



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta strojní
Ústav energetiky**

Návrh tepelného čerpadla

Design of heat pump

Bakalářská práce

Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Energetika a procesní technika

Vedoucí práce: Ing. Jan Sedlář

Miroslav Gleitz

Praha 2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze, dne:

Podpis:



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro: Miroslav GLEITZ
program: Strojírenství
obor: Energetika a procesní technika

Název tématu: Návrh tepelného čerpadla

Title: Design of heat pump

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je navrhnout a hlavní komponenty tepelného čerpadla země-voda a určit jeho hlavní provozní parametry v jednotlivých provozních bodech podle normy ČSN EN 14511 pro nízkoteplotní a vysokoteplotní aplikaci. Student provede rešerši používaných tepelných čerpadel a hlavních komponent používaných pro jejich konstrukci. Na základě zadaného topného výkonu při standardních podmínkách vybere vhodné hlavní komponenty pro jeho sestavení. Dále vytvoří zjednodušený matematický model tepelného oběhu, kompresoru a výměníků tepla, podle něhož zjistí hlavní provozní parametry tepelného čerpadla v jednotlivých bodech podle normy.

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury:

PETRÁK, Jiří. Tepelná čerpadla. Praha: ČVUT, 2004, 245 s. ISBN 80-01-03126-8.

LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Kompresory. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1999, 227 s., 1 list příl. ISBN 80-01-01962-4.

NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Vyd. 2. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008, 187 s. ISBN 978-80-01-04022-5.

ŽERAVÍK, Antonín. Stavíme tepelné čerpadlo. Vyd. 1. Kroměříž: Antonín Žeravík, 2003, 312 s. ISBN 80-239-0275-x.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Sedlář

Konzultant/i:

Datum zadání bakalářské práce: 29. 4. 2016

Datum odevzdání bakalářské práce: 10. 6. 2016

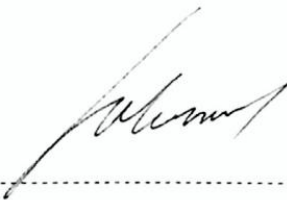
Neodevzdá-li student/ka bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student/ka řádně neomluvil/a nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student/ka zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

Posluchač/ka bere na vědomí, že je povinen/povinna vypracovat bakalářskou nebo diplomovou práci samostatně bez cizí pomoci s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské nebo diplomové práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne: 29. 4. 2016

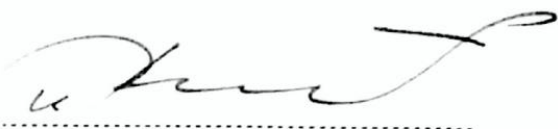


student/ka



doc. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
vedoucí Ú 12115





prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 29. 4. 2016

Anotační list

Jméno autora	Miroslav Gleitz
Název BP	Návrh tepelného čerpadla
Anglický název:	Design of heat pump
Akademický rok:	2015/2016
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí BP/DP:	Ing. Jan Sedlář
Konzultant:	-
Bibliografické údaje:	Počet stran: 40 Počet obrázků: 20 Počet tabulek: 9 Počet příloh: 5
Klíčová slova:	Tepelné čerpadlo, matematický model, návrh komponent
Keyword:	Heat pump, mathematical model, components design
Anotace:	Práce obsahuje rešerši používaných tepelných čerpadel a hlavních komponent pro jejich konstrukci. Na základě zadaného topného výkonu při standardních podmínkách jsou vybrány hlavní komponenty. Práce dále obsahuje popis zjednodušeného matematického modelu tepelného oběhu, kompresoru a výměníků tepla, podle něhož jsou odvozovány hlavní provozní parametry tepelného čerpadla v jednotlivých měřených bodech podle normy ČSN EN 14511.
Abstract:	The thesis includes the summary of commonly used components used in heat pumps. The all major components of heat pumps were chosen in accordance with the given nominal heating capacity in standard working conditions. The work includes also the simplified mathematical model of thermodynamic working cycle, compressor and heat exchangers. The model is used for calculations of main working characteristics in points from standard ČSN EN 14511.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Janu Sedlářovi za vedení mé bakalářské práce, za pomoc, cenné rady, připomínky a ochotu při řešení všech problémů týkajících se zpracování této práce.

Seznam symbolů, indexů a zkratk

Symbol	Veličina	Jednotka
Δ	změna	
ε	topný faktor	[-]
λ	součinitel	[-]
η	účinnost	[-]
ρ	hustota	$kg \cdot m^{-3}$
σ	tlakový poměr	[-]
τ	časová konstanta	rok
A	plocha výměníku	m^2
c_p	měrná tepelná kapacita	$kJ \cdot kg^{-1}$
h	měrná entalpie	$kJ \cdot kg^{-1}$
\dot{m}	hmotnostní průtok	$kg \cdot s^{-1}$
p	tlak	kPa
P	příkon	W
Q	teplo	J
\dot{Q}	tepelný tok	W
T	teplota	°C
U	součinitel prostupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
V	objem	m^3
\dot{V}	výkonnost kompresoru	$m^3 \cdot hod^{-1}$

Indexy dolní

0 - 7	konstanta
d	dopravní
E	týká se elektrické energie
ch	chladiwa
ie	izoentropická
ln	logaritmické
m	menší
s	solanky
t	topný
T	týká se získaného tepla
v	větší
w	vody

Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma zapojení tepelného čerpadla a diagram p-h ideálního tepelného oběhu	9
Obrázek 2: Pracovní schéma ideálního pístového kompresoru [2]	14
Obrázek 3: Schéma reálného pístového kompresoru [2]	14
Obrázek 4: princip stlačování [2]	15
Obrázek 5: Řez spirálovým kompresorem [2].....	15
Obrázek 6: Kompresor s valivým pístem	15
Obrázek 7: Deskový výměník	16
Obrázek 8: Lamelový výměník	16
Obrázek 9: Termostatický expanzní ventil	17
Obrázek 10: Spojovací kloub	18
Obrázek 11: Měděné trubky	18
Obrázek 12: Průhledítko	19
Obrázek 13: Filtredehydrátor	19
Obrázek 14: Rozdělovač chladiva	20
Obrázek 15: Rozdělovač chladiva	20
Obrázek 16: Pracovní p-h diagram získaný z programu Coolpack	21
Obrázek 17: Závislost izoentropické účinnosti a dopravního součinitele na tlakovém poměru.....	26
Obrázek 18: Průběh teplot na kondenzátoru.....	27
Obrázek 19: Průběh teplot na výparníku	30
Obrázek 20: Závislost hlavních provozních parametrů na teplotě	36

Seznam tabulek

Tabulka 1: Nejčastěji užívané typy tepelných čerpadel pro domácnosti.....	10
Tabulka 2: Parametry tepelného oběhu v jednotlivých stavech	23
Tabulka 3: Teploty v jednotlivých úsecích subvýměníku, výkonové parametry kondenzátoru.....	28
Tabulka 4: Teploty v jednotlivých úsecích subvýměníku, výkonové parametry výparníku	30
Tabulka 5: Teploty na vstupu a výstupu tepelného čerpadla při nízkoteplotní aplikaci.....	33
Tabulka 6: Výsledné parametry tepelného čerpadla při nízkoteplotní aplikaci.....	34
Tabulka 7: Teploty na vstupu a výstupu tepelného čerpadla při vysokoteplotní aplikaci	35
Tabulka 8: Výsledné parametry tepelného čerpadla při vysokoteplotní aplikaci	35
Tabulka 9: Hlavní provozní parametry zadaného tepelného čerpadla.....	36

Seznam příloh

Příloha 1: Coolpack – pracovní p-h diagram
Příloha 2: Kompresor – list výrobce
Příloha 3: Expanzní ventil – list výrobce
Příloha 4: Kondenzátor – list výrobce
Příloha 5: Výparník – list výrobce

Obsah

Seznam symbolů, indexů a zkratk	4
Seznam obrázků	5
Seznam tabulek	6
Seznam příloh	6
1 Úvod.....	8
1.1 Tepelný oběh.....	9
1.2 Typy tepelných čerpadel	10
1.3 Hodnocení tepelných čerpadel, topný faktor.....	12
1.4 Chladiva	13
1.5 Kompresory	14
1.6 Výparník.....	16
1.7 Kondenzátor	17
1.8 Expanzní ventil	17
1.9 Další komponenty	18
2 Výběr základních komponent	21
2.1 Návrh sestavy v programu Coolpack	21
2.2 Kompresor.....	22
2.3 Expanzní ventil	22
2.4 Kondenzátor	22
2.5 Výparník.....	22
2.6 Potrubí.....	22
3 Model tepelného čerpadla	23
3.1 Model tepelného oběhu	23
3.2 Model kompresoru	24
3.3 Model kondenzátoru.....	27
3.4 Model výparníku	30
3.5 Numerický řešitel	32
4 Výsledky modelu	33
5 Závěr	36
6 Seznam použitých zdrojů	37

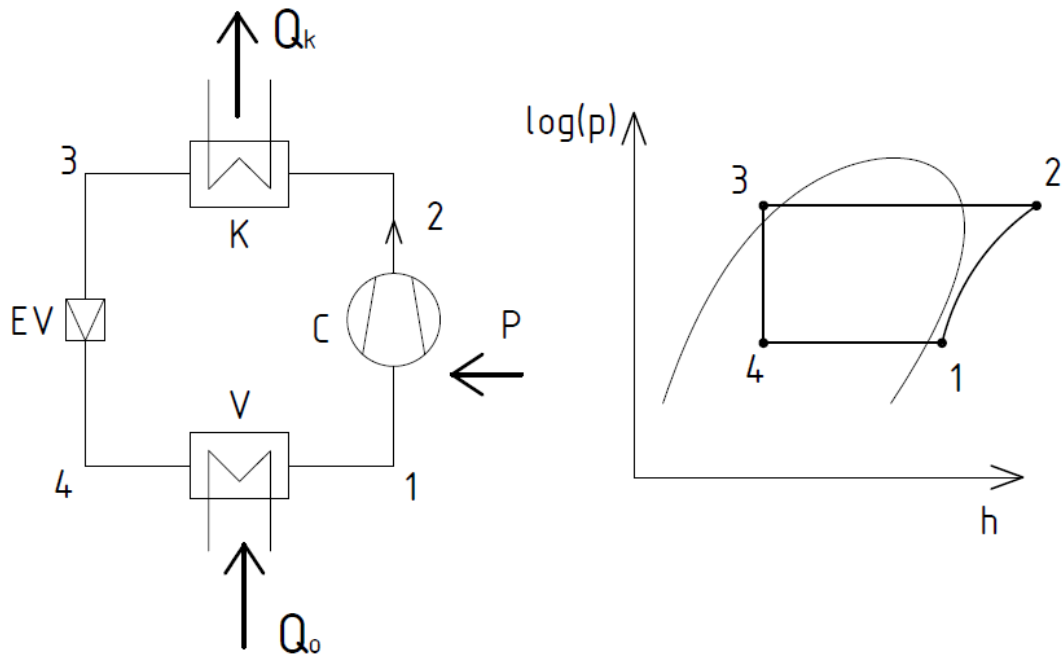
1 Úvod

Cílem práce je navrhnout a popsat postup výpočtu tepelného čerpadla o topném výkonu 7 kW při teplotě 0 °C vypařovací a 55°C kondenzační. Pracovním médiem je chladivo R410a, čerpadlo je typu země / voda. V úvodní části je popsána problematika, jak tepelné čerpadlo funguje, jaké jsou základní typy a z jakých komponent se skládá. Dále se zaměřuje na samotný výpočet, který je řešen matematickým modelem v programu Excel společnosti Microsoft. První část programu se týká parametrizace kompresoru, kdy je pomocí základních provozních charakteristik dodávaných výrobcem vytvořen univerzální model. Poté se vytvoří model tepelného oběhu pro chladivo a následně i pro jednotlivé výměníky. Výsledkem práce je program, umožňující téměř libovolné změny provozních podmínek i změnu pracovních látek. Na základě výsledků z programu byly vybrány vhodné komponenty pro zadaný výkon.

Poslední část práce se týká výpočtu výkonových charakteristik navrženého tepelného čerpadla podle normy ČSN EN14511. Závěrem práce je zhodnocení získaných charakteristik a použitého matematického modelu.

1.1 Tepelný oběh

Chladicí zařízení přečerpává teplo z nižší na vyšší teplotní hladinu. Běžně se s ním v domácnosti lze setkat u ledničky a mrazáku, kde se ale získané teplo dále nevyužívá. V České republice se poměrně běžně používají tepelná čerpadla pro vytápění obytných prostor a přípravu teplé vody. Zdrojem tepla bývá nejčastěji venkovní vzduch, země anebo voda. Tepelný oběh chladiva probíhá dle levotočivého Rankinova cyklu podle obr. 1.



Obr. 1: Schéma zapojení tepelného čerpadla a diagram p - h ideálního tepelného oběhu

- 4-1 ... Směs syté páry a kapaliny je přiváděna do výparníku V, kde odebírá teplo ochlazované (teplejší) látky. Chladivo projde varem, během kterého významně vzroste vnitřní energie a odchází ve formě mírně přehřáté páry.
- 1-2 ... Vzniklé páry jsou nasávány kompresorem C, kde dochází k zvýšení tlaku na kondenzační.
- 2-3 ... Následně chladivo prochází kondenzátorem K, kde dochází k předání tepelné energie látky na sekundární straně. Páry zkondenzují a mírně chladivo jako mírně podchlazená kapalina odchází oběhem dál
- 3-4 ... Zde opět kapalné chladivo projde skrz expanzní ventil EV, v němž dojde k snížení tlaku na vypařovací. Chladivo odchází jako směs syté páry a kapaliny do výparníku o teplotě vypařovací.

1.2 Typy tepelných čerpadel

Tepelná čerpadla se většinou dělí podle zdroje nízkopotenciálního tepla. Tím může být vzduch, země nebo voda, případně odpadní teplo z technologie a provozu.

Pro domácí využití se tedy využívají nejčastěji typy vypsáné v tab. 1, řazené podle typu zdroje tepla [8]:

Tab. 1: Nejčastěji užívané typy tepelných čerpadel pro domácnosti

Zdroj tepla	Ohřívána látka	
	Vzduch	Voda
Vzduch	vzduch / vzduch	vzduch / voda
Země	-	země / voda
Voda	-	voda / voda

Zdroj se volí nejčastěji podle možností lokality, požadavku určitého výkonu a ceny zařízení. Hlavní výhody a nevýhody jednotlivých typů jsou:

Vzduch / vzduch:

- + Prostorově nejméně náročné
- + Nejnižší pořizovací cena
- + Rychlá a jednoduchá instalace
- + Lze kombinovat s chlazením – klimatizací
- + Lze přidat úpravu vzduchu
topeného / chlazeného objektu
- + Ohřívá vnitřní vzduch přímo – vysoký topný faktor
- Není vhodné pro větší objekty
- Hlučnost při plném výkonu

Vzduch / voda:

- + Nenáročné na velikost pozemku
- + Rychlá a jednoduchá instalace
- + nižší investiční náklady oproti země / voda
- Vyšší spotřeba elektřiny oproti země / voda
- Snížený výkon při nízkých venkovních teplotách
- Problematika odtávání

Země / voda:

- + Nižší spotřeba el. energie než u vzduch / voda
- + Dlouhá životnost
- + Bezhluché a bezúdržbové řešení
- Nutnost mít dostatečně velký pozemek
- Zemina musí umožňovat výkopy potřebné hloubky

Země / voda - vrty:

- + Stabilní výkon a vysoký topný faktor
- + Nízká spotřeba elektřiny
- + Dlouhá životnost
- + Bezhluché a bezúdržbové
- + V mnoha případech prostorově nenáročné
- Vyšší investiční náklady na pořízení vrtů
- Nutnost vyřízení stavebního povolení pro vrty
- Nutné stabilní podloží

Voda / voda - studna:

- + nejvyšší topné faktory
- + oproti vrtům nižší investiční náklady
- + oproti vrtům nižší prostorové nároky
- + možnost využití už jinak nepoužívané studny
- + velmi vhodné pro využití odpadní vody
- pouze v lokalitách s dostatkem vody
- vyšší náklady na servis
- u některých typů nižší životnost komponentů

1.3 Hodnocení tepelných čerpadel, topný faktor

K hodnocení tepelných čerpadel se přistupuje z několika základních hledisek, jmen. ekonomické, energetické nebo ekologické. Protože svět není ideálním místem, kde je vše dostupné a zadarmo, bude pro většinu populace nejdůležitější stránka ekonomická. Zde se hodnotí především návratnost investice a provozní náklady. U energetického hodnocení se přihlíží na vztah čerpadlem využitého tepla ke spotřebou primárních energií. Ekologická stránka se zabývá hlavně použitými materiály, chladivem a vyprodukovanými emisemi. Všechny popsané varianty hodnocení se odvíjí od základního parametru čerpadla – topného faktoru.

Topný faktor je jedno z nejpoužívanějších hodnotících kritérií, které říká, nakolik má v dané lokalitě smysl tepelné čerpadlo instalovat. Tepelné podmínky mohou být buď ustálené (odpadní teplo) anebo proměnlivé – závislé na podnebí. Z toho důvodu není při hodnocení ani tak důležitý okamžitý stav podnebí, ale spíše dlouhodobější – roční. Výpočet popisují následující vztahy:

$$Q_{T,rok} = \int_{rok} \dot{Q}_T \cdot d\tau \quad (1)$$

$$Q_{E,rok} = \int_{rok} P_e \cdot d\tau \quad (2)$$

$$\varepsilon_{t,rok} = \frac{Q_{T,rok}}{Q_{E,rok}} \quad (3)$$

kde je $\varepsilon_{t,rok}$ = průměrný roční topný faktor $[-]$
 $Q_{T,rok}$ = Celkové množství tepla získané $[J \cdot rok^{-1}]$
pomocí tepelného čerpadla
 $Q_{E,rok}$ = energie spotřebovaná za rok $[J \cdot rok^{-1}]$
provozem tepelného čerpadla

Existují i další kritéria pro hodnocení - **SPF**, **SCOP**, ...

SPF – Faktor sezónní účinnosti, faktor průměrné sezónní účinnosti tepelného čerpadla v aktivním režimu

SCOP – Sezónní topný faktor, poměr celkového vyrobeného tepla za vybrané období k celkové spotřebě elektrické energie tepelným čerpadlem

1.4 Chladiva

U každého uzavřeného tepelného oběhu je potřeba teplonosné médium, které splňuje potřebné pracovní podmínky. Nejvýhodnější jsou malé rozdíly mezi tlakovými a teplotními stavy pro kondenzaci a var v daných podmínkách. Chladivo nesmí reagovat s ostatními komponenty a usazovat se. Při úniku by mělo být ekologicky a zdravotně co nejméně nebezpečné a pokud možno netvořit se vzduchem třaskavou směs.

Používají se chladiva jednosložkové nebo jejich směsi. Příklad značení je ukázán na chladivu R122:

„R“ - Označení pro všechna chladiva, za anglického „Refrigerant - chladivo“

*„1“ - Počet atomů uhlíku v molekule -1, v případě jednoho atomu = 0, což se v názvu neuvádí
(např. R22)*

„2“ - počet vodíků v molekule +1

„2“ - počet atomů fluoru

Zbytek atomů ve vazbě uhlíku je chlór.

V případě chladiva R122 je chemický vzorec $C_2HF_2Cl_3$.

Kromě uhlovodíků se používají i další tzv. přírodní chladiva jako je voda, čpavek, oxid uhličitý a další. Ty také začínají písmenem R, následuje číslo 7 a zbývající dvojčíslí udává molární hmotnost látky. Např. $H_2O = 2 \cdot 1(H_2) + 1 \cdot 16(O)$ tj. R718.

Směsi chladiv mají trochu odlišné značení. Písmeno R zůstává, následující trojčíslí bude vždy začínat čtyřkou či pětkou – R4xx (R5xx). 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, ...

ODP – vliv na ozónovou vrstvu Země – pokud má chladivo $ODP > 0$ pak přispívá

k poškození ozónové vrstvy. V souladu s Montrealským protokolem je použití těchto chladiv již zakázáno.

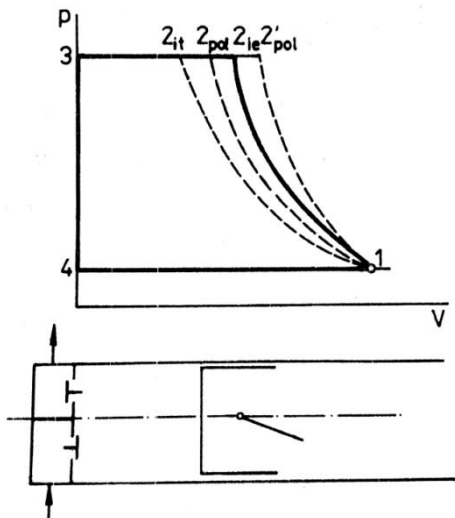
GWP – vliv na oteplování planety - Stejně tak je trendem snižování emisí způsobujících globální oteplování. Hodnota $GWP = 1$ patří oxidu uhličitému.

Nejčastěji používaná chladiva u tepelných čerpadel:

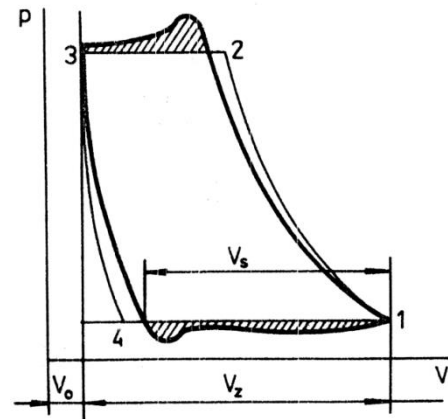
- R410A, R407C, R410F, R134a, R744, R32

1.5 Kompresory

Kompresor je stroj určený ke stlačování plynů a podle [3] se celosvětově spotřebovává až 30% veškeré vyrobené elektrické energie právě pro jejich provoz. U tepelných čerpadel se nejčastěji používají kompresory spirálové (scroll), šroubové a nově i kompresory s valivým pístem. V menší míře pak kompresory pístové a křídlové. Pracovní oběh ideálního pístového kompresoru ukazují obr. 2 a obr. 3:



Obr. 2: Pracovní schéma ideálního pístového kompresoru [2]



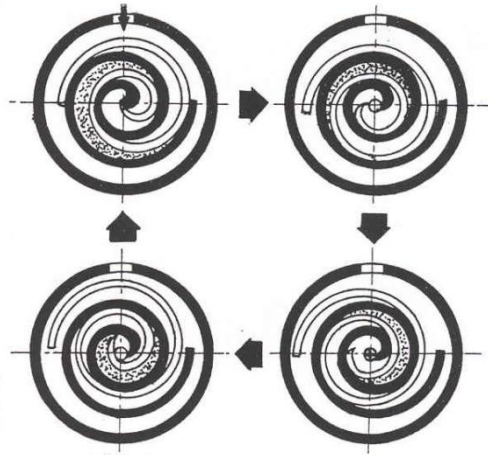
Obr. 3: Schéma reálného pístového kompresoru [2]

kde je $p = \text{tlak}$ [kPa]
 $V = \text{objem}$ [m³]

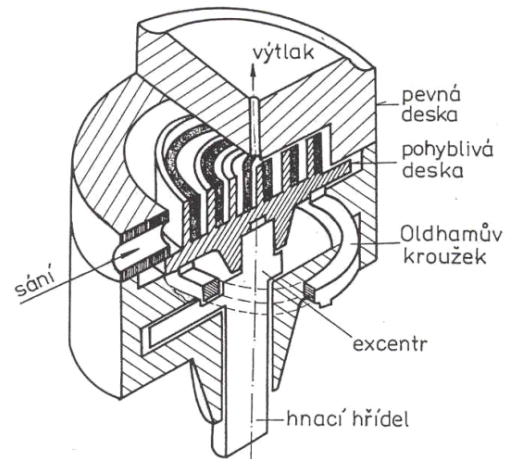
- 4-1 ... otevření sacího ventilu, pohybem pístu dochází ke zvětšování pracovního prostoru a tím k nasávání plynu
- 1-2 ... sací ventil se uzavře a píst díky klikovému mechanismu změni smysl pohybu na opačný – pracovní prostor se začne zmenšovat a plyn uvnitř stlačovat
- 2-3 ... po dosažení potřebného tlaku se otevře výtlačný ventil a zbývající část zdvihu se postará o vytlačení plynu z válce
- 3-4 ... výtlačný ventil se uzavře a začne docházet k expanzi plynu ze škodlivého prostoru V_0

Spirálový kompresor

- Vestavěný tlakový poměr
- Bez škodlivého prostoru – velmi vysoká dopravní účinnost
- Téměř plynulá dodávka stlačeného plynu
- Vysoké nároky na přesnost a kvalitu třecích ploch – vyplácí se pouze při hromadné výrobě



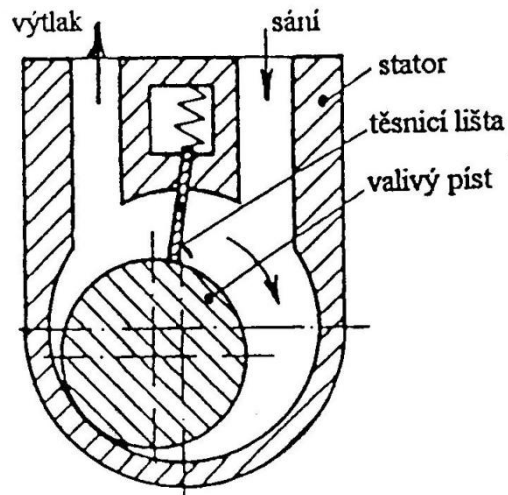
Obr. 4: princip stlačování [2]



Obr. 5: Řez spirálovým kompresorem [2]

Kompresor s valivým pístem

- Prakticky žádný škodlivý prostor
- Nemá vestavěný tlakový poměr
- Vysoké nároky na přesnost a kvalitu třecích ploch – vyplácí se pouze při hromadné výrobě



Obr. 6: Kompresor s valivým pístem

1.6 Výparník

Výparník je výměník tepla, ve kterém dochází ke změně skupenství z kapalného na plynné na straně chladiva. Tato přeměna teplo spotřebovává a tedy je potřeba teplo dodávat, resp. výparník odebírá teplo ze svého okolí. Jednotlivé typy se liší charakterem získávání tepla a prostředím, ve kterém pracují. V základu se dělí na suché a zatopené. U tepelných čerpadel se pak nejčastěji používají deskové (kapalina/chladivo - obr. 7) a lamelové (vzduch/chladivo - obr. 8). Průtok chladiva je řízen expanzním ventilem.

U tepelných čerpadel typu vzduch-voda se může tvořit na výparníku námraza, proto je nutno v případě použití lamelového výparníku zajistit odtávání námrazy z povrchu lamel. To se v praxi nejčastěji zajišťuje následujícími metodami:

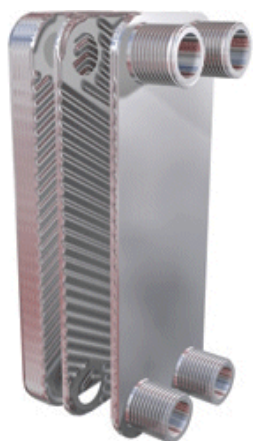
Pomocí topné tyče - výparníkem vede elektrická topná tyč, která produkuje teplo

Reverzní cyklus - pomocí čtyřcestného ventilu se přesměrují přehřáté páry z kompresoru rovnou do výparníku, z něhož následně námraza odtaje a zteče pod výparník

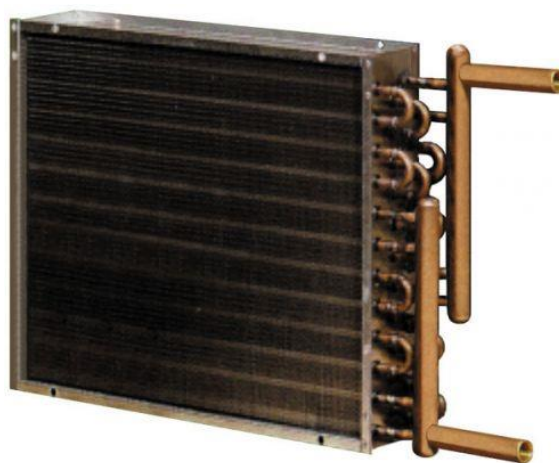
Teplem z akumulární jednotky - zdrojem tepla pro odtávání je voda z akumulární jednotky

Samoodtávání pomocí ventilátoru - při teplotách nízko nad 0 °C, kdy se ještě tvoří námraza, může odtávání proudem okolního vzduchu

Nutnost odmrazování snižuje topný faktor tepelného čerpadla, a proto musí stále platit, že množství získaného tepla tepelným čerpadlem je vyšší než množství energie potřebné k odtávání.



Obr. 7: Deskový výměník



Obr. 8: Lamelový výměník

1.7 Kondenzátor

Platí totéž co u výparníku, tentokrát chladivo odevzdává teplo sekundární straně. Dochází zde ke kondenzaci chladiva a tedy předání kondenzačního tepla látce sekundární strany výměníku – např. příprava TUV, vytápění, ... Používá se protiproudé zapojení.

1.8 Expanzní ventil

Umísťuje se před výparník a zajišťuje snížení tlaku na tlak vypařovací. Během toho dojde ke snížení teploty. Používají se dva typy:

Termostatické

- vstřikování je zajištěno přehříváním chladiva, a tedy nelze přímo ovlivnit jeho činnost.
- Princip je nastíněn následujícím příkladem:

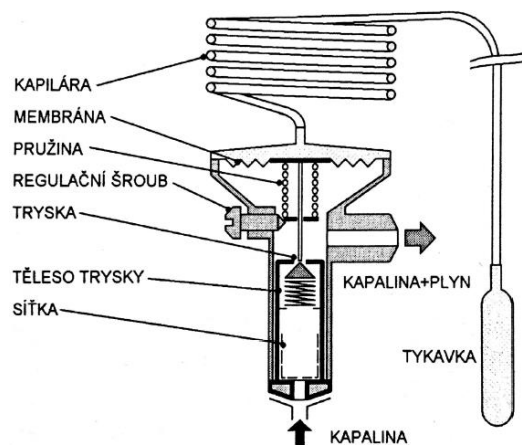
Příklad: Ve výparníku se zvýšením okolní teploty zvýší teplota páry na výstupu. Přehřátá pára za výparníkem ohřeje chladivo v tykavce, které expanduje, zatlačí na membránu a pružinu a tím se otvor trysky více otevře. Následně začne proudit více chladiva skrz ventil a přívod většího množství chladiva výparník víc ochladí. Opačným postupem dojde k přivření trysky.

Výhody:

- jednoduché
- levné

Nevýhody:

- malá rychlost
- není možné napojení na vnější regulační systém



Obr. 9: Termostatický expanzní ventil [4]

Elektronické

- přiškrcování je řízeno krokovým motorem, nebo je vstřikováno do výparníku v pulzech

Výhody:

- možnost automatické regulace
- díky regulaci může pracovat s více chladivou
- není omezen na konkrétní tlaky, a tedy je univerzálnější

Nevýhody:

- cena

1.9 Další komponenty

Potrubí

- Podle použití tepelného čerpadla a charakteru získávaného tepla
- Nejčastěji je potrubí měděné, dále nerezové, slitiny mědi atd.
- Pro dopravu vody dnes nejčastěji potrubí plastové
- Jednotlivé trubky a klouby se spojují nejčastěji pájením



Obr. 10: Spojovací kloub



Obr. 11: Měděné trubky

Průhledítka

- Zařazuje se před expanzní ventil
- Slouží k indikaci přítomnosti a toku chladiva a jiných kapalin potřebných k provozu
- Při naplňování slouží ke kontrole přítomnosti bublinek
- Bývají doplněny o indikátor vlhkosti v oběhu – v případě přítomnosti se změří barva proužku indikátoru



Obr. 12: Průhledítka

Filtrdehydrátory

- Zařazuje se před expanzní ventil
- Slouží k zachytávání drobných nečistot
- Odstraňují vlhkost z oběhu



Obr. 13: Filtrdehydrátor

Sběrače chladiva

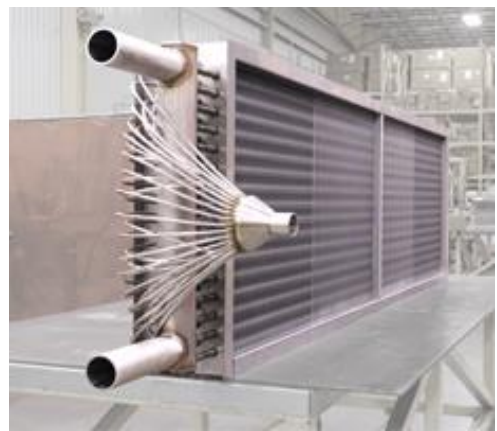
- U sériově vyráběných čerpadel se už prakticky nepoužívá
- Slouží jako zásobník chladiva
- Většinou se dosazuje mezi kondenzátor a expanzní ventil

Rozdělovače

- Slouží k rozdělování chladiva a jiných provozních tekutin do jednotlivých sekcí lamelového výměníku tepla k rovnoměrnému přestupu tepla



Obr. 14: Rozdělovač chladiva



Obr. 15: Rozdělovač chladiva

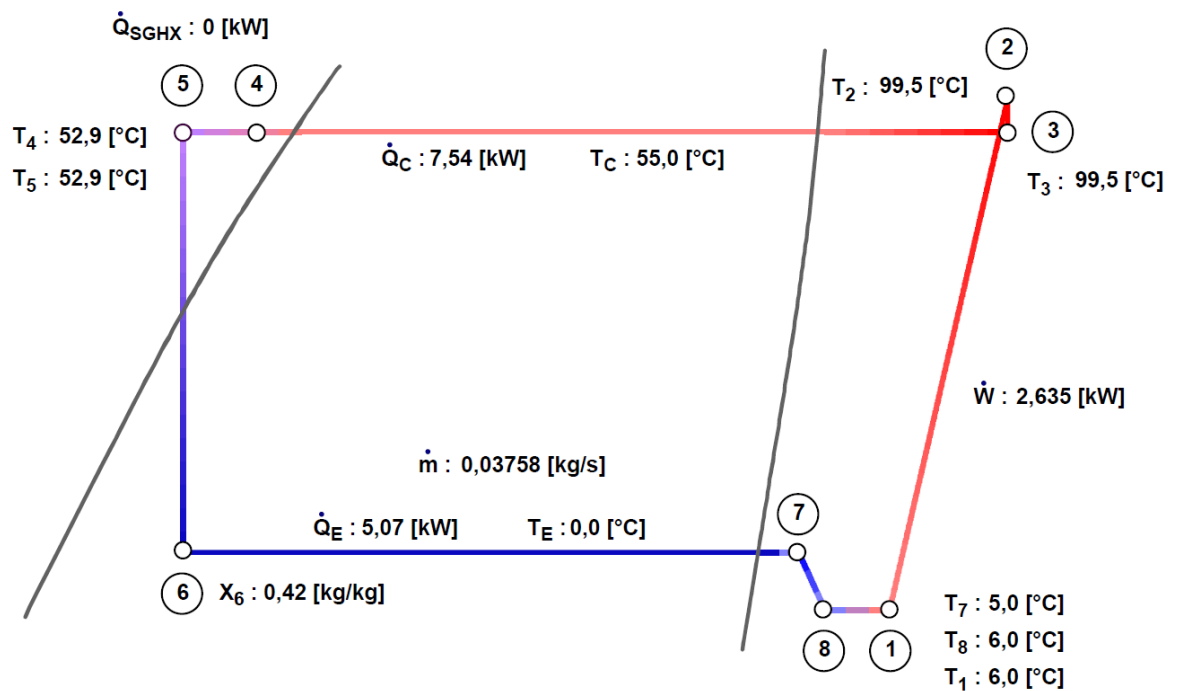
2 Výběr základních komponent

Zadáním práce je vybrat vhodné komponenty pro sestavení tepelného čerpadla typu země/voda s danými provozními parametry:

- Topný výkon: 7 kW
- Teplota vypařovací: 0 °C
- Teplota kondenzační: 55 °C
- Přehřátí na sání kompresoru: 5 K
- Podchlazení v kondenzátoru: 2 K
- Chladivo: R410a

2.1 Návrh sestavy v programu Coolpack

Pro lepší představu o přibližných hodnotách parametrů v jednotlivých stavech soustavy lze použít program Coolpack [3], který umožňuje rychlé sestavení základních chladících oběhů v závislosti na zadaných parametrech. Jedním z výstupů je i pracovní p-h diagram vyobrazený na obr. 16 (příloha č.1):



Obr. 16: Pracovní p-h diagram získány z program Coolpack

2.2 Kompresor

Podle zadané kondenzační a vypařovací teploty, přehřátí na vstupu a podchlazení na výstupu a topného výkonu byl vybrán pomocí elektronického katalogu Select 7.12, společnosti Emerson [13], spirálový kompresor značky Copeland, model ZH06K1P-PFZ. Výrobce udává výkonost je 5,13 m³/h. Kompletní parametry jsou v příloze č.2.

2.3 Expanzní ventil

K výše zmíněnému kompresoru byl přidružen jako doporučený expanzní ventil model EXM-B0D, taktéž pomocí Softwaru Select 7.12 společnosti Emerson[13]. Bližší informace jsou v příloze č.3.

2.4 Kondenzátor

Jako kondenzátor byl na základě vypočtených hodnot v kapitole 3.2 zvolen deskový výměník B25Tx40, společnosti SWEP [14]. Výměník pracuje s chladivem R410 na jedné straně a vodou na straně druhé. Výrobce uvádí hodnotu $UA = 1981 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$. Zbývající parametry lze dohledat v návrhovém listu výrobce – příloze č.4.

2.5 Výparník

Výparník byl zvolen na základě výpočtů uvedených v kapitole 3.3. Tyto parametry splňuje deskový výměník s modelovým názvem B25Tx30 společnosti SWEP [14], který pracuje s nemrznoucí směsí (ethylenglykol) z jedné strany, z druhé proudí chladivo R410a. Výrobce uvádí hodnotu $UA=1430 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$. Zbývající parametry lze dohledat v návrhovém listu výrobce – příloze č.5.

2.6 Potrubí

Pro dimenzování potrubí byl použit software CoolPack, který na základě optimální rychlosti chladiva v potrubí vybral TR Ø 16 x 1 na straně sání kompresoru (chladivo v plynném skupenství), TR Ø 8 x 1 na straně výtlačku a TR Ø 10 x 1 za kondenzátorem (chladivo v kapalném skupenství).

3 Model tepelného čerpadla

Jedním z cílů práce je na základě návrhu základních komponent tepelného čerpadla určit jeho provozní charakteristiky v bodech odpovídajícím stavům podle normy ČSN EN 14511. Z toho důvodu byl v rámci práce vytvořen matematický model jednotlivých výměníků tepla a termodynamického oběhu chladiva. Výsledný model byl zhotoven v programu MS Excel a je součástí práce na příloženém CD. Model pracuje s knihovnou chladiv Coolprop.

Vlastní model tepelného čerpadla lze rozdělit na model kompresoru, výměníků tepla, tepelného oběhu a numerického řešitele. Numerický řešitel byl naprogramován v jazyku VBA a je součástí maker.

Pro ilustraci a popis modelu jsou v následujících kapitolách ilustrační příklady výpočtu pro návrhový bod s teplotou vypařovací 0 °C, kondenzační 55 °C, přehřátím chladiva na sání kompresoru 5 K a podchlazením v kondenzátoru 2 K. Jako chladivo je podle zadání zvoleno R410a.

3.1 Model tepelného oběhu

Pro výpočet tepelných bilancí jednotlivých komponent je nutné si s pomocí tabulek nejprve určit, v jakém stavu se nachází chladivo v jednotlivých bodech oběhu – tab. 2.

Tab. 2: Parametry tepelného oběhu v jednotlivých stavech

	Výpočtový bod	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]	Entropie [kJ·kg ⁻¹]	Hustota [kg·m ⁻³]
1	Konec vypařování	0	798	421		
2	Za výparníkem	5	798	427	1,83	29,5
3'	Po izoentropické kompresi	83	3431	469		
3	Po kompresi	106	3431	498		
4	Počátek kondenzace	55	3431	419		
5	Konec kondenzace	55	3431	296		
6	Za kondenzátorem	53	3431	291		
7	Po seškrvení	0	798	291		

Jednotlivé tlaky, entalpie, entropie a hustoty se získaly se znalostí teploty, suchosti, tlaku nebo entropie chladiva v daném místě oběhu. Entalpie po kompresi se zjistí pomocí znalosti izoentropické účinnosti η_{ie} , jejíž výpočet vychází z modelu kompresoru:

$$h_v = \frac{h_{3'} - h_2}{\eta_{ie}} + h_2 = \frac{469 - 426}{0,61} + 427 = 496 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4)$$

Při znalosti tlakového poměru lze s pomocí modelu kompresoru určit obíhající množství chladiva a základní výkonové charakteristiky – topný a chladiví výkon, příkon kompresoru.

3.2 Model kompresoru

Model kompresoru udává závislost dopravního součinitele λ_d [-] a celkové izoentropické účinnosti komprese η_{ie} [-] na tlakovém poměru σ [-]. Výrobce v podkladech udává topný výkon, příkon a hmotnostní průtok chladiva v tabelární formě při různé kondenzační a vypařovací teplotě. Protože parametry kompresoru dodávané výrobcem jsou odstupňované po 5 °C, neobsáhnou všechny možné provozní podmínky. Pro přesnější použití je tedy vhodnější vyjádřit závislost jednotlivých parametrů univerzální funkcí, díky které bude možné zjistit parametry kompresoru pro jakoukoliv situaci. Ta se získá, když se výrobcem dané hodnoty zanesou do grafu a následně proloží polynomem čtvrtého stupně u celkové izoentropické účinnosti η_{ie} a lineární závislostí u dopravního součinitele λ_d .

Samotná parametrizace kompresoru je provedena v programu MS Excel a je obsažena na příloženém CD. Model vychází z termodynamických vlastností chladiva na sání kompresoru (entalpie, hustota, entropie, tlak, teplota) a výtlačku (tlak, entalpie po izoentropické kompresi). Z katalogu výrobce pro kompresor ZH06K1P-PFZ jsou jako příklad vyčteny podle zadání ve jmenovitém bodě následující parametry:

$Q_t = 7,54 \text{ kW}$	Topný výkon
$P = 2,6 \text{ kW}$	Příkon
$\dot{V}_0 = 5,13 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	Výkonnost
$\dot{m} = 37,6 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$	Hmotnostní průtok

Na základě modelu jsou určeny:

Příkon izoentropický - P_{ie}

Izoentropický příkon se určí jako součin hmotnostního průtoku a rozdílu entalpií před a po kompresi:

$$P_{ie} = \dot{m}_{ch} \cdot (h_{ie} + h_s) = 37,6 \cdot 1000 \cdot (469 - 426) = 1,58 \text{ kW} \quad (5)$$

kde je

\dot{m}_{ch}	= hmotnostní průtok chladiva	$[g \cdot s^{-1}]$
h_{ie}	= entalpie po izoentropické kompresi	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
h_2	= entalpie na sání kompresoru	$[kJ \cdot kg^{-1}]$

Izoentropická účinnost – η_{ie}

Izoentropická účinnost se získá podílem izoentropického výkonu s příkonem kompresoru.

$$\eta_{ie} = \frac{P_{ie}}{P} = \frac{1,58}{2,6} = 0,61 \quad (6)$$

kde je

P_{ie}	= izoentropický výkon	$[kW]$
P	= příkon	$[kW]$

Skutečná výkonnost - \dot{V}

Výkonnost kompresoru se spočítá jako podíl hmotnostního průtoku a hustoty za výparníkem.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{ch}}{\rho_2} \cdot 3,6 = \frac{37,6}{29,5} \cdot 3,6 = 4,59 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \quad (7)$$

kde je

\dot{m}_{ch}	= hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
ρ_2	= hustota v místě 2	$[kg \cdot m^{-3}]$

Dopravní součinitel - λ_d

Dopravní součinitel vyjadřuje poměr mezi vypočítanou skutečnou výkonností a teoretickou výkonností danou výrobcem.

$$\lambda_d = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} = \frac{4,59}{5,13} = 0,89 \quad (8)$$

kde je \dot{V} = skutečná výkonnost kompresoru $[m^3 \cdot h^{-1}]$

\dot{V}_0 = teoretická výkonnost kompresoru od výrobce $[m^3 \cdot h^{-1}]$

Tlakový poměr – σ

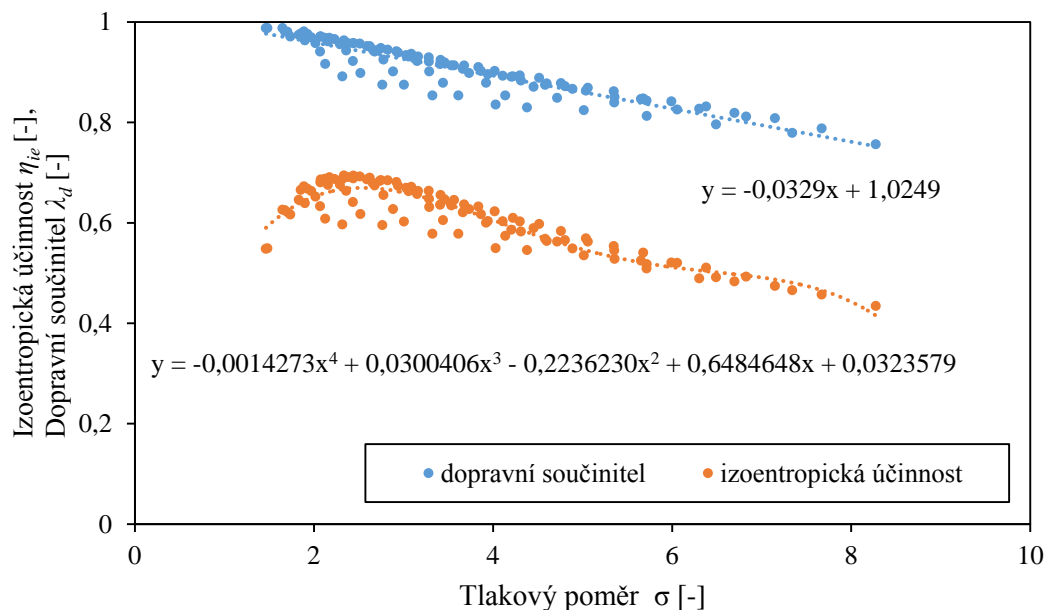
Tlakový poměr udává poměr tlaků na výstupu (výtlaku) a vstupu (sání) do kompresoru.

$$\sigma = \frac{p_3}{p_2} = \frac{3432}{798} = 4,3 \quad (9)$$

kde je p_3 = tlak na výstupu z kompresoru $[kPa]$

p_2 = tlak na vstupu do kompresoru $[kPa]$

Parametrizace proběhla na základě všech bodů tabelárně udávaných výrobcem kompresoru. Výsledky parametrizace kompresoru jako závislosti izoentropické účinnosti komprese a dopravního součinitele na tlakovém poměru. Grafické znázornění je na obr. 17.



Obr. 17: Závislost izoentropické účinnosti a dopravního součinitele na tlakovém poměru

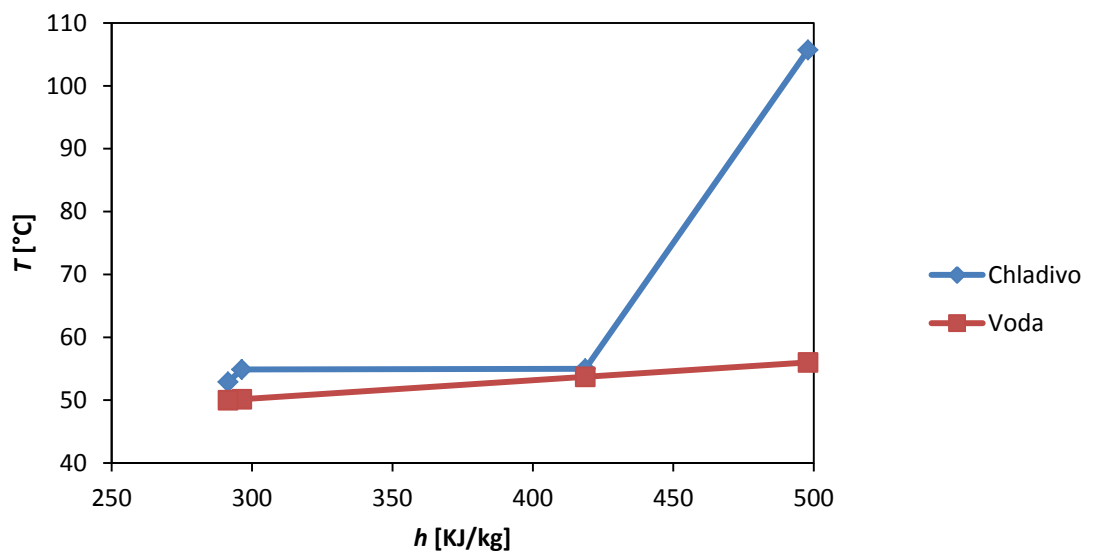
Proložením bodů se získaly tyto závislosti:

$$\eta_{ie} = -0,0014273 \cdot \sigma^4 + 0,0300406 \cdot \sigma^3 - 0,2236230 \cdot \sigma^2 + 0,6484648 \cdot \sigma + 0,0323579 \quad (10)$$

$$\lambda_d = -0,0329 \cdot \sigma + 1,0249 \quad (11)$$

3.3 Model kondenzátoru

Vhodně dimenzovaný kondenzátor tepelného čerpadla má teplotu vody na výstupu vyšší nebo rovnou teplotě kondenzační. Model kondenzátoru jej rozděluje na tři výměníky: chladič par, kondenzátor, dochlazovač. Průběh teplot ve výměníku v závislosti na entalpii chladiva je na obr. 18.



Obr. 18: Průběh teplot na kondenzátoru

Model kondenzátoru bilancuje na základě modelu tepelného oběhu a zadaných parametrů vody na vstupu topný výkon přivedený v chladivu v jednotlivých subvýměnicích. Na jeho základě pak určuje z kalorimetrické rovnice teploty vody na výstupu z každého subvýměníku a pomocí rovnice přestupu tepla i UA_i . Všechny zjištěné hodnoty jsou shrnuty v tab. 3:

Tab. 3: Teploty v jednotlivých úsecích subvýměníku, výkonové parametry kondenzátoru

Model kondenzátoru				
médium	pozice	Chlazení par	Kondenzace	Podchlazování
voda	vstup [°C]	53,7	50,1	50,0
	výstup [°C]	56,0	53,7	50,1
chlادivo	vstup [°C]	106	55,0	54,9
	výstup [°C]	55,0	54,9	52,9
Logaritmický teplotní spád [K]		13,3	2,66	3,74
Kalorimetrická rovnice	Topný výkon CHLADIVO [kW]	2,95	4,55	0,18
	Topný výkon VODA [kW]	2,95	4,55	0,18
Rovnice prostupu tepla				
UA [W/K]		222	1710	49
Celkové UA [W/K]		1981		

Jednotlivé teploty na straně vody jsou spočítány pomocí kalorimetrické rovnice, přičemž jako vstupní hodnoty byly zvoleny:

$$\dot{m}_w = 305 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{Hmotnostní průtok vody}$$

$$T_{w3} = 50 \text{ °C} \quad \text{Teplota vody na vstupu do kondenzátoru}$$

$$c_{pw} = 4,185 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad \text{Měrná tepelná kapacita vody}$$

Hodnota hmotnostního průtoku chladiva se nemění a je tedy:

$$\dot{m}_{ch} = 37,6 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{Hmotnostní průtok chladiva}$$

Kalorimetrická rovnice

Kalorimetrická rovnice popisuje tepelnou výměnu mezi dvěma médii ve výměníku.

$$\dot{Q}_{ch(i)} = \dot{Q}_{w(i)} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{ch} \cdot (h_i - h_{i+1}) = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (T_{w(i+1)} - T_{w(i)}) \quad (13)$$

$$T_{w(i+1)} = \frac{\dot{m}_{ch} \cdot (h_i - h_{i+1})}{\dot{m}_w \cdot c_{pw}} + T_{w(i)} \quad (14)$$

kde je $\dot{Q}_{ch}, \dot{Q}_w =$ tepelný tok chladiva, vody [W]

$h_i =$ měrná entalpie chladiva na vstupu do subvýměníku [kJ · kg⁻¹ · K⁻¹]

$h_{(i+1)} =$ měrná entalpie chladiva na výstupu ze subvýměníku [kJ · kg⁻¹ · K⁻¹]

$T_{w(i)} =$ teplota vody na vstupu do subvýměníku [°C]

$T_{w(i+1)} =$ teplota vody na výstupu ze subvýměníku [°C]

Logaritmický teplotní spád

Logaritmický teplotní spád vyjadřuje střední teplotu mezi dvěma médii v kondenzátoru.

$$\Delta T_{ln(i)} = \frac{\Delta T_{v(i)} - \Delta T_{m(i)}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{v(i)}}{\Delta T_{m(i)}}\right)} \quad (15)$$

$$\Delta T_{v(i)} = T_{ch(j)} - T_{w(j)} \quad (16)$$

$$\Delta T_{m(i)} = T_{ch(k)} - T_{w(k)} \quad (17)$$

kde je $\Delta T_{ln(i)}$ = logaritmický teplotní spád [K]

$\Delta T_{v(i)}$ = větší z teplotních rozdílů [K]

na vstupu/výstupu ze subvýměníků

$\Delta T_{m(i)}$ = menší z teplotních rozdílů [K]

na vstupu/výstupu ze subvýměníků

Součin UA

Součin UA určuje schopnost výměníku přenášet teplo. Výkon výměníku v závislosti na střední logaritmické teplotě, je hlavním parametrem při návrhu výměníku. Velikost UA_i subvýměníku se získá z rovnice prostupu tepla:

$$\dot{Q}_i = UA_i \cdot \Delta T_{ln(i)} \quad (18)$$

$$UA_i = \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{ln(i)}} \quad [W \cdot K^{-1}]$$

kde je \dot{Q}_i = tepelný tok z jedné strany subvýměníku do druhé [W]

$$= \dot{Q}_{ch(i)}, \dot{Q}_{w(i)}$$

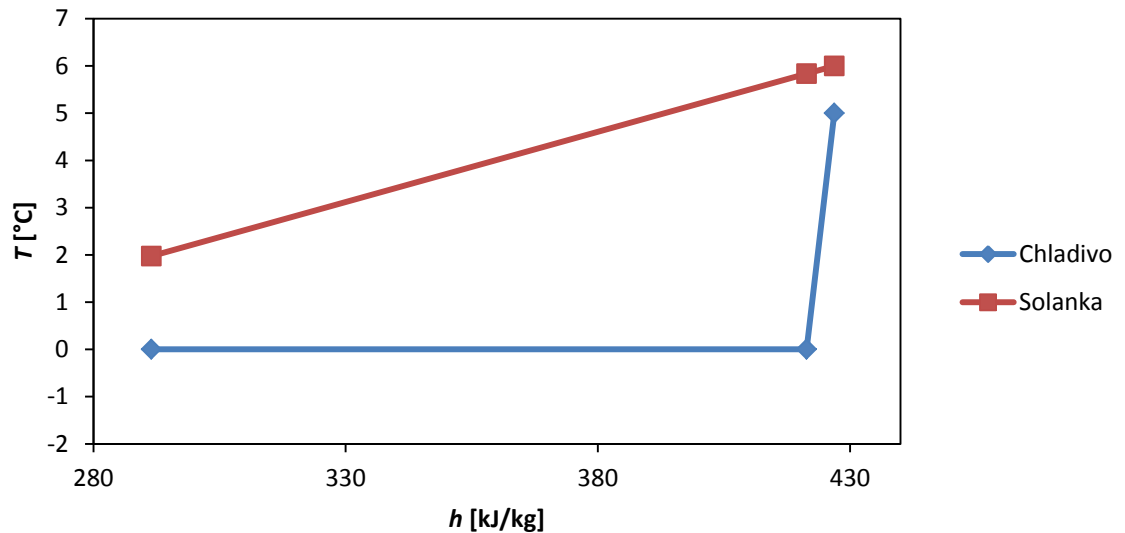
Nyní už stačí sečíst jednotlivé subvýměníky:

$$UA_{celk} = \sum UA_i \quad (19)$$

Rovnost mezi $\sum UA_i$ a UA_{celk} z návrhu kondenzátoru je zajištěna iteračním procesem, který mění kondenzační teplotu a přepočítává celý výpočet jak výměníku, tak i modelu kompresoru a tepelného oběhu.

3.4 Model výparníku

Model výparníku rozděluje tento výměník tepla na dva subvýměníky – výparník a přehříváč par. Postup výpočtu je obdobný jako u kondenzátoru. Na obr. 19 je průběh teplot chladiva a nemrznoucí směsi v závislosti na entalpii chladiva.



Obr. 19: Průběh teplot na výparníku

Model kondenzátoru bilancuje na základě modelu tepelného oběhu a zadaných parametrů vody na vstupu výkon odvedený v chladivu v jednotlivých subvýměnících. Na jeho základě pak určuje z kalorimetrické rovnice teploty nemrznoucí směsi (solanka, $c_p = 3,7 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) na výstupu z každého subvýměníku a pomocí rovnice přestupu tepla $i UA_i$. Získané hodnoty jsou shrnuty v tab. 4:

Tab. 4: Teploty v jednotlivých úsecích subvýměníku, výkonové parametry výparníku

Model výparníku			
médium	pozice	Vypařování	Přehřívání
Solanka	vstup [°C]	5,84	6,00
	výstup [°C]	1,97	5,84
chladivo	vstup [°C]	0	0
	výstup [°C]	0	5
Logaritmický teplotní spád [K]		3,56	2,74
Kalorimetrická rovnice	Topný výkon CHLADIVO [kW]	4,83	0,20
	Topný výkon vzduch [kW]	4,83	0,20
Rovnice prostupu tepla			
UA [W/K]		1356	74,7
Celkové UA [W/K]		1430,7	

Jednotlivé teploty se počítají stejným postupem jako v případě kondenzátoru, takže následující postup už analogicky. Teploty na straně solanky jsou spočítány pomocí kalorimetrické rovnice, přičemž jako vstupní hodnoty byly zvoleny:

$$\begin{aligned} \dot{m}_s &= 338 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} && \text{Hmotnostní průtok solanky} \\ T_{s7} &= 6 \text{ }^\circ\text{C} && \text{Teplota solanky na vstupu do výparníku} \\ c_{ps} &= 2,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} && \text{Měrná tepelná kapacita solanky} \end{aligned}$$

Hodnota hmotnostního průtoku chladiva se nemění a je tedy:

$$\dot{m}_{ch} = 37,6 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{Hmotnostní průtok chladiva}$$

Kalorimetrická rovnice

Kalorimetrická rovnice popisuje tepelnou výměnu mezi dvěma médii ve výměníku.

$$\dot{Q}_{ch(i)} = \dot{Q}_{s(i)} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{ch} \cdot (h_{i+1} - h_i) = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{s(i)} - T_{s(i+1)}) \quad (21)$$

$$T_{s(i+1)} = T_{w(i)} - \frac{\dot{m}_{ch} \cdot (h_{i+1} - h_i)}{\dot{m}_s \cdot c_{ps}} \quad (22)$$

kde je $\dot{Q}_{ch}, \dot{Q}_s =$ tepelný tok chladiva, vody [W]
 $h_i =$ měrná entalpie chladiva na vstupu do subvýměníku [kJ · kg⁻¹]
 $h_{(i+1)} =$ měrná entalpie chladiva na výstupu ze subvýměníku [kJ · kg⁻¹]
 $T_{s(i)} =$ teplota vody na vstupu do subvýměníku [°C]
 $T_{s(i+1)} =$ teplota vody na výstupu ze subvýměníku [°C]

Logaritmický teplotní spád

Logaritmický teplotní spád vyjadřuje střední teplotu mezi dvěma médii v kondenzátoru.

$$\Delta T_{ln(i)} = \frac{\Delta T_{v(i)} - \Delta T_{m(i)}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{v(i)}}{\Delta T_{m(i)}}\right)} \quad (23)$$

$$\Delta T_{v(i)} = T_{ch(j)} - T_{w(j)} \quad (24)$$

$$\Delta T_{m(i)} = T_{ch(k)} - T_{w(k)} \quad (25)$$

kde je $\Delta T_{ln(i)} = \text{logaritmický teplotní spád}$ [K]

$\Delta T_{v(i)} = \text{větší z teplotních rozdílů}$ [K]

na vstupu/výstupu ze subvýměníků

$\Delta T_{m(i)} = \text{menší z teplotních rozdílů}$ [K]

na vstupu/výstupu ze subvýměníků

Součin UA

Součin UA definuje výkon výměníku v závislosti na střední logaritmické teplotě, je hlavním parametrem při návrhu výměníku. Velikost součinu se získá z rovnice prostupu tepla:

$$\dot{Q}_i = UA_i \cdot \Delta T_{ln(i)} \quad (26)$$

$$UA_i = \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{ln(i)}} \quad [W \cdot K^{-1}]$$

kde je $\dot{Q}_i = \text{tepelný tok z jedné strany subvýměníku do druhé}$ [W]

$$= \dot{Q}_{ch(i)}, \dot{Q}_{s(i)}$$

Nyní už stačí sečíst jednotlivé subvýměníky:

$$UA_{celk} = \sum UA_i \quad (27)$$

Rovnost mezi $\sum UA_i$ a UA_{celk} z návrhu výparníku je zajištěna iteračním procesem, který mění vypařovací teplotu a přepočítává všechny výpočty.

3.5 Numerický řešitel

V MS Excel zakomponovaný numerický řešitel naprogramovaný v jazyku VBA slouží pro zjištění optimální hodnoty kondenzační a vypařovací teploty, tak aby byly splněny rovnosti mezi teplem přivedeným, odvedeným a předaným na všech výměnících i subvýměnících tepla a zároveň byly zahrnuty i závislosti termodynamických vlastností chladiva a modelu kompresoru.

4 Výsledky modelu

Norma ČSN EN 14 511 se zabývá zkoušením tepelných čerpadel. Jejím smyslem je porovnávání provozních vlastností mezi jednotlivými tepelnými čerpadly. Pro jednotlivé typy tepelných čerpadel a teplotní úrovně ohřívané vody jsou zadány **standardní podmínky** měření - požadované teploty na vstupu a výstupu vody a solanky - ty se dosáhnou nastavením průtoků jak u vody, tak i u solanky takového, aby výstupní teplota odpovídala požadované. Po dosažení ustáleného stavu se odečtou průtoky, topný výkon a příkon kompresoru. Podílem topného výkonu a příkonu tepelného čerpadla se získá topný faktor. Ten, jak je již uvedeno v kapitole 1.3, patří mezi hlavní ukazatele hodnocení tepelných čerpadel.

Pro další provozní podmínky – tzv. **uživatelské** - se průtoky získané v prvním případě zachovávají, ale změní se vstupní teplota vody tak, aby byla splněna podmínka výstupní teploty, která se od začátku nemění.

Výše zmíněný postup se opakuje pro nízkou a vysokou výstupní teplotu na straně vody, výsledkem je vždy topný výkon a elektrický příkon a topný faktor. Pro tepelná čerpadla země/voda podle zadání jsou zkoušeny nejdůležitější nízkoteplotní a vysokoteplotní aplikace. Pro zadané tepelné čerpadlo byly pomocí matematického modelu predikovány v tab. 5 a tab. 6 pro danou konfiguraci tepelného čerpadla parametry v nízkoteplotní aplikaci. Postup výpočtu a nastavování okrajových podmínek je popsání v dalším textu.

Tab. 5: Teploty na vstupu a výstupu tepelného čerpadla při nízkoteplotní aplikaci (zvýrazněné hodnoty dopočítány z modelu)

Jednotky typu voda-voda, solanka-voda - nízká teplota					
		Venkovní výměník (výparník)		Vnitřní výměník (kondenzátor)	
		Vstupní teplota	Výstupní teplota	Vstupní teplota	Výstupní teplota
	Stav	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Standardní podmínky	1	0	-3	30	35
Uživatelské podmínky	2	5	1,50	29,4	35
	3	-5	-7,53	30,6	35

Tab. 6: Výsledné parametry tepelného čerpadla při nízkoteplotní aplikaci

Naměřené hodnoty						
Stav	průtok chladiva	průtok solanky	průtok vody	Topný výkon	Příkon	Topný faktor
	[g/s]	[g/s]	[g/s]	[kW]	[kW]	[-]
1	32,2	495	342	7,16	1,66	4,31
2	33,9	495	342	8,07	1,67	4,83
3	27,3	495	342	6,29	1,67	3,77

Nejdříve se v modelu nastavily průtoky vody a solanky tak, aby teplotní spády odpovídaly standardním podmínkám, tj. 30/35 u vody a 0/-3 u solanky. Hledané průtoky jsou:

$$\dot{m}_w = 342 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{m}_s = 495 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$$

Nalezené průtoky se zachovají, změní se teplota solanky na vstupu na 5°C a hledá se vstupní teplota pro vodu tak, aby výstupní teplota vody zůstala 35°C. Tomuto stavu odpovídají teploty:

$$T_{s2} = 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{w2} = 29,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

K zjištěným podmínkám náleží konkrétní topný výkon a příkon kompresoru:

$$\dot{Q}_t = 8,07 \text{ kW}$$

$$P = 1,67 \text{ kW}$$

Nyní tak už lze spočítat topný faktor:

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{Q}_t}{P} = \frac{8,07}{1,67} = 4,83$$

Stejný postup se opakuje i při vysokoteplotní aplikaci na straně vody. Výsledky při vysokoteplotní využití jsou ukázány v tab. 7 a tab. 8.

Tab. 7: Teploty na vstupu a výstupu tepelného čerpadla (zvýrazněné hodnoty dopočítány z modelu) při vysokoteplotní aplikaci

Jednotky typu voda-voda, solanka-voda - vysoká teplota					
	Stav	Venkovní výměník		Vnitřní výměník	
		Vstupní teplota	Výstupní teplota	Vstupní teplota	Výstupní teplota
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Standartní podmínky	1	0	-3	47	55
Uživatelské podmínky	2	5	1,44	46,1	55
	3	-5	-7,42	48	55

Tab. 8: Výsledné parametry tepelného čerpadla při vysokoteplotní aplikaci

Naměřené hodnoty						
Stav	průtok chladiva	průtok solanky	průtok vody	Topný výkon	Příkon	Topný faktor
	[g/s]	[g/s]	[g/s]	[kW]	[kW]	[-]
1	31,0	387	203	6,81	2,52	2,70
2	36,5	387	203	7,61	2,51	3,03
3	25,4	387	203	5,94	2,47	2,40

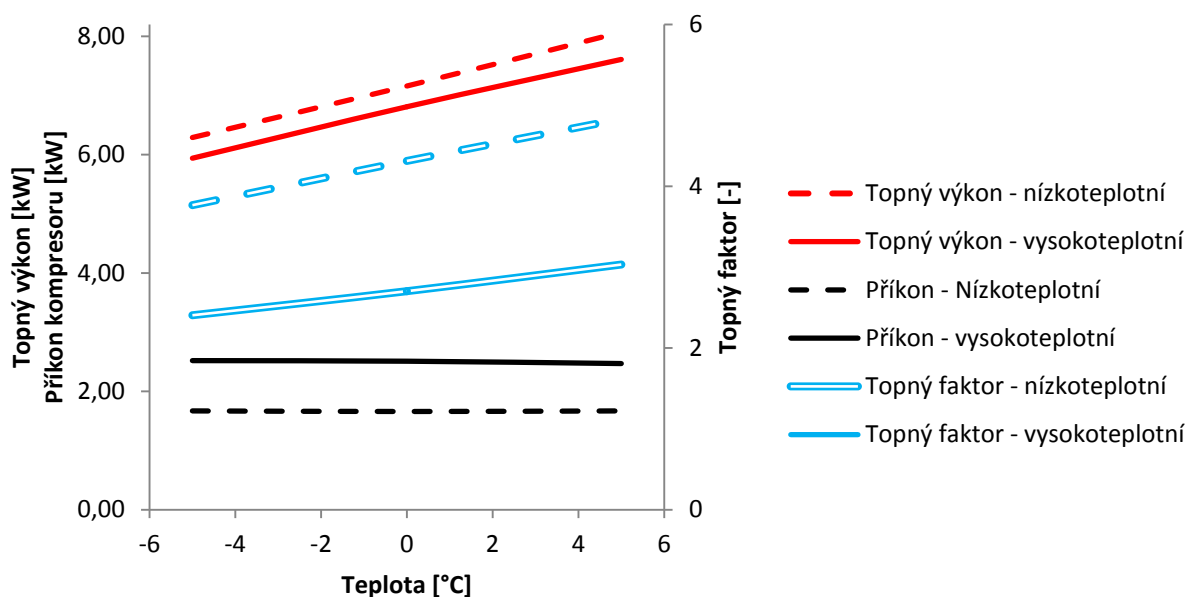
5 Závěr

Výsledky při hlavních provozních podmínkách získané pomocí matematického modelu tepelného čerpadla jsou shrnuty v tab. 9:

Tab. 9: Hlavní provozní parametry zadaného tepelného čerpadla

Použití	Solanka - vstup [°C]	Voda - výstup [°C]	Topný výkon [kW]	Topný faktor [-]
Nízkoteplotní	-5	35	6,29	3,77
	0	35	7,16	4,31
	5	35	8,07	4,83
Vysokoteplotní	-5	55	5,94	2,40
	0	55	6,81	2,70
	5	55	7,61	3,03

Pro přehlednost jsou výsledky vyobrazeny i v obr. 20, který srovnává nízkoteplotní nasazení s vysokoteplotním při jednotlivých teplotách:



Obr. 20: Závislost hlavních provozních parametrů na teplotě

Samotný matematický model vyniká díky iteraci vysokou přesností a svou univerzálností – lze použít i pro jiná chladiva či typy tepelných čerpadel. Slabší stránkou je složitá parametrizace kompresoru a právě použití iterace – obtížnější stanovení krajních podmínek tak, aby výraz vždy dal matematický smysl (např. dělení nulou).

6 Seznam použitých zdrojů

Použitá literatura

- [1] Jiří Petrák, Miroslav Petrák. *Tepelná čerpadla*. Praha: České vysoké učení technické v Praze- Fakulta strojní, 2004.
- [2] Antonín liška, Pavel Novák. *Kompresory*. Praha: České vysoké učení technické v Praze- Fakulta strojní, 1994.
- [3] Kaminský, Jaroslav a Kolarčík, Kamil. *Kompresory*. Ostrava: Vysoká škola báňská – technická univerzita Ostrava
- [4] Billy C. Langley. *Refrigeration and Air conditioning, second edition*. Reston, Virginia: Reston publishing Company, 1982
- [5] Antonín Žeravík. *Stavíme tepelné čerpadlo*, 2003
- [6] Veneta Zlatareva. *Tepelná čerpadla* [online], [cit 24.3.2015].
Dostupné z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/1185.pdf>
- [7] *Refrigeration - an introduction to the basics* [online], [cit 24.3.2015].
Nordborg: Danfoss, 2007. Dostupné z:
<http://www.danfoss.com/nr/rdonlyres/f35695fe-f4a2-40b9-847f-e81e20a5eea8/0/pf000f202.pdf>
- [8] *Čerpadla-IVT* [online], [cit. 5.6.2016], Praha. Dostupné z: <http://www.cerpadla-ivt.cz/cz/typy-tepelnych-cerpadel>
- [9] ČSN EN 14 511

Použitý software

- [10] Microsoft, Microsoft OFFICE 2010 [software]. 2010.
- [11] Coolprop [software - knihovna], 12.5.2016 [přístup 26.5.2016]
Dostupné z: <http://sourceforge.net/projects/coolprop/files/CoolProp/6.0.0/MicrosoftExcel>
- [12] Coolpack [software]. 2012. [přístup 9.12.2015] Dostupné z:
<http://www.ipu.dk/~media/koele-og-energiteknik/downloads/coolpack150.ashx>
- [13] Emerson, Select 7.12 [software]. 11.2015. [přístup 9.12.2015] Dostupné z:
http://www.emersonclimate.com/media/europe/zip/Select7.12_FULLDRAW.zip
- [14] SWEP, SSP G7 [software]. 26.11.2015. [přístup 9.12.2015] Dostupné z:
<http://ssp.swep.net/ssp.application>
- [6] Autodesk, Inventor Professional 2015 [software]. 27.2.2014.