory rozebíratelné s výměnnými vložkami. [17, 36]

2.8.2 Filtrdehydrátory

Filtrdehydrátor spojuje funkci filtru a dehydrátoru v jednom zařízení. Používá se současně k zachycování nečistot a vlhkosti. Filtrdehydrátor obsahuje dehydratační vložku, která pohlcuje vlhkost z chladiva. Tato vložka je tvořena pevnou látkou, která se skládá z molekulárního síta, silikagelu, aktivního oxidu hliníku a na výstupu z filtru instalované polyesterové tkaniny. Molekulární síto a silikagel vážou vlhkost a aktivní oxid hliníku může kromě vlhkosti vázat také kyseliny.

Kromě toho působí vložka bloku pevné látky společně s polyesterovou tkaninou jako filtr pro zachycování mechanických nečistot. Vložka bloku pevné látky zadrží případné větší částice nečistoty, polyesterová tkanina menší částice. [17, 36]

2.9 Tepelná izolace

V oblasti přechřívání tepla má použití izolačních materiálů velký význam – snížení tepelných ztrát nebo zisků jednotlivých komponent tepelného čerpadla a spojovacího potrubí.

Na tepelnou izolaci jsou kladeny následující požadavky: [17]

- co nejmenší součinitel tepelné vodivosti λ
- u tepelných izolací pro chladicí techniku co nejnižší propustnost povrchu izolace pro atmosférickou vlhkost z důvodů eliminace rosení trubek pod izolací, tato vlastnost se někdy označuje jako malá nasákavost
- tepelná odolnost při izolování komponent s vyšší teplotou stěny
- podle způsobu použití snadnost aplikace na plochu, kterou má být izolace opatřena
- cena a dostupnost izolačního materiálu

2.9.1 Stanovení tloušťky izolace

Parametry ovlivňující tloušťku tepelné izolace:

- tepelná vodivost izolačního materiálu
- teplota teplotonosné látky
- teplota okolního vzduchu
- relativní vlhkost okolního vzduchu
- součinitel prostupu tepla

Podstatou tepelně izolačních materiálů je uzavření plynu (nejčastěji vzduchu) do malých prostorů, případně vytvoření prostorové struktury, která uzavírá velký objem plynu a přitom nedovoluje její pohyb (zamezuje proudění uvnitř struktury izolace). U kvalitních izolací zabírá vzduch 92 až 96 % prostoru, zbytek prostoru izolační látky pak je pevná substance s tepelnou vodivostí větší než vzduch.

S narůstající teplotou roste i tepelná vodivost izolace λ , která ovlivňuje tloušťku izolace. Velmi často dochází k podcenění vlivu relativní vlhkosti při návrhu tloušťky tepelné izolace. Čím vyšší je vlhkost, tím větší musí být tloušťka izolace (při zachování stejných podmínek). [37]

2.9.2 Izolační materiály

Z výše uvedených požadavků, kladených v praxi na izolační hmoty, jsou nejdůležitější nízký součinitel tepelné vodivosti a malá nasákavost.

Zejména požadavky na malou nasákavost splňuje poměrně málo materiálů. Jsou to hmoty s uzavřenými a spolu nesouvisejícími póry, jejichž povrch vykazuje potřebný vysoký difúzní odpor. [17]

Dříve se v chladicí technice používaly izolace s vyšší nasákavostí, součástí tepelné izolace však musela být i samostatná vrstva parotěsné zábrany. K těmto materiálům patřil zejména korek, většinou v úpravě jako korková drť, spojená s asfaltem nebo kamenouhelnou smolou (asfaltokorek), popř. pražením této drti bez přidání pojiva. Takto byly vyráběny i tvarově členité části jako skruže a segmenty na potrubí. Výhodou byla poměrně velká pevnost v tlaku a malá objemová roztažnost. Objemová hmotnost byla cca 110 až 150 $kg \cdot m^{-3}$ pro korek a cca 250 až 350 kg/m^3 pro asfaltokorkové segmenty.

Dále byly používány v dřívější době ještě např. lehčené (pěnové) sklo, fóliové izolace např. papír, perlit, lehčené plastické hmoty a pro velmi nízké teploty vakuové izolace.

Jinou skupinu izolačních materiálů tvoří tzv. izolace vláknité. V chladicí technice jde o izolace z vláken anorganických, jako je strusková, minerální, čedičová nebo skleněná vlákna. Vzduchové mezery v materiálu přispívají ke snižování tepelné vodivosti. Obvyklé tloušťky vláken bývají v řádu jednotek až desítek μm , objemová hmotnost cca 100 až 220 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$. [17]

2.9.3 Syntetický kaučuk

V současné době se v chladicí technice velmi často jako izolace využívá syntetického kaučuku pod různými obchodními názvy podle jednotlivých výrobců. Struktura syntetického kaučuku je tvořena řetězcem molekul: měkká a elastická střední část (butadien) a dva tvrdé konce na vnější straně (styren). Poměr pevných konců k střední části určuje pevnost syntetického kaučuku. Mezi jeho výhody patří: [17, 38]

- nízký součinitel tepelné vodivosti (cca 0,034 až 0,038 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
- povrch s malou nasákavostí, která umožňuje použití izolace bez další povrchové úpravy, pokud není požadována např. ze vzhledových důvodů
- široký rozsah použití z hlediska provozních teplot – cca od $-40\text{ }^\circ\text{C}$ až po $+105\text{ }^\circ\text{C}$
- příznivé vlastnosti z hlediska požární odolnosti – podle DIN 4102-B1 hodnoceno jako těžce hořlavý materiál
- může také plnit funkci zvukové izolace – útlum až do 35 dB(A)
- v současné době se vyrábějí bez použití halogenovaných uhlovodíků
- jednoduchá aplikace na rovné plochy – pásy o tloušťce od 9 mm po 60 mm i na potrubí, vyrábí se hadice pro většinu běžných rozměrů trubek, běžné tloušťky izolace od 6 mm po 32 mm.

Aplikace se běžně provádí lepením izolace na povrch speciálním lepidlem, spoje je možno v případě potřeby přelepit samolepicí páskou ze stejného materiálu. [38]

3 Realizace systému s tepelným čerpadlem napojeného na povrchovou vodu

V této kapitole je popsán tepelný výpočet tepelného výměníku voda – nemrznoucí kapalina.

3.1 Zadání

Výměníky tepla se využívají k přenosu tepelné energie mezi jednotlivými pracovními médii. V tomto případě se jedná o trubkový výměník tepla, u kterého dochází k odebrání tepla z řeky a následně je předáno nemrznoucí kapalině.

Pro tento účel bylo vybráno tepelné čerpadlo H300-WW od společnosti SCOP o parametrech:

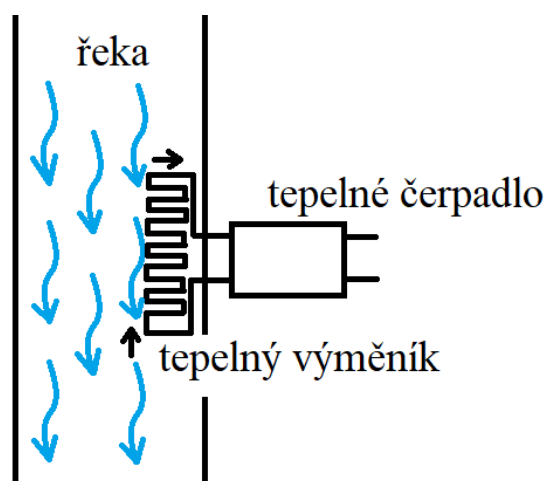
Tab. 2 Parametry tepelného čerpadla H300-WW [39]

Topný výkon	300 kW
Chladicí výkon	210 kW
COP	3,1 (při teplotě okolí +5 °C)
Příkon kompresoru	102 kW

Více informací lze najít v technické specifikaci od dodavatele. [39]

Pro vnější médium uvažujeme vodu, která prošla čističkou odpadních vod a má tedy vhodné chemické parametry pro přenos tepla. Teplota řeky (pro modelový případ je uvažována řeka Svratka s odběrovým místem u Židlochovic) celoročně kolísá mezi 2,4 °C a 25,7 °C (podle dat ČHMÚ). V této práci uvažujeme konstantní teplotu řeky 3 °C, protože je to teplota v zimě, kdy by se toto tepelné čerpadlo mohlo nejvíce uplatnit.

Pro vnitřní médium potřebujeme látku, která bude schopna pojmout teplo z řeky o teplotě 3 °C a zároveň nebude zamrznat. Proto byla jako nemrznoucí kapalina zvolena voda + 30% propylen-glykol (teplota tuhnutí: -12 °C) o teplotě -3 °C.



Obr. 17 Schéma umístění tepelného výměníku

Tepelný výměník je trubkový a protiproudě zapojený, tj. nemrznoucí kapalina proudí proti směru tekoucí vody. Rozměry nejsou přesné.

3.2 Tepelný výpočet

Ze zadaného chladicího výkonu tepelného čerpadla a maximálního ochlazení určíme minimální průtok chladiva. Měrná tepelná kapacita vody pro 3 °C je $4203,74 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Ochlazení vody je o 2 °C. Měrná tepelná kapacita nemrznoucí kapaliny pro -3 °C je $3837 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Oteplení nemrznoucí kapaliny uvažujeme 3 °C. \dot{Q}_C je chladicí výkon tepelného čerpadla 210 kW.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot \Delta t_{H_2O} = \dot{m}_{nk} \cdot c_{nk} \cdot \Delta t_{nk}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_C}{c_{p,H_2O} \cdot \Delta t_{H_2O}} = \frac{210000}{4203,74 \cdot 2} = 24,98 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Bude potřeba řeka s hmotnostním průtokem $24,98 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, což je přibližně $24,98 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Takovou hodnotu průtoku má většina větších řek v České republice, a to i v zimním období.

$$\dot{m}_{nk} = \frac{\dot{Q}_C}{c_{p,nk} \cdot \Delta t_{nk}} = \frac{210000}{3837 \cdot 3} = 18,24 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Abychom dosáhli potřebného chladicího výkonu, bude potřeba odebírat z řeky takové teplo, aby ho bylo schopno předat hmotnostnímu toku nemrznoucí kapaliny $18,24 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro rychlost v uvažované hloubce musíme vyjít z rychlostního profilu částic. Pro zjednodušení výpočtu uvažujeme s rychlostí vody:

$$v = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tepelný výpočet je nyní vytvořen pro různé varianty trubek, které jsou ponořeny do řeky na podstavec, aby se trubky nenacházely na dně a nehrozilo tedy zanášení teplosměnných ploch.

Vzorce pro výpočty v kapitolách 3.2.1 až 3.2.4 jsou převzaty z [40].

3.2.1 Varianta A

Materiál trubek pro tento výměník byl zvolen plast, konkrétně PVC PN10 o parametrech $D = 160 \text{ mm}$, $t = 6,2 \text{ mm}$ a $\lambda = 0,15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Umístění trubek je v zákrytu.

Pro určení součinitele přestupu tepla vnějšího média (vody) budeme nejprve potřebovat určit Reynoldsovo číslo:

$$\begin{aligned} v(\text{voda}, T = 3 \text{ }^\circ\text{C}) &= 1,6265 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\ \mu(\text{voda}, T = 3 \text{ }^\circ\text{C}) &= 1,6262 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re_1 &= \frac{v \cdot D}{\nu} [-] \\ Re_1 &= \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{0,8 \cdot 0,16}{1,6265 \cdot 10^{-6}} = 78711 \end{aligned}$$

Reynoldsovo číslo vyšlo v rozmezí $300 \leq \dots < 3 \cdot 10^5$, jedná se tedy o laminární proudění s výskytem Karmánovy vírové řady, která je plně turbulentní.

Výpočet Prandtlova čísla:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} [-]$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4203,74 \cdot 1,6262 \cdot 10^{-3}}{0,56} = 12,21$$

Pro výpočet Prandtlova čísla na vnější stěně trubky neznáme jeho teplotu. Tento výsledek pak bude potřeba iterovat podle teploty stěny, která nám vyjde na konci výpočtu a zpětně přepočítat. Zde je uveden výsledek již po iteraci.

$$v(\text{voda}, T = 2,95 \text{ }^\circ\text{C}) = 1,6268 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\mu(\text{voda}, T = 2,95 \text{ }^\circ\text{C}) = 1,6262 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Pr_w = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} [-]$$

$$Pr_w = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4203,84 \cdot 1,6262 \cdot 10^{-3}}{0,56} = 12,21$$

Pro výpočet Nusseltova čísla již známe všechny parametry, koeficienty C a m zvolené podle typu proudění a zapojení z [40].

$$Nu_1 = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} [-]$$

$$Nu_1 = 0,27 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} = 0,27 \cdot 78711^{0,63} \cdot 12,21^{0,36} \cdot \left(\frac{12,21}{12,21}\right)^{0,25}$$

$$Nu_1 = 807,39$$

Ze znalosti Nusseltova čísla nyní vypočítáme hodnotu součinitele přestupu tepla vnějšího média (vody).

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot D}{\lambda} [-]$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda}{D} = \frac{807,39 \cdot 0,56}{0,16} = 2825,87 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla vnitřního média (nemrznoucí kapalina) budeme potřebovat jeho parametry při dané teplotě.

$$v(\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ }^\circ\text{C}) = 8,297773 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho(\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ }^\circ\text{C}) = 1032 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$c_p(\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ }^\circ\text{C}) = 3837 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\lambda(\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro určení součinitele přestupu tepla vnitřního média budeme opět potřebovat výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} [-]$$

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,2 \cdot 0,1476}{8,297773 \cdot 10^{-6}} = 21345$$

Jedná se o turbulentní, plně vyvinuté proudění.

Výpočet Prandtlova čísla:

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} [-]$$

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{8,297773 \cdot 10^{-6} \cdot 1032 \cdot 3837}{0,45} = 73,016$$

Nusseltovo číslo pro turbulentní, plně vyvinuté proudění, v kruhové trubce.

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n [-]$$

$$0,6 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \geq 10000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

$n = 0,4$... *tekutina se v trubce ohřívá*

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 21345^{0,8} \cdot 73,016^{0,4} = 372$$

Výpočet součinitele přestupu tepla je pak dán vztahem:

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d}{\lambda} [-]$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda}{d} = \frac{372 \cdot 0,45}{0,1476} = 1139 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro válcové stěny trubky platí:

$$\frac{1}{kS} = \frac{1}{k_i S_i} = \frac{1}{k_o S_o}$$

Vyjádřením válcového teplosměnného povrchu $S = 2\pi rL$ přepíšeme rovnici na:

$$\frac{1}{kS} = \frac{1}{k_i S_i} = \frac{1}{k_o S_o} = \frac{1}{2\pi r_i L \alpha_i} + \frac{1}{2\pi L \lambda} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{2\pi r_o L \alpha_o}$$

Po vytknutí $2\pi L$ dostaneme výraz:

$$kS = \frac{2\pi L}{\frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{r_o \alpha_o}}$$

Tento výraz pak dosadíme do rovnice pro tepelný výkon:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T [W]$$

$$Q = \frac{2\pi L \cdot \Delta T}{\frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{r_o \alpha_o}}$$

A vyjádříme délku výměníku L:

$$L = \frac{Q \cdot \left(\frac{1}{r_i \alpha_i} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{r_o \alpha_o} \right)}{2\pi \cdot \Delta T}$$

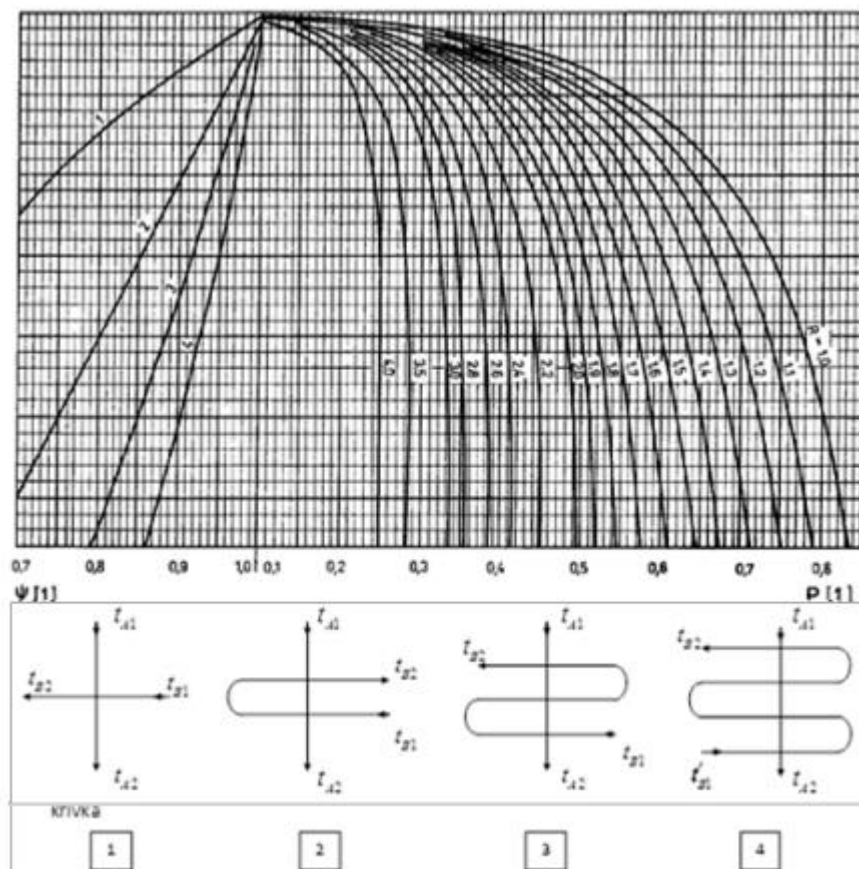
Jako ΔT uvažujeme logaritmičtý teplotní spád (protiproudé zapojení):

$$\Delta T_A = T_{1,in} - T_{2,out}$$

$$\Delta T_B = T_{1,out} - T_{2,in}$$

$$\Delta T = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} = \frac{(3 - 0) - (1 - (-3))}{\ln\left(\frac{3 - 0}{1 - (-3)}\right)} = 3,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výpočet korekce teplotního spádu:



Obr. 18 Nomogram pro určení teplotního součinitele ψ [29]

Pro náš případ (varianta 4) platí:

$$P = \frac{\Delta_{\text{menší}}}{t_{A1} - t_{B1}} = \frac{3 - 0}{3 - (-3)} = 0,5$$

$$R = \frac{\Delta_{\text{větší}}}{\Delta_{\text{menší}}} = \frac{1 - (-3)}{3 - 0} = 1,33$$

Po zanesení hodnot do grafu a odečtení vyšlo $\psi = 0,99$.

Délka trubkového výměníku L pak vyjde:

$$L = \frac{210000 \cdot \left(\frac{1}{0,0738 \cdot 1139} + \frac{1}{0,15} \cdot \ln \frac{0,08}{0,0738} + \frac{1}{0,08 \cdot 2825,87} \right)}{2\pi \cdot 0,99 \cdot 3,48} = 5375 \text{ m}$$

Kontrola teploty na stěně trubky (vnější a vnitřní strana):

$$\alpha_1 \cdot (T_1 - T'_1) = \frac{\lambda}{t} \cdot (T'_1 - T'_2) = \alpha_2 \cdot (T'_2 - T_2)$$

$$2825,87 \cdot (3 - T'_1) = \frac{0,15}{0,0062} \cdot (T'_1 - T'_2) = 1139 \cdot (T'_2 - (-3))$$

$$T'_1 \dots \text{teplota stěny na vnější straně } [^{\circ}\text{C}]$$

$$T'_2 \dots \text{teplota stěny na vnitřní straně } [^{\circ}\text{C}]$$

$$t \dots \text{tloušťka stěny } [\text{m}]$$

Řešením soustavy dvou rovnic o dvou neznámých dostaneme výsledek:

$$T'_1 = 2,95 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$T'_2 = -2,88 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Teplota stěny z vnější strany je větší než 0 °C a nedochází k namrzání.

Zde je potřeba se vrátit zpět k výpočtu Prandtlůva čísla pro vnější kapalinu a upravit hodnotu Pr_w pro správnou teplotu stěny a tento výpočet opět zopakovat.

Nyní zkontrolujeme průtok chladicí kapaliny trubkou a srovnáme ho s minimálním průtokem, aby tepelné čerpadlo správně fungovalo.

$$S_A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1476^2}{4} = 0,017 \text{ m}^2$$

$$v = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho = 1032 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\dot{m} = S_A \cdot v \cdot \rho = 0,017 \cdot 1,2 \cdot 1032 = 21,05 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tato hodnota je větší než vypočítaná v kapitole 3.2, a proto nám bude stačit jedna trubka.

Zbývá ještě určitě finální podobu tepelného výměníku. Trubky z tohoto materiálu nejsou příliš ohebné, proto je potřeba využít 90° tvarovek. Toto řešení se tedy vzhledem k délce výměníku a nutnosti nákupu tvarovek nejeví jako ideální.

3.2.2 Varianta B

Materiál trubek pro tento výměník byl zvolen plast, konkrétně PVC PN10 o parametrech $D = 160 \text{ mm}$, $t = 6,2 \text{ mm}$ a $\lambda = 0,15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Umístění trubek je oproti variantě A šachovnicově.

Výpočet součinitele přestupu tepla se liší až ve vzorci pro Nusseltovo číslo, které má parametry změněné pro vystřídání umístění trubek. Hodnoty Reynoldsova a Prandtlůva čísla tak zůstávají stejné.

$$Re_1 = 78711$$

$$Pr = 12,21$$

Hodnotu Prandtlova čísla na vnější stěně trubky pak bude potřeba opět iterovat podle stěny trubky, kterou zjistíme po celém výpočtu.

$$Pr_w = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} [-]$$

$$Pr_w = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4203,84 \cdot 1,6262 \cdot 10^{-3}}{0,56} = 12,21$$

Pro výpočet Nusseltova čísla již známe všechny parametry, koeficienty C a m zvolené podle typu proudění a zapojení z [40].

$$Nu_1 = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} [-]$$

$$Nu_1 = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} = 0,4 \cdot 78711^{0,6} \cdot 12,21^{0,36} \cdot \left(\frac{12,21}{12,21}\right)^{0,25} = 851,09$$

Z vypočítané hodnoty Nusseltova čísla pak dopočítáme hodnotu součinitele přestupu tepla na vnější straně.

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d}{\lambda} [-]$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda}{d} = \frac{851,09 \cdot 0,56}{0,16} = 2978,82 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla vnitřního média je totožný jako v kapitole 3.2.1 u varianty A.

$$Re_2 = 21345$$

$$Pr = 73,016$$

$$Nu_2 = 372$$

$$\alpha_2 = 1139 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\Delta T = 3,48 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\psi = 0,99$$

Délka trubkového výměníku L pak vyjde:

$$L = \frac{210000 \cdot \left(\frac{1}{0,0738 \cdot 1139} + \frac{1}{0,15} \cdot \ln \frac{0,08}{0,0738} + \frac{1}{0,08 \cdot 2978,82} \right)}{2\pi \cdot 0,99 \cdot 3,48} = 5373 \text{ m}$$

Kontrola teploty na stěně trubky (vnější a vnitřní strana):

$$\alpha_1 \cdot (T_1 - T'_1) = \frac{\lambda}{t} \cdot (T'_1 - T'_2) = \alpha_2 \cdot (T'_2 - T_2)$$

$$2978,82 \cdot (3 - T'_1) = \frac{0,15}{0,0062} \cdot (T'_1 - T'_2) = 1139 \cdot (T'_2 - (-3))$$

$$T'_1 \dots \text{teplota stěny na vnější straně } [^{\circ}\text{C}]$$

$$T'_2 \dots \text{teplota stěny na vnitřní straně } [^{\circ}\text{C}]$$

$$t \dots \text{tloušťka stěny } [\text{m}]$$

Řešením soustavy dvou rovnic o dvou neznámých dostaneme výsledek:

$$T'_1 = 2,95 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$T'_2 = -2,88 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Teplota stěny z vnější strany je větší než 0 °C a nedochází k namrzání.

Zde je potřeba se vrátit zpět k výpočtu Prandtlůva čísla pro vnější kapalinu a upravit hodnotu Pr_w pro správnou teplotu stěny a tento výpočet opět zopakovat.

Výsledek srovnání variant A a B určuje, že je jedno, jak budou trubky uspořádané.

Nyní zkontrolujeme průtok chladicí kapaliny trubkou a srovnáme ho s minimálním průtokem, aby tepelné čerpadlo správně fungovalo.

$$S_A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1476^2}{4} = 0,017 \text{ m}^2$$

$$v = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho = 1032 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\dot{m} = S_A \cdot v \cdot \rho = 0,017 \cdot 1,2 \cdot 1032 = 21,05 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tato hodnota je větší než vypočítaná v kapitole 3.2, a proto nám bude stačit jedna trubka.

Stejně jako varianty A v kapitole 3.2.1 se toto řešení vzhledem k délce výměníku a nutnosti nákupu tvarovek nejvíce jeví jako ideální.

3.2.3 Varianta C

Zatímco u variant A a B byla použita trubka z plastu, pro tuto variantu výměníku byla zvolena měď o parametrech $D = 22 \text{ mm}$, $t = 1 \text{ mm}$ a $\lambda = 339 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Protože jsme si určili, že nezáleží na umístění trubek, je počítána pouze varianta s trubkami v zákrytu.

Pro určení součinitele přestupu tepla vnějšího média (vody) budeme nejprve potřebovat určit Reynoldsovo číslo:

$$v(\text{voda}, T = 3 \text{ } ^{\circ}\text{C}) = 1,6265 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\mu(\text{voda}, T = 3 \text{ } ^{\circ}\text{C}) = 1,6262 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re_1 = \frac{v \cdot D}{\nu} [-]$$

$$Re_1 = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{0,8 \cdot 0,022}{1,6262 \cdot 10^{-6}} = 10823$$

Reynoldsovo číslo vyšlo v rozmezí $300 \leq \dots < 3 \cdot 10^5$, jedná se tedy o laminární proudění s výskytem Karmánovy vírové řady, která je plně turbulentní.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} [-]$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4203,74 \cdot 1,6262 \cdot 10^{-3}}{0,56} = 12,21$$

Zde neznáme teplotu na povrchu trubky. Tento výsledek pak bude potřeba iterovat podle teploty stěny, která nám vyjde na konci a zpětně přepočítat. Zde je uveden výsledek již po iteraci.

$$v (\text{voda}, T = 1,66 \text{ } ^\circ\text{C}) = 1,6849 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\mu (\text{voda}, T = 1,66 \text{ } ^\circ\text{C}) = 1,6848 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\lambda (\text{voda}, T = 1,66 \text{ } ^\circ\text{C}) = 0,557 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Pr_w = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} [-]$$

$$Pr_w = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4206,25 \cdot 1,6848 \cdot 10^{-3}}{0,557} = 12,72$$

Pro výpočet Nusseltova čísla již známe všechny parametry, koeficienty C a m zvolené podle typu proudění a zapojení z [40].

$$Nu_1 = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} [-]$$

$$Nu_1 = 0,27 \cdot Re_1^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} = 0,27 \cdot 10823^{0,63} \cdot 12,21^{0,36} \cdot \left(\frac{12,21}{12,72}\right)^{0,25}$$

$$Nu_1 = 228,97$$

Ze znalosti Nusseltova čísla nyní vypočítáme hodnotu součinitele přestupu tepla vnějšího média (vody).

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot D}{\lambda} [-]$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda}{D} = \frac{228,97 \cdot 0,557}{0,022} = 5797 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla vnitřního média (nemrznoucí kapalina) budeme potřebovat jeho parametry při dané teplotě.

$$v (\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ } ^\circ\text{C}) = 8,297773 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho (\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ } ^\circ\text{C}) = 1032 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$c_p (\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ } ^\circ\text{C}) = 3837 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\lambda (\text{nemrznoucí kapalina}, T = -3 \text{ } ^\circ\text{C}) = 0,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro určení součinitele přestupu tepla vnitřního média budeme opět potřebovat výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} [-]$$

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,2 \cdot 0,02}{8,297773 \cdot 10^{-6}} = 2892$$

Výpočet Prandtlova čísla:

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} [-]$$

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{8,297773 \cdot 10^{-6} \cdot 1032 \cdot 3837}{0,45} = 73,016$$

Nusseltovo číslo pro turbulentní, plně vyvinuté proudění, v kruhové trubce.

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n [-]$$

$$0,6 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \geq 10000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

$n = 0,4$... tekutina se v trubce ohřívá

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 2892^{0,8} \cdot 73,016^{0,4} = 75,17$$

Výpočet součinitele přestupu tepla je pak dán vztahem:

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d}{\lambda} [-]$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda}{d} = \frac{75,17 \cdot 0,45}{0,02} = 1691 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Logaritmický teplotní spád i teplotní součinitel jsou stejné jako u předchozích variant.

$$\Delta T = 3,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\psi = 0,99$$

Délka trubkového výměníku L pak vyjde:

$$L = \frac{210000 \cdot \left(\frac{1}{0,01 \cdot 1691} + \frac{1}{339} \cdot \ln \frac{0,011}{0,01} + \frac{1}{0,011 \cdot 5797} \right)}{2\pi \cdot 0,99 \cdot 3,48} = 728 \text{ m}$$

Kontrola teploty na stěně trubky (vnější a vnitřní strana):

$$\alpha_1 \cdot (T_1 - T'_1) = \frac{\lambda}{t} \cdot (T'_1 - T'_2) = \alpha_2 \cdot (T'_2 - T_2)$$

$$5797 \cdot (3 - T'_1) = \frac{339}{0,001} \cdot (T'_1 - T'_2) = 1691 \cdot (T'_2 - (-3))$$

T'_1 ... teplota stěny na vnější straně [$^\circ\text{C}$]

T'_2 ... teplota stěny na vnitřní straně [$^\circ\text{C}$]

t ... tloušťka stěny [m]

Řešením soustavy dvou rovnic o dvou neznámých dostaneme výsledek:

$$T_1' = 1,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2' = 1,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota stěny z vnější strany je větší než $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ a nedochází k namrzání.

Zde je potřeba se vrátit zpět k výpočtu Prandtlova čísla pro vnější kapalinu a upravit hodnotu Pr_w pro správnou teplotu stěny a tento výpočet opět zopakovat.

Nyní zkontrolujeme průtok chladicí kapaliny trubicou a srovnáme ho s minimálním průtokem, aby tepelné čerpadlo správně fungovalo.

$$S_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 0,000314 \text{ m}^2$$

$$v = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho = 1032 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

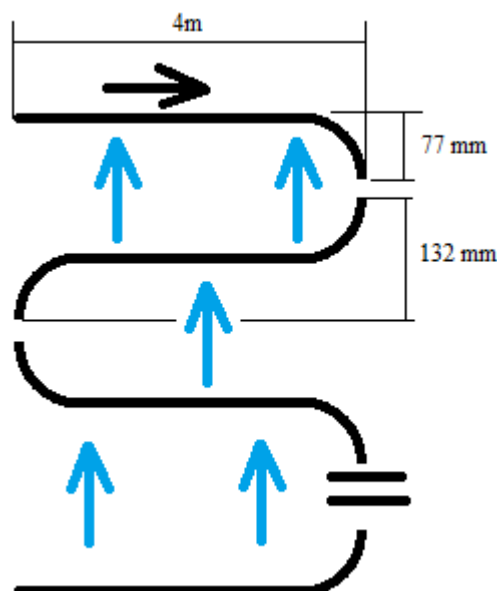
$$\dot{m}_c = S_c \cdot v \cdot \rho = 0,000314 \cdot 1,2 \cdot 1032 = 0,389 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tato hodnota je menší než vypočítaná v kapitole 3.2, a proto nám nebude stačit jedna trubka.

$$n_{tr} = \frac{\dot{m}_{nk}}{\dot{m}_c} = \frac{18,24}{0,389} = 46,9 \rightarrow 47 \text{ trubek}$$

Minimální poloměr ohybu vychází z pevnostních výpočtů a podle doporučení výrobce ohýbaček trubek je to 3-4x násobek D . [48]

Pokud bychom tedy uvažovali šířku položení trubek v řece 4 m, pak na délku výměníku 728 m bude potřeba 182 čtyřmetrových segmentů (sudý počet i vzhledem ke konci na stejném břehu jako začátek výměníku).



Obr. 19 Schéma varianty s měděnými trubicami $\text{Ø}D = 22 \text{ mm}$

Zastavěná délka koryta řeky by pak byla:

$$l = 2 \cdot 0,077 + 180 \cdot 0,132 = 23,91 \text{ m}$$

3.2.4 Varianta D

Pro poslední variantu byla opět byla použita trubka z mědi, tentokrát ale s jiným průměrem. Parametry trubky jsou $D = 54 \text{ mm}$, $t = 1,5 \text{ mm}$ a $\lambda = 339 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Počítána je pouze varianta s trubkami v zákrytu.

Pro určení součinitele přestupu tepla vnějšího média (vody) budeme nejprve potřebovat určit Reynoldsovo číslo:

$$\begin{aligned}v(\text{voda}, T = 3 \text{ }^\circ\text{C}) &= 1,6265 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\ \mu(\text{voda}, T = 3 \text{ }^\circ\text{C}) &= 1,6262 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}\end{aligned}$$

$$Re_1 = \frac{v \cdot D}{\nu} [-]$$

$$Re_1 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,8 \cdot 0,054}{1,6262 \cdot 10^{-6}} = 26565$$

Reynoldsovo číslo vyšlo v rozmezí $300 \leq \dots < 3 \cdot 10^5$, jedná se tedy o laminární proudění s výskytem Karmánovy vírové řady, která je plně turbulentní.

$$\begin{aligned}Pr &= \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} [-] \\ Pr &= \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4203,74 \cdot 1,6262 \cdot 10^{-3}}{0,56} = 12,21\end{aligned}$$

Zde neznáme teplotu na povrchu trubky. Tento výsledek pak bude potřeba iterovat podle teploty stěny, která nám vyjde na konci a zpětně přepočítat. Zde je uveden výsledek již po iteraci.

$$\begin{aligned}v(\text{voda}, T = 1,66 \text{ }^\circ\text{C}) &= 1,6849 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\ \mu(\text{voda}, T = 1,66 \text{ }^\circ\text{C}) &= 1,6848 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} \\ \lambda(\text{voda}, T = 1,66 \text{ }^\circ\text{C}) &= 0,557 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Pr_w &= \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} [-] \\ Pr_w &= \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4206,25 \cdot 1,6848 \cdot 10^{-3}}{0,557} = 12,72\end{aligned}$$

Pro výpočet Nusseltova čísla již známe všechny parametry, koeficienty C a m zvolené podle typu proudění a zapojení z [40].

$$\begin{aligned}Nu_1 &= C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} [-] \\ Nu_1 &= 0,27 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} = 0,27 \cdot 26565^{0,63} \cdot 12,21^{0,36} \cdot \left(\frac{12,21}{12,72}\right)^{0,25} \\ Nu_1 &= 403,1\end{aligned}$$

Ze znalosti Nusseltova čísla nyní vypočítáme hodnotu součinitele přestupu tepla vnějšího média (vody).

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d}{\lambda} [-]$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda}{d} = \frac{403,1 \cdot 0,557}{0,054} = 4158 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro určení součinitele přestupu tepla vnitřního média budeme opět potřebovat výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} [-]$$

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,2 \cdot 0,051}{8,297773 \cdot 10^{-6}} = 7375$$

Výpočet Prandtlova čísla:

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} [-]$$

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{8,297773 \cdot 10^{-6} \cdot 1032 \cdot 3837}{0,45} = 73,016$$

Neplatí, že $Re \geq 10000$. Není tedy možné využít stejného vztahu jako v předcházejících případech a je nutné využít Gnielinskiho vztah a Darcyho koeficient tření. [23]

Darcyho koeficient tření:

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_2) - 1,64)^{-2} = (0,79 \cdot \ln(7375) - 1,64)^{-2} = 0,034$$

Gnielinskiho vztah:

Platí pro: $0,5 \leq Pr \leq 2000$ a $3000 \leq Re \leq 5000000$

$$Nu_2 = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,034}{8}\right) \cdot (7375 - 1000) \cdot 73,016}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,034}{8}} \cdot (73,016^{\frac{2}{3}} - 1)} = 135,13$$

Výpočet součinitele přestupu tepla je pak dán vztahem:

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d}{\lambda}$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda}{d} = \frac{135,13 \cdot 0,45}{0,051} = 1192 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Logaritmický teplotní spád i teplotní součinitel jsou stejné jako u předchozích variant.

$$\Delta T = 3,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\psi = 0,99$$

Délka trubkového výměníku L pak vyjde:

$$L = \frac{210000 \cdot \left(\frac{1}{0,0255 \cdot 1192} + \frac{1}{339} \cdot \ln \frac{0,027}{0,0255} + \frac{1}{0,027 \cdot 4158} \right)}{2\pi \cdot 0,99 \cdot 3,48} = 407 \text{ m}$$

Kontrola teploty na stěně trubky (vnější a vnitřní strana):

$$\alpha_1 \cdot (T_1 - T'_1) = \frac{\lambda}{t} \cdot (T'_1 - T'_2) = \alpha_2 \cdot (T'_2 - T_2)$$

$$4158 \cdot (3 - T'_1) = \frac{339}{0,0015} \cdot (T'_1 - T'_2) = 1192 \cdot (T'_2 - (-3))$$

T'_1 ... teplota stěny na vnější straně [°C]
 T'_2 ... teplota stěny na vnitřní straně [°C]
 t ... tloušťka stěny [m]

Řešením soustavy dvou rovnic o dvou neznámých dostaneme výsledek:

$$T'_1 = 1,66 \text{ °C}$$

$$T'_2 = 1,64 \text{ °C}$$

Teplota stěny z vnější strany je větší než 0 °C a nedochází k namrzání.

Zde je potřeba se vrátit zpět k výpočtu Prandtlůva čísla pro vnější kapalinu a upravit hodnotu Pr_w pro správnou teplotu stěny a tento výpočet opět zopakovat.

Nyní zkontrolujeme průtok chladicí kapaliny trubkou a srovnáme ho s minimálním průtokem, aby tepelné čerpadlo správně fungovalo.

$$S_D = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,051^2}{4} = 0,00204 \text{ m}^2$$

$$v = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho = 1032 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

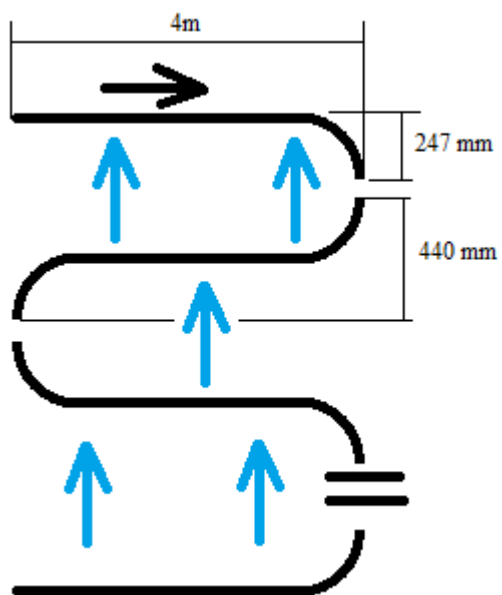
$$\dot{m}_D = S_D \cdot v \cdot \rho = 0,00204 \cdot 1,2 \cdot 1032 = 2,53 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tato hodnota je menší než vypočítaná v kapitole 3.2, a proto nám nebude stačit jedna trubka.

$$n_{tr} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} = \frac{18,24}{2,53} = 7,2 \rightarrow 8 \text{ trubek}$$

Minimální poloměr ohybu vychází z pevnostních výpočtů a podle doporučení výrobce trubek je pro $\varnothing D = 54$ mm poloměr ohybu 220 mm. [49]

Pokud bychom tedy uvažovali šířku položení trubek v řece 4 m, pak na délku výměníku 407 m bude potřeba 102 čtyřmetrových segmentů (sudý počet i vzhledem ke konci na stejném břehu jako začátek výměníku).



Obr. 20 Schéma varianty s měděnými trubkami $\text{ØD} = 54 \text{ mm}$

Zastavěná délka koryta řeky by pak byla:

$$l = 2 \cdot 0,247 + 100 \cdot 0,44 = 44,5 \text{ m}$$

4 Technicko-ekonomické posouzení návrhu

4.1 Materiály

Pro návrh potrubí jsou rozhodující tato hlediska: [26]

- Volba trasy, způsob a druh vnějšího zatížení potrubí
- Pracovní přetlak a hydraulické rázy
- Druh, únosnost a agresivita okolní vody
- Výskyt bludných proudů
- Kvalita dopravovaného média
- Požadovaná životnost potrubí
- Drsnost potrubí a náchylnost na inkrustaci
- Finanční náklady na realizaci a následně na provoz

Ze všech výše uvedených bodů se nejvíce hledí na ekonomické hledisko v kombinaci se životností.

V rámci výpočtů v kapitole 3 byly použity dva materiály, a to PVC a měď. Každý z těchto materiálů má odlišné vlastnosti. Lze ale použít i dalšími materiály.

Další materiály vhodné pro použití: [24]

- Eurotel
- Polypropylen
- Korozivzdorná ocel
- Pozinkovaná trubka
- Hliníkoplast
- Mirelon izolace
- Síťovaný polyetylen

Eurotel jsou trubky z nerez, které se využívají především pro vnitřní a vnější rozvod, nicméně lze je využít i pro připojení topných těles. Jejich hlavní výhodou je ohýbání do úhlu až 180° díky speciální struktuře trubek.

Mezi výhody polypropylenových trubek patří dlouhá životnost (až 50 let), ekologičnost a recyklovatelnost, hygienická nezávadnost a odolnost vůči chemikáliím a také snadná montáž a manipulace. Jejich další výhodou je i nízká cena. [24]

Ocelové potrubí z korozivzdorné oceli má výhodu oproti plastovým zejména díky malé teplotní roztažnosti, velké pevnosti a mechanické odolnosti. Dříve se používalo ocelová potrubí s pozinkováním. Jejich nevýhodou je nízká životnost (okolo 15 let), ale kvůli důlkové korozi, inkrustaci a následnému proděravění trubek se mohou poškodit ještě dříve. Nedoporučuje se především použití při vyšší teplotách tekutiny. [24]

4.2 Ekonomické náklady

Náklady na pořízení tepelného čerpadla voda-voda H300 WW jsou 225 363 EUR bez DPH (květen 2023). Další náklady souvisí s elektrickou energií, kterou je potřeba dodat kompresoru. Podle technické specifikace je příkon kompresoru 102 kW. Pokud uvažujeme, že teplo bude dodáváno za účelem vytápění, je potřeba vzít v úvahu také tepelné ztráty objektu, dobu vytápění a požadovanou teplotu vytápění. Pokud bychom uvažovali venkovní teplotu v zimě 0 °C a zvolili tepelnou ztrátu např. 4 kW, bude potřeba dodat 96 kWh tepelné energie

za den na pokrytí těchto ztrát. Elektrická energie dodaná do kompresoru pak bude 32,64 kWh. Cena jedné kWh při aktuálních cenách energií vládního stropu je 6,05 Kč/kWh. Tím pádem jedna hodina provozu bude stát přibližně 200 Kč.

Výše uvedené náklady jsou pro všechny varianty stejné. Další položkou jsou pak trubky a nemrznoucí kapalina, které jsou rozpočítané v jednotlivých variantách.

Tab. 3 Srovnání nákladů pro jednotlivé varianty

varianta	Délka trubky L [m]	Cena trubky [Kč/m]	Počet trubek [-]	Objem trubky [m ³]	Cena nemrznoucí kapaliny [Kč/l] [44]	Celková cena [Kč]
A	5375	803 [41]	1	91,97	46,47	8 589 971
B	5373	803 [41]	1	91,93	46,47	8 586 506
C	728	196,09 [42]	47	0,229	46,47	7 209 572
D	407	962,80 [43]	8	0,83	46,47	3 443 438

Vzorový výpočet nákladů pro variantu A:

$$N = (L \cdot N_{tr} + V \cdot N_{nk}) \cdot n_{tr} \text{ [Kč]}$$

kde: N ... náklady na trubky a nemrznoucí kapalinu [Kč]

L ... délka výměníku [m]

N_{tr} ... cena za 1m trubky [Kč/m]

V ... objem trubky [m³]

N_{nk} ... cena za 1l nemrznoucí kapaliny [Kč/l]

n_{tr} ... počet trubek [-]

$$N = (5375 \cdot 803 + 91,97 \cdot 1000 \cdot 46,47) \cdot 1 = 8 589 971 \text{ Kč}$$

Celkové pořizovací náklady:

$$N_c = N_{tč} + N \text{ [Kč]}$$

kde: N_c ... celkové náklady [Kč]

$N_{tč}$... náklady na pořízení tepelného čerpadla [m]

N ... náklady na trubky a nemrznoucí kapalinu [Kč]

$$N_c = 225363 \cdot 23,66 + 8 589 971 = 13 992 060 \text{ Kč}$$

Náklady na roční provoz:

$$N_a = n_{hp} \cdot N_h \text{ [Kč]}$$

kde: N_a ... celkové náklady [Kč]

n_{hp} ... hodiny provozu [h]

N_h ... náklady na hodinu provozu $\left[\frac{\text{Kč}}{\text{h}}\right]$

Při výpočtu se neuvažuje celodenní provoz, protože přes noc není potřeba vytápět na požadovanou teplotu.

$$N_a = 20 \cdot 365 \cdot 200 = 1 460 000 \text{ Kč}$$

4.3 Ekologické posouzení

Použití trubek z různých materiálů může ovlivnit kvalitu vody v řece. Do řeky se může uvolňovat stopové množství materiálů, které by mohlo mít nepříznivý vliv na říční život, případně na člověka. Nicméně žádný z používaných materiálů není v malém množství nebezpečný, ale je i tak je potřeba pravidelně kontrolovat chemické složení vody.

Výhodou mědi je, že se na vnitřních stěnách tvoří ochranná vrstva oxidů mědi, která dokáže zabít některé druhy bakterií. [24]

ZÁVĚR

Tepelná čerpadla jsou v dnešní době čím dál více oblíbená, z části i díky dotacím, a lidé často nahrazují fungující plynové kotle za účelem snížení výdajů na vytápění a ohřev teplé vody.

Část této diplomové práce je věnována rešerši již používaných tepelných čerpadel voda-voda, která především v České republice nejsou příliš používána, protože pro jejich provoz je potřeba velká vodní plocha, ze které se odebírá teplo. Nejpoužívanějším zdrojem jsou studny, kde jsou vyhloubené dva vrty (legislativou dané, že musí mít minimální vzdálenost od sebe, aby se voda nevracela do stejného místa). Zdrojem vody pro tuto diplomovou práci je tekoucí řeka, ideálně za čističkou odpadních vod, aby měla voda dobré chemické složení. Toto řešení je docela neobvyklé už vzhledem k proměnlivé teplotě vody, která během roku kolísá zhruba mezi 2 a 20 °C (v závislosti na ročním období).

Další část rešerše se pak zabývá jednotlivými komponenty tepelných čerpadel, se zaměřením především na kompresorová, protože ty jsou v současné době nejpoužívanější.

Ve výpočtové části této práce bylo použito tepelné čerpadlo 300 kW, pro které byly vypočteny a navrženy celkem 4 varianty trubek s různým průměrem, materiálem a uspořádáním. Vyšlo najevo, že rozdíl uspořádání nehraje roli při výpočtu celkové délky výměníku. U plastových trubek s průměrem 160 mm vyšla dlouhá délka výměníku, přesahující 5000 m, a s tím související potřeba širšího koryta řeky nebo delší zastavěné plochy. U měděných trubek naopak vyšla délka 728 m, resp. 407 m, která se jeví jako rozumná, nicméně kvůli průtoku chladicí kapaliny, kterou je potřeba dodat do tepelného čerpadla pro jeho správnou funkci, je těchto trubek potřeba několik. Aby se minimalizovala zastavěná plocha, tak by bylo ideální položit tyto trubky nad sebe, ale zde by se mohlo stát, že by to již neumožňovala hloubka řeky, která je podle dat ČHMÚ v tomto období nejnižší.

V poslední části diplomové práce jsou srovnány ekonomické náklady jednotlivých variant. Protože toto tepelné čerpadlo není navrženo na konkrétní instalaci, jsou zde použité některé ilustrační hodnoty, např. pro představu ročních nákladů na provoz. Pokud tedy máme řeku o dostatečné hloubce, jeví se jako ideální řešení použití měděných trubek s průměrem 54 mm, které vychází dobře jak z hlediska zastavěné plochy, tak hlavně z ekonomického hlediska. Náklady na pořízení tepelného čerpadla 300 kW, trubek a nemrznoucí kapaliny by se pohybovaly okolo 8,8 milionu korun, s ročními náklady 1,46 milionu korun. Také zastavěná plocha 45 metrů na délku a 4 metry šířky koryta jsou rozumnými parametry.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Tepelné čerpadlo [online]. [cit. 2023-01-17]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/rady-a-tipy/tepelne-cerpadlo-princip.html>
- [2] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [3] What is a Water Source Heat Pump? [online]. [cit. 2023-01-18]. Dostupné z: <https://www.kensaheatpumps.com/water-source-heat-pump/>
- [4] Co je vodonosná vrstva [online]. [cit. 2023-01-18]. Dostupné z: <https://www.renovablesverdes.com/cs/co-je-vodonosna-vrstva/>
- [5] Princip tepelného čerpadla [online]. [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.remko.cz/princip-tepelneho-cerpadla>
- [6] Castle Park Water Source Heat Pump Project [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://hpa.ehpa.org/castle-park-water-source-heat-pump-project/>
- [7] Bristol project awarded Europe's 'Heat Pump City of the Year' [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://knowledge.energyinst.org/new-energy-world/article?id=127390>
- [8] Chlazení mléka s rekuperací tepla [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://www.projektuj-teplna-cerpadla.cz/cz/reference/32.chlazenimleka-s-rekuperaci-tepla>
- [9] The UK's largest river source heat pump [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://www.ebtechenenergy.co.uk/post/river-source-heat-pump>
- [10] Využití odpadního tepla v saunových světech [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://www.projektuj-teplna-cerpadla.cz/cz/reference/24.vyuziti-odpadniho-tepla-v-saunovych-svetech>
- [11] ZLATAREVA, Veneta. Tepelná čerpadla [online]. [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/dokument/1185.pdf>
- [12] GLEITZ, Miroslav. Návrh tepelného čerpadla [online]. [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/66149/F2-BP-2016-Gleitz-Miroslav-NAVRH_TEP_CERPADLA.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [13] ASHRAE. ASHRAE refrigerant designations [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: <https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/ashrae-refrigerant-designations>
- [14] Historie chlazení [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: <https://radimkohout.wixsite.com/servis-chlazenihistorie>
- [15] DRAGON, Martin. Testo Academy: Chladicí technika 1. část. In: tzb-info [online]. [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://elektro.tzb-info.cz/naradi-vybaveni-zkouseci-technika-a-ochranna-pomucky/20775-testo-academy-chladici-technika-1-cast>
- [16] Testo. Znalost chladicí techniky ve 3 částech [online]. [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://static-int.testo.com/media/79/d1/01630df6d313/Prakticka-prirucka-chlazenihistorie.pdf>
- [17] JAŠEK, František. Návrh tepelného čerpadla voda-voda [online]. [cit. 2023-04-18]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/13256>
- [18] TOMAN, Petr. Tepelné čerpadlo s chladičem R 290 [online]. [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=192282
- [19] DARMENT. Classification of refrigerants [online]. [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://darment.eu/classification-of-refrigerants-hcfc-cfc-hfc-pfc-hfo-refrigerants/>
- [20] HEJČÍK, Jiří. Přednášky z předmětu klimatizace a tepelná čerpadla. 2013, Energetický ústav FSI v Brně, Odbor termomechaniky a techniky prostředí

- [21] KOLARČÍK, Kamil a Jaroslav KAMINSKÝ. KOMPRESORY [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf
- [22] BALÁŠ Marek. Aktuální vývoj výměníků tepla [online]. [cit. 2023-04-23]. Dostupné z: https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Czech_Republic/T2.2-2_Recent_development_of_heat_exchangers.pdf
- [23] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Nusseltovo číslo [online]. c2021 [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Nusseltovo_%C4%8D%C3%ADslo
- [24] Jaké materiály je možné použít na rozvod vody? [online]. [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: <https://www.cistavoda.cz/blog/jake-materialy-je-mozne-pouzit-na-rozvod-vody/>
- [25] BAJIČ, Stefan. Analýza vlivu částí tepelného výměníku na prudové a teplotní pole v tepelném výměníku pomocí CFD [online]. [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/33169/1/BP_Bajic.pdf
- [26] Trubní materiály vodovodních sítí [online]. [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: <http://zasobovanivodou.vsb.cz/index.php/osnova-prednasek/15-trubni-materialy-vodovodnich-siti>
- [27] Ochrana ozonové vrstvy v České republice [online]. [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: [https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/videnska_umluva_montrealsky_protokol_dokument/\\$FILE/OVM-OOVZvCR-20letMP-20191112.pdf](https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/videnska_umluva_montrealsky_protokol_dokument/$FILE/OVM-OOVZvCR-20letMP-20191112.pdf)
- [28] Fluorinated greenhouse gases [online]. [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: https://climate.ec.europa.eu/eu-action/fluorinated-greenhouse-gases_en
- [29] Výměníky tepla v energetice [online]. [cit. 2023-04-27]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/PRO1-n%C3%A1vrh-v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADku.pdf>
- [30] Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP [online]. [cit. 2023-04-27]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelnacerpada/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivity-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>
- [31] Responsible Refrigeration [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: <https://www.wilhelmsen.com/ships-service/responsible-refrigeration/>
- [32] Tabulka vybraných chladiv [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: https://www.kas.cz/assets/files/tabulka_chladiv.pdf
- [33] Redukční ventily [online]. [cit. 2023-04-29]. Dostupné z: <https://www.svartop.cz/svareci-technika/redukcniventily-2/>
- [34] Jak to funguje [online]. [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <http://tech.kostecka.eu/jak-to-funguje/>
- [35] HAVLÍČEK, Jan. Chladič vody pro stropní chlazení [online]. [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/30308645.pdf>
- [36] Chladicí a klimatizační technika. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012. Učební texty Svazu CHKT.
- [37] Návrh tepelných izolací pro chladicí rozvody [online]. [cit. 2023-05-03]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/technicka-zarizeni-budov/energie/navrh-tepelnych-izolaci-pro-chladici-rozvod>
- [38] Tvrdé či měkké? A co takhle pružné? [online]. [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: <https://www.tesa.com/cs-cz/wikitapia/tvrde-ci-mekke-a-co-takhle-pruzne.html>
- [39] Průmyslová tepelná čerpadla [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: https://scop.cz/wp-content/uploads/2022/11/SCOP_ProduktovyList_H-serie_web.pdf

- [40] JÍCHA, Miroslav. Přenos tepla a látky. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [41] PVC trubka, 160 mm, 1m [online]. [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://www.chlorito.cz/pvc-trubka-160-mm-1m>
- [42] Cu měděná trubka 22x1mm [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.topenilevne.cz/cu-medena-trubka-22x1-mm-1m-p5401/>
- [43] Cu měděná trubka 54x1,5mm [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.topenilevne.cz/cu-medena-trubka-54x1-5-mm-1m-p39297/>
- [44] Nemrznoucí kapalina CS Ekoterm [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: https://e-shop.geocore.cz/nemrznouci-kapalina-cs-ekoterm-na-bazi-propylenglykolu-30-smes-13c/?attribute_mnozstvi=2001
- [45] BALÁŠ, Marek. Přednášky z předmětu výměníky tepla, 2022, Energetický ústav FSI v Brně, Odbor energetického ústavu
- [46] Co je to deskový výměník tepla? [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.vaillant.cz/pro-zakazniky/technicka-podpora/slovnicek-pojmu/deskovy-vymenik-tepla/>
- [47] Deskové výměníky Reflex Longterm [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.topin.cz/clanky/deskove-vymeniky-reflex-longtherm-detail-7434>
- [48] Virax hřebenová ohýbačka [online]. [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.topenilevne.cz/virax-hrebenova-ohybacka-pro-v-kufru-12-15-18-22-pro-cu-trubky-p44079/#gallery>
- [49] Ohýbání a tvarování [online]. [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: http://www.reed.cz/user/documents/upload/RIDGID_katalog2015/08_Bending_CZ_WEB.pdf
- [50] TATÝREK, Lukáš. Návrh výměníku tepla [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=173944
- [51] Budoucí vývoj v oblasti chladičů [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.pragopolair.cz/images/news/soubory/Alternativn%C3%AD-chladi%C3%A7-a-technologie_2020_CHKKT.pdf

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1 Princip tepelného čerpadla [5]
- Obr. 2 Obrácený Carnotův cyklus s jedním kilogramem plynu v p-v diagramu [2]
- Obr. 3 Vodonosná vrstva [3]
- Obr. 4 Schéma s důlními šachtami [3]
- Obr. 5 Jezírkové rohože [3]
- Obr. 6 Instalace tepelného čerpadla v Bristolu [6]
- Obr. 7 Obrácený Rankin-Clausiův oběh v diagramu log p-h [17]
- Obr. 8 Základní uspořádání chladicího oběhu [17]
- Obr. 9 Diagram skutečného oběhu chladicího zařízení v p-h diagramu [35]
- Obr. 10 Schéma kompresorového tepelného čerpadla [11]
- Obr. 11 Základní rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování [21]
- Obr. 12 Princip práce spirálového kompresoru [21]
- Obr. 13 Řez válcem spirálového kompresoru [21]
- Obr. 14 Princip proudění médií v deskovém výměníku [47]
- Obr. 15 Termostatický expanzní ventil [35]
- Obr. 16 Průhledítka v pájeném provedení [35]
- Obr. 17 Schéma umístění tepelného výměníku
- Obr. 18 Nomogram pro určení teplotního součinitele ψ [29]
- Obr. 19 Schéma varianty s měděnými trubkami $\text{ØD} = 22 \text{ mm}$
- Obr. 20 Schéma varianty s měděnými trubkami $\text{ØD} = 54 \text{ mm}$

SEZNAM TABULEK

- Tab. 1 GWP a ODP vybraných sloučenin [32]
- Tab. 2 Parametry tepelného čerpadla H300-WW [39]
- Tab. 3 Srovnání nákladů pro jednotlivé varianty