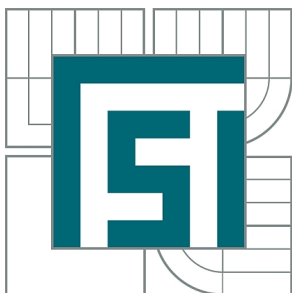


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA VODA-VODA

WATER TO WATER HEAT PUMP DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. FRANTIŠEK JAŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ HEJČÍK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. František Jašek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

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

Návrh tepelného čerpadla voda-voda

v anglickém jazyce:

Water to water heat pump design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jednou z metod jak snížit náklady na teplo, je využití tepla odpadní vody kogeneračních jednotek k ohřevu teplé vody či vytápění. Rekuperace tepelné energie přitom může probíhat buďto přímo, tj. ve výměníku tepla, nebo nepřímo, kdy je teplo odpadní vody odebíráno tepelným čerpadlem a následně využito k přípravě teplé vody či vytápění.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je provést návrh tepelného čerpadla voda-voda pro potřeby rekuperace tepla z odpadní vody.

Seznam odborné literatury:

[1] DINÇER,

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.11.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

V první části této diplomové práce je teoreticky popsán princip funkce kompresorového tepelného čerpadla, chladicí oběh, jeho hlavní části a pomocná zařízení.

Druhá část se zabývá vlastním konstrukčním návrhem tepelného čerpadla VODA-VODA, určeného pro účel rekuperace tepla z kogeneračních jednotek v teplárenských provozech.

Abstrakt – English

First part of my diploma thesis contains theoretical description of copressor based heat pumps, refrigeration cycle, main components of refrigeration cycle and auxiliary equipment.

Second part contains the heat pump WATER-WATER desing. It will be used for heat recovery from cogeneration units in heating plants.

Klíčová slova

tepelné čerpadlo, konstrukční návrh tepelného čerpadla, rekuperace tepla, chladicí oběh, chladiivo

Keywords

heat pump, heat pump desing, heat recovery, refrigeration cycle, refrigerant

Bibliografická citace

JÁŠEK, F. *Návrh tepelného čerpadla voda-voda*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval sám bez cizí pomoci. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury, uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. 5. 2012

.....
podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady. Rodině děkuji za podporu během studia, svému otci Ing. Františku Jaškovi také za praktické rady při zpracování daného tématu.



OBSAH

OBSAH.....	13
1 ÚVOD	15
2 TEPELNÁ ČERPADLA - PŘEHLED	16
2.1 Přechřívání tepla	16
2.2 Chladiva	16
2.2.1 Parametry určující vhodnost chladiva	17
2.2.2 Historie využívání chladiv	18
2.2.3 Propan jako chladivo	21
2.3 Tepelné oběhy	21
2.3.1 Základní výpočtové vztahy pro Rankin-Clausiusův cyklus	23
2.3.2 Zapojení oběhu s vnitřní výměnou tepla	24
2.3.3 Odchyšky od teoretického oběhu	26
2.4 Kompresory	26
2.4.1 Základní rozdělení kompresorů	26
2.4.2 Chladivové kompresory	27
2.4 Výměníky tepla	28
2.4.1 Základní rozdělení výměníků	29
2.4.2 Deskové výměníky tepla	30
2.5 Redukční ventily	31
2.5.1 Termostatický expanzní ventil	31
2.5.1 Další druhy expanzních ventilů	32
2.6 Pomocné aparáty	32
2.6.1 Sběrače chladiva	32
2.6.2 Filtry	32
2.6.3 Průhledítka	32
2.6.1 Pojistňovací ventil	33
2.7 Odstraňování vlhkosti z okruhu chladiva	33
2.7.1 Dehydrátory	34
2.7.1 Filtredehydrátory	34
2.8 Tepelná izolace	35
2.8.1 Stanovení tloušťky izolace	35
2.8.2 Izolační materiály	35
2.8.3 Syntetický kaučuk	36
3 NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA	37
3.1 Požadované parametry	37
3.2 Volba chladiva	37
3.3 Návrh parního cyklu	38
3.1.1 Zdůvodnění volby vstupních parametrů	40
3.4 Volba kompresoru	41
3.5 Volba výměníků tepla	42
3.5.1 Výparník	42
3.5.2 Kondenzátor	42
3.5.3 Výměník pro vnitřní výměnu tepla	43
3.7 Volba redukčního prvku	44
3.8 Dimenzování potrubí	45
3.9 Volba pomocných aparátů okruhu	45
3.9.1 Volba Sběrače chladiva	45
3.9.2 Volba filtrredehydrátoru	45
3.9.3 Volba průhledítek	46
3.9.3 Volba pojistného ventilu	46
3.10 Návrh tepelné izolace	46
3.11 Návrh ovládání a ochranných prvků	47



3.11.1 Požadavky na rozvaděč.....	49
3.12 Konstrukční a dispoziční návrh zařízení	49
3.12.1 Rám.....	49
3.12.1 Potrubí.....	50
3.13 Kalkulace výrobní ceny navrženého zařízení.....	50
3.14 Odhad ekonomické návratnosti zařízení.....	50
4 ZÁVĚR.....	52
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ	53
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	55
Symboly.....	55
Zkratky.....	55
Indexy	56
SEZNAM PŘÍLOH.....	57
PŘÍLOHY.....	58
Příloha č. 1	58
Příloha č. 2	59
Příloha č. 3	60
Příloha č. 4	61
Příloha č. 5	62
Příloha č. 6	63



1 ÚVOD

V dnešní době, zavádění energetických úspor v průmyslové i soukromé sféře, ubývání zásob fosilních paliv a obecného růstu cen energií získává rekuperace tepla stále větší význam. Jedním ze způsobů, jak ji provádět, je využití tepelných čerpadel. I přesto, že princip tepelného čerpadla je znám již poměrně dlouhou dobu - poprvé byla myšlenka formulována v roce 1852 lordem Kelvinem - stále koluje mezi lidmi kolem těchto zařízení mnoho zavádějících informací. Rozšiřování této technologie umožňuje postupné snižování pořizovacích cen těchto zařízení. Často jsou ale systémy tepelných čerpadel navrhovány samoúčelně a bez řádného posouzení ekonomické návratnosti a úspory primárních zdrojů energie.

Proto je v první části práce uveden popis funkce tepelných čerpadel, jejich členění podle různých kritérií, rozdělení a historie používání chladiv, teorie parních oběhů, konstrukční popis a funkce jednotlivých částí chladicího oběhu a pomocných zařízení. V neposlední řadě se snaží autor poukázat na to, že tepelná čerpadla nejsou pouze aktuálním módním způsobem vytápění rodinných domů a bytů, ale mají využití i v průmyslových oblastech.

Druhá část práce je věnována konkrétnímu konstrukčnímu návrhu tepelného čerpadla VODA-VODA určeného pro využití odpadního tepla z kogeneračních jednotek v teplárenských provozech. Chladicí oběh je navržen s chladivem R 290 (propan) zejména z důvodů využitelnosti tohoto zařízení v budoucnu s ohledem na postupné snahy o omezování chladicích zařízení s halogenovanými uhlovodíky. Konkrétně tato část práce obsahuje dimenzování částí chladicího oběhu včetně výběru konkrétních komponent, návrh nosného rámu zařízení, návrh potrubí a návrh ovládání a regulace. Výstupem této části práce je kompletní popis pro sestavení funkčního tepelného čerpadla na základě požadovaných parametrů.



2 TEPELNÁ ČERPADLA - PŘEHLED

Při zpracování této kapitoly práce autor vycházel zejména z [1], [2], [7], [8].

2.1 Přecherpávání tepla

Tepelné čerpadlo (TČ) je zařízení, které převádí teplo na vyšší teplotní hladinu. Aby takový děj mohl probíhat, musí být k dispozici:

- látka A, které je teplo odebíráno na nižší teplotní hladině (zdroj)
- látka B, které je teplo předáváno na vyšší teplotní hladině
- poháněcí energie - přívod energie je nutný vzhledem k druhé větě termodynamiky

Zdrojem tepla může být:

- teplo odváděné z chlazených nebo zmrazovaných látek
- odpadní teplo vázané na kapaliny nebo plyny z technologických procesů
- přírodní zdroje tepla - sluneční záření, okolní vzduch, povrchová a podzemní voda, teplo Země

Teplo produkované systémem může být:

- odváděno bez užitku do okolí (častý případ u chladicích zařízení)
- může být využito k užitečnému ohřevu kapaliny nebo plynu - nejčastěji vody nebo vzduchu

Poháněcí energie může být:

- mechanická (vzniklá spalováním paliv nebo přeměnou el. energie)
- elektrická energie přímo se mění na energii tepelnou v termoelektrických systémech
- tepelná u zařízení na principech absorpčních a proudových

Při pohonu zařízení dochází k degradaci poháněcí energie a ta následně přejde s přecherpávaným teplem do látky B. Tím se této látce přidává větší množství tepelné energie, než je odnímáno látce A.

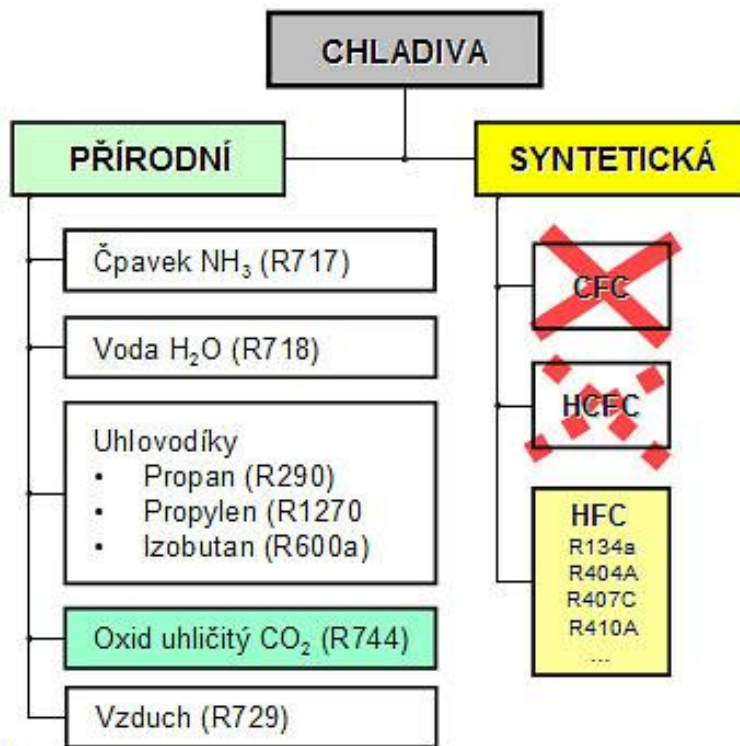
V této práci se dále budeme zabývat pouze systémy s poháněcí energií mechanickou.

2.2 Chladiva

Chladivo je chemická látka vhodných vlastností cirkulující v hermeticky uzavřeném chladicím oběhu. Druh chladiva ovlivňuje jeho chování a výběr komponent. Základní rozdělení chladiv je uvedeno na obr. 2.1.

Skupina chladiv CFC (tzv. tvrdé freony) je zakázána. Patří se např. chladiva R12, R13, R502. Výroba chladiv skupiny HCFC (částečně chlorované uhlovodíky) je od 1. 1. 2010 zakázána. Do této skupiny patří např. chladivo R22. Zařízení s tímto chladivem je možno provozovat do roku 2015.

Tabulka s podrobnějším rozdělením chladiv a některými jejich vlastnostmi je uvedena v kap. 2.2.2. Podrobněji se problematikou chladiv zabývá také např. [1] a [2], včetně grafů a tabulkových hodnot některých vlastností.



Obr. 2.1 Základní rozdělení chladiv [12]

2.2.1 Parametry určující vhodnost chladiva

Výběr chladiva je komplexním technicko-ekonomickým procesem, u kterého je často potřeba přistupovat ke kompromisním řešením. Hlavní parametry určující výběr chladiva jsou uvedeny v následujícím výčtu:

- přiměřenost tlaků p_o , p_k (vypařovací a kondenzační tlak viz dále), za přiměřené se považuje $p_o = 0,1$ MPa, $p_k = 2,5$ MPa (závisí na typu chladiva, uvedené hodnoty platí pro běžně používaná)
- tlakový poměr v jednom stupni komprese, p_k/p_o by neměl překročit hodnotu 8 až 10
- nepřekročení nejvyšší teploty při trvalém provozu - hodnota uvedená ve vlastnostech jednotlivých chladiv (např. v [1])
- termodynamická dokonalost posuzovaná porovnávací účinností, která je definovaná dle rovnice

$$\vartheta_{R-C} = \frac{\varepsilon_R}{\varepsilon_C} \quad [\text{J} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2-1)$$

kde ε_R je topný faktor Rankin-Clausiova cyklu a

ε_C je topný faktor Carnotova cyklu (více např. v [11])

- termofyzikální a přenosové vlastnosti - rozhodující pro hydraulické odpory a přenos tepla
- bezpečnost z hlediska hořlavosti, výbušnosti a fyziologického působení
- ekologické hledisko
- rozpustnost s oleji
- chemické a korozní působení na olej a konstrukční materiály komponent
- cena



2.2.2 Historie využívání chladiv

Hledání a volba nejvýhodnějšího chladiva souvisí s počátkem využívání zařízení pro přečerpávání tepla. V roce 1823 S. Carnot vytvořil teoretický základ přečerpávání tepla, tedy obrácení přirozeného toku tepla z teplejší látky do chladnější umožněné přidáním části jiné energie.

V roce 1835 Perkins a Evans vytvořili nezávisle na sobě první kompresorové zařízení s parním oběhem, což byl začátek používání chladu pro uchovávání potravin.

První instalace tepelného čerpadla byla pak v solivaru v Ebensee (Horní Rakousko), kde jej podle Carnotových publikací postavil v roce 1855 Peter Ritter von Rittingen.

Dále vývoj v přečerpávání tepla pokračoval vynalezením absorpčního systému s dvojicí čpavek-voda (Carré, 1867). Linde zpracoval vědecky kompresorový parní oběh a zavedl jako chladiva čpavek a oxid uhličitý. Další rozvoj souvisí se zavedením klimatizace, za průkopníka tohoto oboru je považován Willis Carrier.

Společným problémem výše uvedených konstruktérů byla volba vhodného chladiva pro danou aplikaci. Stručný historický vývoj zavádění chladiv je uveden v tab. 2.1.

Tab. 2.1 Historický vývoj zavádění chladiv

Chladivo	Chem. složení	Rok	Zavedl
eltyléter	$C_4H_{10}O$	1834	Perkins
vzduch	směs N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O a dalších plynů	1844	Gorrie
voda	H_2O	1855	Rittinger
metyléter	C_2H_6O	1864	Tellier
čpavek	NH_3	1867	Carré, Linde
oxid siřičitý	SO_2	1874	Pictet
oxid uhličitý	CO_2	1881	Linde
metylchlorid	CH_3Cl	1878	Vincent
etylchlorid	C_2H_5Cl	1870	Kohler
oxid dusný	N_2O	1912	Linde
etan	C_2H_6	1921	Linde
propan	C_3H_8	1925	nejz.
halogenované uhlovodíky	CFC, HCFC	1930	Midgely a Henne
fluorované uhlovodíky	HFC	souč.	nejz.

Zlomem v historii používání chladiv bylo vyvinutí CFC a HCFC, které byly nejedovaté, nehořlavé a dlouhou dobu považovány za bezpečné. Tato chladiva z velké části ovládla a změnila celou oblast přečerpávání tepla:

- jejich vhodným výběrem bylo možno jednoduše konstruovat nejrůznější zařízení při tlacích do 3 MPa
- byly zavedeny hermetické a polohermetické kompresory



- zejména u malých zařízení se stala hlavním konstrukčním materiálem pro potrubí a komponenty měď, pájení mědi je snadnější než svařování oceli
- otevřela se možnost aplikací v chlazeném nábytku pro domácnosti
- hromadná výroba klimatizačních zařízení a chladniček se stala natolik levnou, že se staly široce dostupnými
- zejména v 80. letech se na trh dostaly nové typy kompresorů, resp. došlo i k rozšíření dříve vynalezených např. kompresory s valivým pístem, spirálové kompresory a šroubové kompresory s účinnějšími profily

Z výše uvedeného výčtu je patrné, že zavedení CFC a HCFC chladiv umožnilo rozsáhlý vývoj a rozšíření chladících zařízení. Ze "starých" chladiv se ve větší míře zachovalo používání pouze čpavku.

Další důležitou událostí v historii přecherpávání tepla, chladících 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 halogenovaných uhlovodíků, sledování jejich úniků, postupný přechod na chladiva bez chlóru v molekule.

Konkrétně to byla Vídeňská konvence v roce 1985 a Montrealský protokol v roce 1987 o látkách poškozujících ozonovou vrstvu (prováděcí protokol Vídeňské konvence). 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 2015. Vliv potenciálu rozkladu ozonu byl tedy v podstatě vyřešen výběhem chladiv obsahujících v molekule chlór.

Na důležitosti však nabyl potenciál ohřevu atmosféry - tzv. skleníkový efekt. Ten byl pak projednáván v Kjótském protokolu, kde se chladiva HFC dostala mezi skleníkové plyny, které mají být v budoucnu omezeny. Tím byl zesílen vliv trendu k návratu k „přírodním“ chladivům bez chloru i fluoru a se zanedbatelným vlivem na globální oteplování. Mimo to také dochází k vývoji nových chladiv.

V tab. 2.2 je uvedeno podrobnější rozdělení chladiv. Zároveň jsou zde uvedeny některé parametry charakterizující chladiva:

- Mez hořlavosti [%]: objemová koncentrace ve směsi se vzduchem při atmosférickém tlaku a pokojové teplotě, při které směs hoří
- Jedovatost: podle stupnice Underwriters Laboratories (jedovatost s rostoucím číslem klesá)
- ALT [rok] (atmospheric lifetime): doba životnosti v atmosféře
- ODP [-] (ozone depletion potential): určuje relativní působení na ozónovou vrstvu vzhledem k působení R11 (ODP R11 je tedy 1)
- GWP [-] (global warming potential): parametr zohledňující vliv na globální oteplování. Je vyjádřen relativně ke stejnému množství CO₂ jako sledovaného chladiva (GWP CO₂ je tedy 1). Určuje se pro dobu 20, 100 nebo 500 let.



Tab. 2.2 Rozdělení a parametry některých chladiv [9]

Chladivo	Chem. složení	Mez hořlavosti	Jedovatosť	ALT	ODP	GWP 20	GWP 100	GWP 500
CFC								
R11	CCl_3F	-	5a	60	1	4500	3500	1500
R12	CCl_2F_2	-	6	130	1	7100	7300	4500
R113	$\text{C}_2\text{Cl}_3\text{F}_3$	-	4 až 5	90	1,07	4500	4200	2100
R114	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$	-	6	200	0,8	6000	6900	5500
R115	C_2ClF_5	-	6	400	0,52	5500	6900	7400
R 500	R12 + R152	-	5a	nezj.	0,7	5400	5400	3400
R 502	R22 + R115	-	5a	nezj.	0,2	4800	4300	4000
HCFC								
R22	CHClF_2	-	5a	15	0,55	4100	1500	510
R123	$\text{C}_2\text{HCl}_2\text{F}_3$	-	-	2	0,02	310	85	29
R124	C_2HClF_4	nezj.	nezj.	7	0,022	1500	430	150
R141b	$\text{C}_2\text{H}_3\text{Cl}_2\text{F}$	7,4 až 15,1	nezj.	8	0,11	1500	430	150
R142b	$\text{C}_2\text{H}_3\text{ClF}_2$	6,9 až 14,9	-	19	0,065	3700	1600	540
HFC								
R23	CHF_3	-	nezj.	310	0	-	-	12
R32	CH_2F_2	14,6	nezj.	16	0	-	650	220
R125	C_2HF_5	-	nezj.	28	0	4700	2500	860
R134a	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	-	nezj.	16	0	3200	1200	420
R143a	$\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$	7,1	nezj.	41	0	4500	2900	1000
R152a	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	3,7 až 7,1	-	2	0	510	140	47
Přírodní chladiva								
R50	CH_4	4,9 až 5,0	5b	10	0	63	21	9
R270	C_3H_6	2,0 až 1,1	nezj.	-	0	3	3	3
R290	C_3H_8	2,1 až 9,5	5b	-	0	3	3	3
R600	C_4H_{10}	1,5 až 8,4	5	-	0	3	3	3
R600a	C_4H_{10}	1,8 až 8,4	5b	-	0	3	3	3
R717	NH_3	14 až 28	2	-	0	-	-	-
R718	H_2O	-	6	-	0	-	-	-
R744	CO_2	-	5	120	0	1	1	1
R764	SO_2	-	1	-	0	-	-	-

2.2.3 Propan jako chladivo

Propan (R 290) má jako chladivo (stejně jako ostatní používané uhlovodíky) výhodu absence potenciálu odbourávání ozonu a významově malý skleníkový efekt.

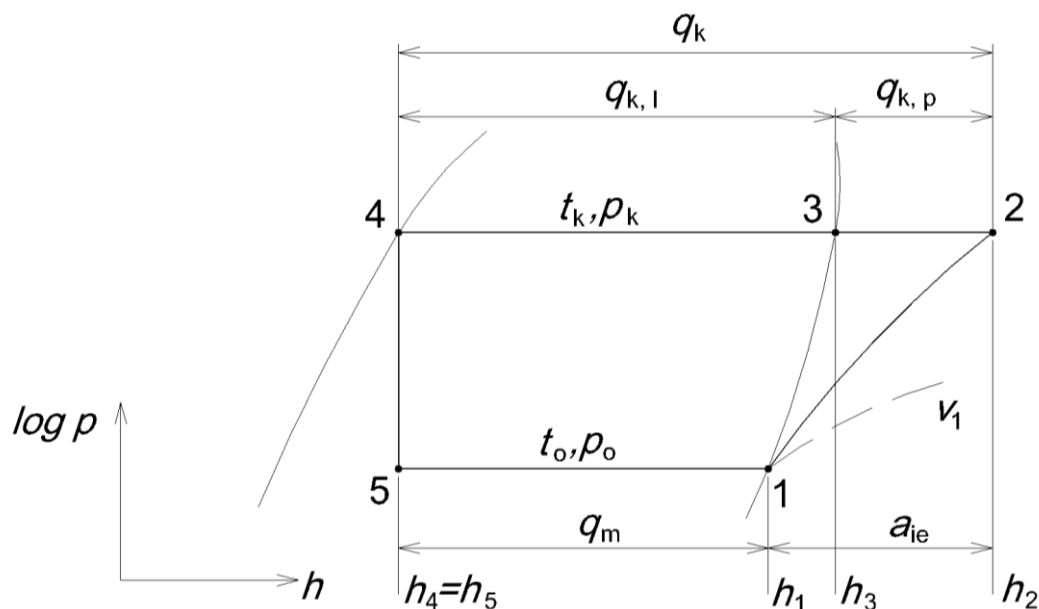
Rovněž se při použití R 290 nevyskytují žádné zvláštní problémy s materiály. Na rozdíl např. od NH_3 se pro něj hodí i měděné materiály, čímž je umožněno použití polohermetických i hermetických kompresorů. Jako mazací oleje se v širokém pracovním rozsahu dají použít běžné minerální oleje.

Z těchto důvodů byl v průběhu trendu přechodu od halogenovaných uhlovodíků jedním z hlavních uvažovaných chladiv - náhrady za R 22. Chladicí zařízení, především průmyslová, pracující s chladivem R 290, jsou ve světovém měřítku používána již mnoho let – jde tedy o „vyzkoušené“ chladivo. Propan se také začíná používat v menších kompaktních systémech (klimatizační zařízení, tepelná čerpadla) s menší náplní chladiva. Vyskytují se i aplikace pro chlazení kapalin.

2.3 Tepelné oběhy

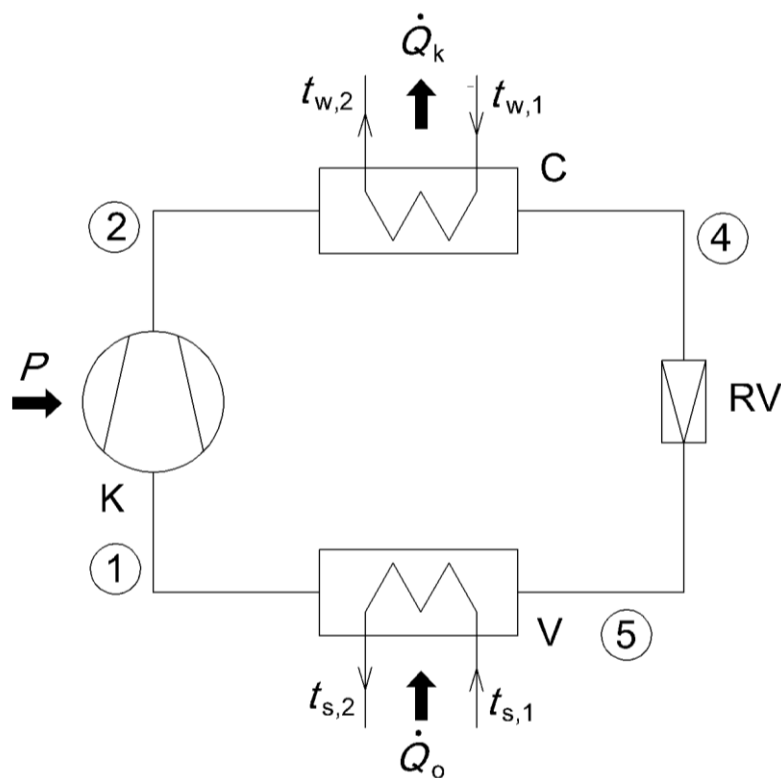
Tato část práce je věnována teorii parních oběhů s jednosložkovým chladivem, konkrétně základnímu uspořádání a uspořádání s běžnými úpravami v takovém rozsahu, aby bylo možno provést vlastní návrh. Oběhy s vícesložkovými chladivy a různé další způsoby zapojení (např. vícestupňové a kaskádní) jsou podrobně rozebrány v [1].

TČ pracuje na principu levotočivého parního oběhu. Skutečný oběh se nahrazuje oběhem teoretickým - Rankin-Clausiovým - viz obr. 2.2. Ten je charakterizován izoentropickým stlačováním syté páry (děj 1-2), izobarickým vypařováním a kondenzací (děje 2-3 a 3-4) a izoentropickým škrcením vroucí kapaliny. Rankin-Clausiov cyklus se tedy od skutečného liší zanedbáním všech tepelných a hydraulických ztrát.

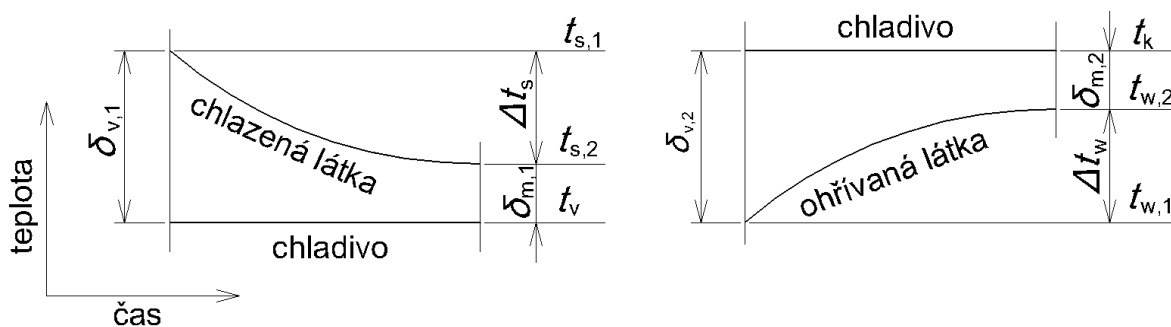


Obr. 2.2 Znárodnění oběhu v tepelném diagramu h - $\log p$

Základní uspořádání chladicího oběhu je uvedeno na obr. 2.3. Ve výparníku V dochází přívodem tepla $\dot{Q}_o$ [W] z chlazené látky k vypařování $\dot{m}_o$ [kg·s⁻¹] chladiva. Vypařování musí probíhat při takové teplotě t_o [°C], aby i při nejnižší (výstupní) teplotě chlazené látky $t_{s,2}$ [°C], byl k dispozici dostatečný teplotní rozdíl $\delta_{m,1}$ [°C] (obr. 2.4), který závisí na velikosti teplosměnné plochy a chlazené látce. Většinou se volí v rozmezí 3 až 5 °C. Teplotě t_o odpovídá vypařovací tlak p_o [Pa]. Kompresor K o příkonu P [W] nasává sytou páru o $\dot{V}_o$ [m³·s⁻¹], kterou následně stlačuje na kondenzační tlak p_k [Pa], který je určen kondenzační teplotou t_k [°C]. Ta musí být o teplotní rozdíl $\delta_{m,2}$ [°C] (obr. 2.4) vyšší než nejvyšší teplota $t_{w,2}$ [°C] látky, do které se teplo $\dot{Q}_k$ [W] v kondenzátoru C odvádí. Ve škrticím zařízení RV dochází k poklesu tlaku zpět na tlak p_o [Pa] a chladivo přichází ve formě mokré páry zpět do výparníku V. Teoreticky by tohoto snížení tlaku bylo možno dosáhnout v expanzní stroji při současném konání vnější práce. Získaná práce je ovšem vzhledem k potřebné práci pro kompresi velmi malá. Vzhledem k tomuto a také ke složitosti konstrukce takového zařízení se tento způsob redukce tlaku nepoužívá.



Obr. 2.3 Základní uspořádání chladicího oběhu



Obr. 2.4 Průběh teplot ve výparníku a kondenzátoru



2.3.1 Základní výpočtové vztahy pro Rankin-Clausiiův cyklus

- Tepelná bilance oběhu

$$\dot{Q}_o + P = \dot{Q}_k \quad [\text{W}] \quad (2-2)$$

- Topný faktor (základní veličina charakterizující hospodárnost oběhu)

$$\varepsilon_R = \frac{\dot{Q}_k}{P} \quad [1] \quad (2-3)$$

- Chladicí faktor

$$\varepsilon_{R, \text{ch}} = \frac{\dot{Q}_o}{P} = \varepsilon_R - 1 \quad [1] \quad (2-4)$$

- Čerpací poměr

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_o} = \frac{\varepsilon_R}{\varepsilon_{R, \text{ch}}} \quad [\text{W} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (2-5)$$

Výparník:

- Tepelná bilance

$$\dot{Q}_o = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad [\text{W}] \quad (2-6)$$

- Hmotnostní chladivost

$$q_m = h_1 - h_5 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2-7)$$

- Objemová chladivost

$$q_v = \frac{q_m}{v_1} \quad [\text{J} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2-8)$$

Kompresor:

- Skutečná výkonnost (objemový průtok v sání)

$$\dot{V} = \dot{m}v_1 = \frac{\dot{Q}_o}{q_m} v_1 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2-9)$$

- Měrná izoentropická kompresní práce

$$a_{ie} = h_2 - h_1 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2-10)$$

- Měrná objemová izoentropická kompresní práce

$$a_{ie, v} = \frac{a_{ie}}{v_1} \quad [\text{J} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2-11)$$

- Izoentropický příkon

$$P_{ie} = \dot{m}a_{ie} = \dot{V}a_{ie, v} \quad [\text{W}] \quad (2-12)$$

- Efektivní příkon

$$P_e = \frac{P_{ie}}{\mu_{e, ie}} \quad [\text{W}] \quad (2-13)$$

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

Kondenzátor:

- Tepelná bilance

$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_2 - h_4) = \dot{m}(q_m + a_{ie}) = \dot{V}(q_v + a_{ie, v}) \quad [\text{W}] \quad (2-14)$$

- Hmotnostní topivost

$$q_k = h_2 - h_4 = q_m + a_{ie} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2-15)$$

$$q_k = q_{k,p} + q_{k,l} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2-16)$$

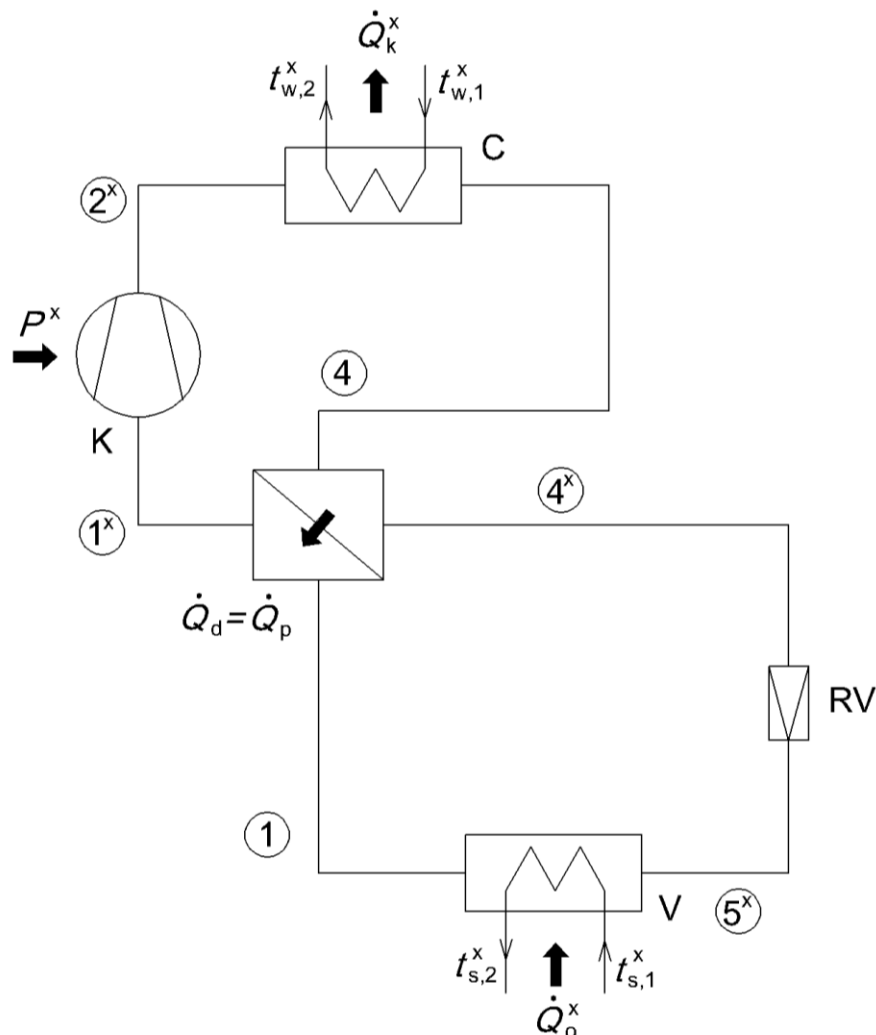
kde $q_{k,p} = h_2 - h_3 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ je přehřívací teplo a

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

- Objemová topivost

$$q_{k,v} = \frac{q_k}{v_1} \quad [\text{J} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2-17)$$

2.3.2 Zapojení oběhu s vnitřní výměnou tepla

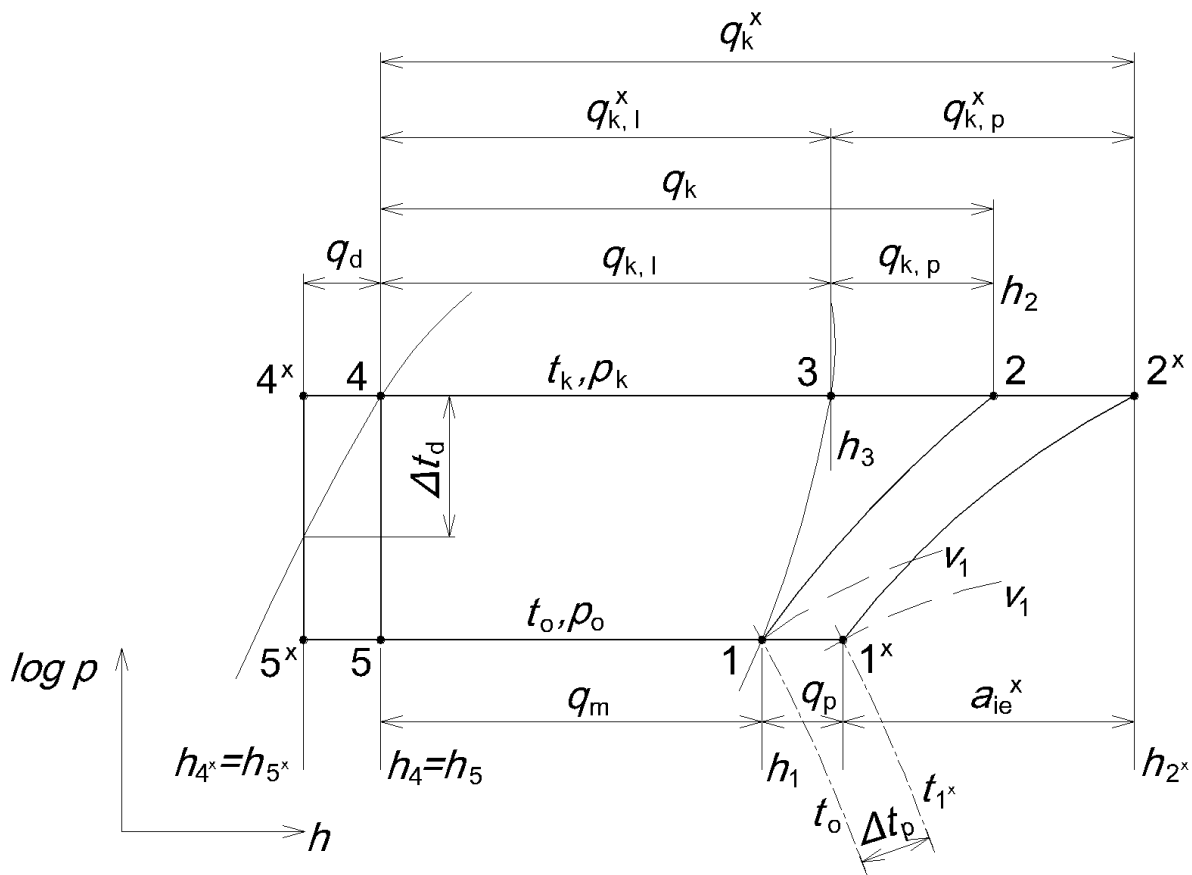


Obr. 2.5 Zapojení s vnitřní výměnou tepla

K vnitřní výměně tepla dochází ve výměníku zařazeném za výparník viz obr. 2.5. Toto zapojení zvyšuje u některých chladiv topný faktor viz [2]. Ve výměníku dochází k podchlazení kapalného chladiva a přehřátí nasávaných par. Srovnání teoretického oběhu a oběhu s vnitřní výměnou tepla (průběh: 1-1^x-2^x-3-4-4^x-5^x-1) je uvedeno na obr. 2.6.

Podchlazením rozumíme odvedení tepla $\dot{Q}_d$ [W], které způsobí izobarické snížení teploty kapalného chladiva o $\Delta t_d = t_k - t_d$ [°C]. Funkční význam podchlazení spočívá v zajištění pochlažené nebo nanejvýš syté kapaliny k redukčnímu ventilu, a tím umožňuje jeho fungování na plný výkon. Pokud by se před ventilem tvořily parní bubliny, tak může dojít ke snížení životnosti a jeho nesprávné funkci. Tepelný význam podchlazení spočívá v ovlivnění hospodárnosti oběhu.

V oběhu s vnitřní výměnou tepla nasává kompresor přehřátou páru o $\Delta t_p = t_1^x - t_o$ [°C]. V diagramu na obr. 2.6 je tento stav označen jako 1^x. K přehřátí páry dochází pomocí tepla $\dot{Q}_p = \dot{Q}_d$ [W]. Toto přehřátí je u tzv. suchých výparníků nutné ke správné funkci termostatického expanzního ventilu. Mimo to je tím zaručeno, aby do kompresoru nebyly nasávány kapičky chladiva.



Obr. 2.6 Srovnání oběhů v h - $\log p$ diagramu

Vlivem výše uvedených pochodů dochází k následujícím změnám u veličin charakterizujících oběh:

- Změna hmotnostní chladivosti dle rovnice

$$q_m^x = h_1^x - h_5 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2-18)$$



- Změna hmotnostní topivosti dle rovnice

$$q_k^x = h_2^x - h_4 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2-19)$$

- Změna izoentropické měrné kompresní práce dle rovnice

$$a_{ie}^x = h_2^x - h_1^x \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2-20)$$

- Změna topného faktoru oběhu dle rovnice

$$\varepsilon_R^x = \frac{q_k^x}{a_{ie}^x} \quad [1] \quad (2-21)$$

- Změna čerpacího poměru oběhu dle rovnice

$$\varphi^x = \frac{q_k^x}{q_m^x} \quad [1] \quad (2-22)$$

Ostatní veličiny se změní analogicky dle rovnic uvedených v kap. 2.3.1.

2.3.3 Odchyly od teoretického oběhu

Při vlastním návrhu skutečného oběhu je nutné, kromě skutečností uvedených v kap. 2.3.2 resp. obecně všech použitých konstrukčních odlišností a pomocných aparátů, které ovlivňují tepelný diagram, zohlednit i další odchyly od oběhu teoretického, zejména:

- polytropický průběh komprese s koeficientem $n < \kappa$ (Rankin-Clausiusův cyklus uvažuje kompresi izoentropickou)
- tepelné ztráty, které způsobí přehřátí nasávaných par, jejich velikost se odhaduje
- tlakové ztráty, které způsobí zvýšení kompresního poměru, jejich velikost se odhaduje

2.4 Kompresory

Kompresor je stroj na stlačování plynů a par. V kompresoru dochází ke zvyšování tlakové energie nasávaného plynu. K tomu je třeba dodávat energii, která je nejčastěji mechanická.

2.4.1 Základní rozdělení kompresorů

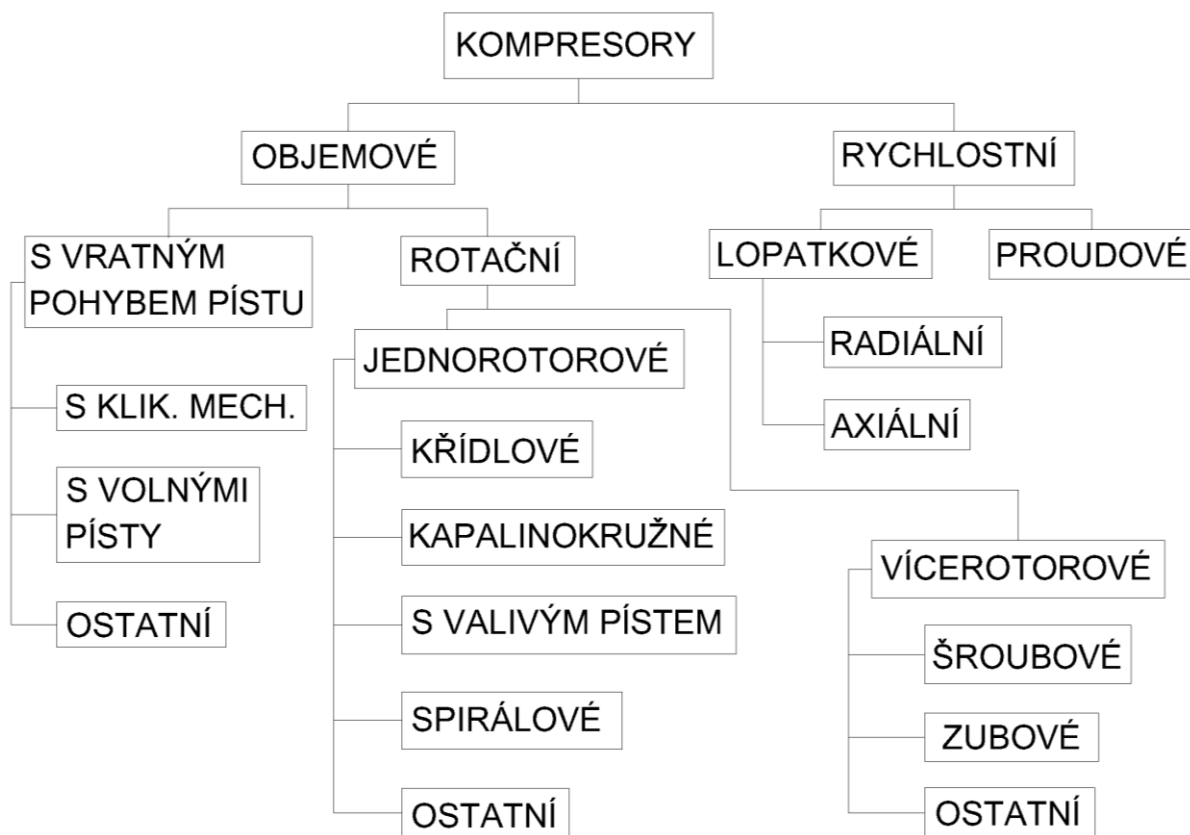
Základní rozdělení kompresorů dle způsobu stlačování je uvedeno na obr. 2.7.

U objemových kompresorů dochází ke zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci, v němž je plyn uzavřen. Změnou objemu tohoto prostoru se dosahuje přímočarým vratným pohybem pístů u kompresorů pístových nebo prohýbáním pružné membrány u kompresorů membránových.

Rotační kompresory pracují také na objemovém principu, periodického zmenšování pracovního prostoru je v tomto případě dosahováno otáčivým pohybem pístu nebo jiného pracovního elementu.

U rychlostních kompresorů zůstává pracovní prostor neměnný. Stlačení plynu se dosahuje jeho zrychlováním a následnou přeměnou kinetické energie plynu v energii tlakovou. V lopatkových kompresorech (turbokompresory) 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 (ejektorů) je zrychlení stlačovaného plynu zajištěno mísením s rychle proudícím hnacím plynem a ke zvýšení tlaku stlačovaného plynu pak dochází v difuzoru.



Obr. 2.7 Základní rozdělení kompresorů dle způsobu stlačování

2.4.2 Chladivové kompresory

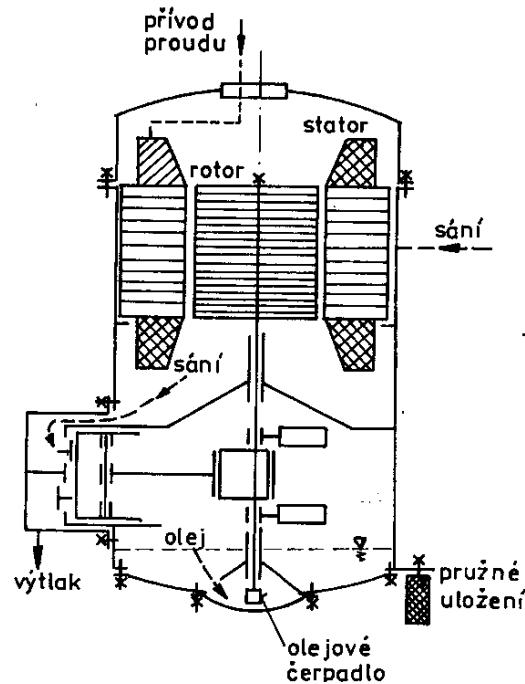
Práce s chladivem přináší zvláštní nároky na provedení kompresoru. Jedná se zejména o vysoké nároky na těsnost - únik chladiva má za následek provozní problémy, chladivo může nepříznivě působit na obsluhu a životní prostředí, u hořlavých chladiv může dojít ke zvýšení nebezpečí požáru nebo výbuchu. Z kompresorů uvedených v kap 2.4.1 se jako chladivové používají hlavně pístové, šroubové, spirálové a lopatkové kompresory.

Podle způsobu utěsnění hřídele rozlišujeme kompresory:

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

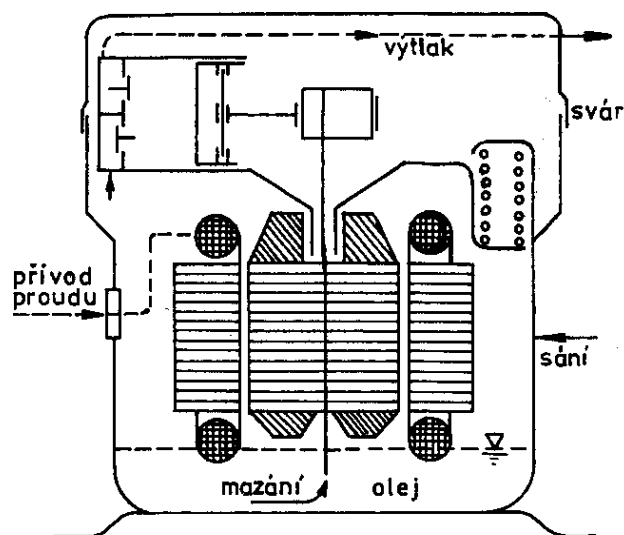
Bezucpávkové kompresory dále dělíme na:

- polohermetické - plášť elektromotoru a některé další části jsou rozebíratelné a tím je umožněn přístup k choullostivým částem soustrojí (dá se opravovat), schéma uvedeno na obr. 2.8
- hermetické - kompresor i motor jsou uzavřeny v nerozebíratelném plášti s vyvedenými připojovacími hrdly (neopravují se), schéma uvedeno na obr. 2.9



Obr. 2.8 Schéma polohermetického kompresoru [7]

Na olej pro mazání polohermetických a hermetických kompresorů jsou kladeny vysoké požadavky. Zejména nesmí tuhnout ani při nízkých výparných teplotách, musí zaručovat mazání kompresoru i při vyšších kondenzačních teplotách a nesmí chladivo rozkládat. Oleje se zkoušejí tzv. Philippovým testem.



Obr. 2.9 Schéma hermetického kompresoru [7]

2.4 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 tj. stanovení tlakové ztráty - nutné pro ekonomické hodnocení výměníků a dimenzování čerpadel
- výpočtu pevnostního - u výměníků, kde jsou vysoké pracovní tlaky

Blíže se v této práci výpočty výměníků nebudeme zabývat, neboť v praktické části práce je nebudeme provádět. Podrobnější informace o teorii dimenzování výměníků lze nalézt např. v [1] a [2].

2.4.1 Základní rozdělení výměníků

Dělení výměníků dle pracovního pochodu:

- povrchové (rekuperační, s nepřímým přenosem tepla) - látky jsou od sebe odděleny pevnou stěnou, teplo přechází kontinuálně přes tuto stěnu
- směšovací (kontaktní, s přímým přenosem tepla) - 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 tepla a reverzační regenerační výměník tepla

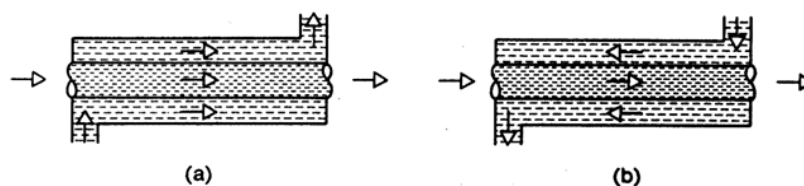
Dále se v této práci z výše uvedených budeme zabývat pouze první skupinou výměníků, která je v oblasti zařízení s chladicím oběhem nejpoužívanější.

Rozdělení povrchových výměníků tepla dle konstrukce:

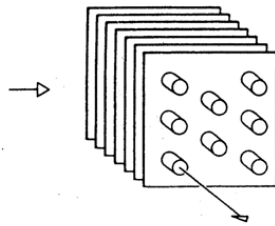
- trubkové - např. trubka v trubce, plášťové výměníky; pro zvýšení přenosu tepla se často používají modifikace pomocí žeber
- deskové - např. s plochými deskami, spirálovými deskami, lamelové
- kompaktní - charakterizovány velkým teplosměnným povrchem ($>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ prostoru), většinou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

Rozdělení výměníků podle uspořádání proudění:

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



Obr. 2.10 Souproudé uspořádání (a), protiproudé uspořádání (b) [8]



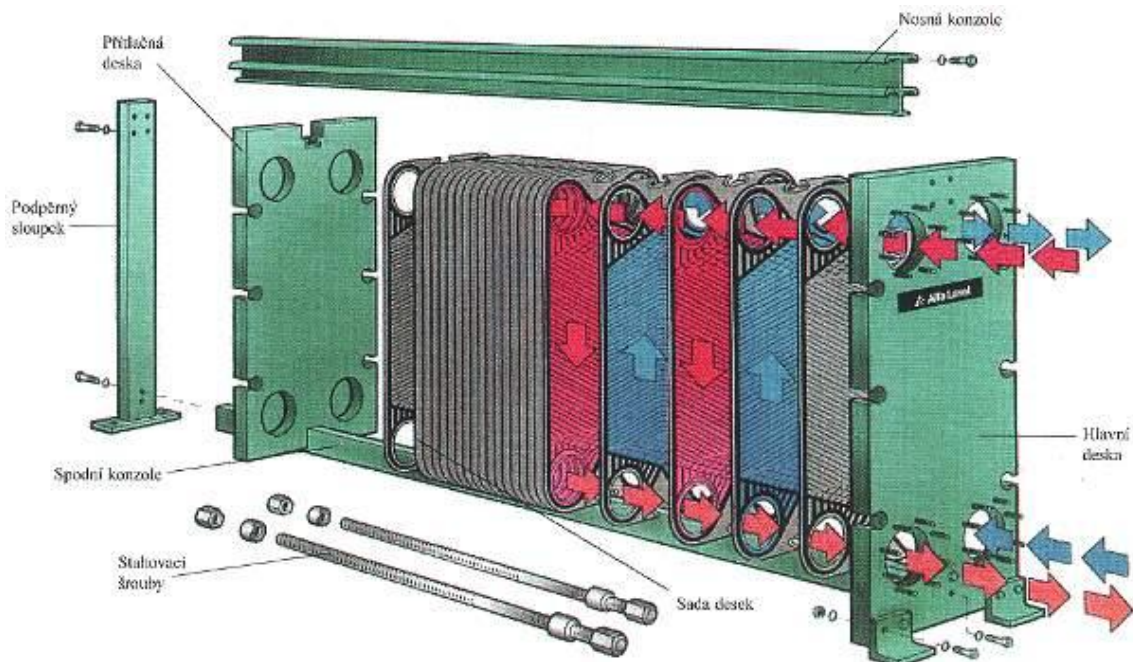
Obr. 2.11 Křížové proudění [8]

Rozdělení výměníků podle počtu fází:

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

2.4.2 Deskové výměníky tepla

Deskové výměníky tepla byly poprvé použity v 30. letech minulého století v potravinářském průmyslu. Vznik nových teplosměnných ploch umožnil jejich rozšíření posléze v 60. letech. Od té doby tyto výměníky začaly postupně nahrazovat výměníky trubkové zejména díky své kompaktnosti. I přesto se v některých oblastech pro své nesporné výhody stále trubkové výměníky používají (robustnost, snadné čištění, široký rozsah provedení a výkonů). Princip proudění v deskovém výměníku je na obr. 2.12.



Obr. 2.12 Princip proudění médií v deskovém výměníku, rozzebíratelné provedení [21]

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 rozzebíratelném provedení (obr. 2.12). Pájené provedení umožňuje použití vyšších provozních tlaků a odpadá nutnost použití těsnění. Na druhé straně rozzebíratelné výměníky se dají snadno čistit a v případě potřeby je možno přidat/odebrat desky a měnit tak výkon výměníku.

Výhody deskových výměníků typické provozní vlastnosti:

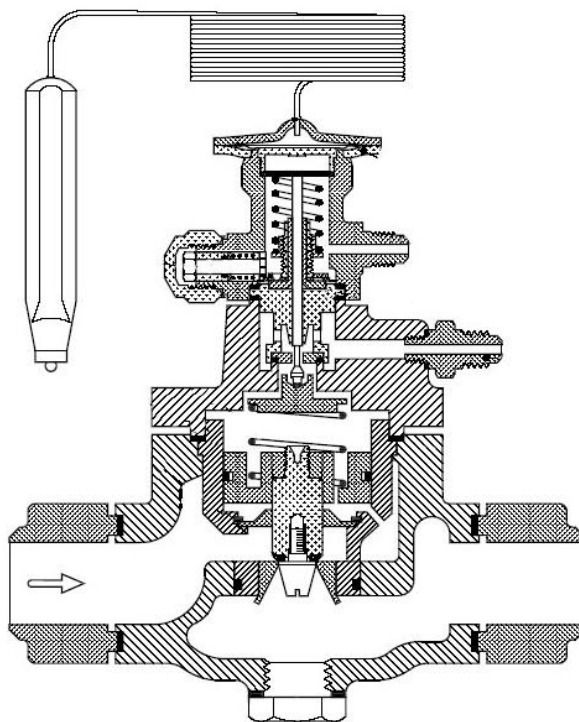
- kompaktní konstrukce
- nízké tepelné ztráty do okolí
- malé zanášení z důvodu vysoké turbulence proudění
- vysoké hodnoty součinitele prostupu tepla
- schopnost dosažení účinnosti vyšší než 90 %
- max. provozní tlak cca 3 MPa (vyšší u pájených výměníků)
- max. provozní teploty cca 160 - 250 °C (vyšší u pájených výměníků)
- min. rychlost proudění 0,1 m·s⁻¹, při nižších rychlostech dochází k rapidnímu poklesu účinnosti

2.5 Redukční ventily

Redukční ventil má v chladicím okruhu funkci přímého proporcionálního regulátoru, který řídí přívod kapalného chladiva (nástřík) do tzv. suchého výparníku na základě stupně přehřátí par odsávaných z výparníku.

2.5.1 Termostatický expanzní ventil

Nejjednodušším redukčním ventilem je termostatický expanzní ventil (TEV) - obr. 2.13, který pracuje na principu tepelné roztažnosti látek. Tykavka se umístí 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.



Obr. 2.13 Termostatický expanzní ventil [18]



2.5.1 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 regulační veličinou je teplota nebo tlak (stavové veličiny) nasávaných par z výparníku a regulovanou veličinou je množství chladiva vstříkovaného do výparníku.

Při vlastním návrhu tepelného čerpadla v rámci kapitoly 3 této práce je např. použit expanzní ventil s pohonem elektromotorem s elektronickou regulací.

2.6 Pomocné aparáty

2.6.1 Sběrače chladiva

Pro provoz zařízení s chladicím okruhem je nezbytné, aby v zařízení byla určitá zásoba chladiva, která umožní vyrovnávat rozdíly v náplni jednotlivých částí okruhu a spojovacího potrubí při změně pracovních podmínek. Tuto zásobu obsahuje právě sběrač chladiva. Další funkcí sběrače chladiva je shromažďování chladiva při opravách zařízení atp.

Konstrukčně jsou sběrače chladiva řešeny většinou jako stojaté nebo ležaté válcové nádoby. Sběrač obsahuje hrdla pro vstup a výstup kapalného chladiva, hrdlo pro odvodušňovací ventil a hrdlo pro pojistný ventil. Výška hladiny může být kontrolována (vodoznakem nebo elektronicky).

Objem sběrače chladiva je určen objemem náplně chladiva v okruhu, z bezpečnostních důvodů se volí takové zvětšení objemu sběrače, aby objem kapalného chladiva dosahoval maximálně 80 % objemu sběrače.

2.6.2 Filtry

Provoz chladicího okruhu může být narušen nečistotami, které vznikají při nedostatečném čištění před a po montáži. 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, viz dále).

2.6.3 Průhledítka

Průhledítka se instaluje do kapalinové části chladicího okruhu pro umožnění vizuální kontroly proudění chladiva v okruhu (stav a množství chladiva). Průhledítka může být opatřeno indikátorem vlhkosti, který udává následující stavy:

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

Průhledítka s indikátorem vlhkosti se umísťuje za filtrdehydrátor chladiva (viz kap. 2.7.2). Bubliny v průhledítce mohou znamenat:

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

Pokud chceme mít informaci o vlhkosti v celém okruhu, je účelné instalovat průhledítka i před filtrdehydrátor. Význam stavů indikátoru a význam bublin v průhledítce zůstává stejný jako u průhledítka za filtrdehydrátorem vyjma možnosti příliš velké tlakové ztráty v dehydrátoru.

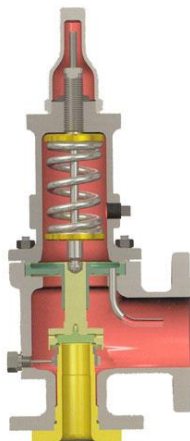


Obr. 2.14 Průhledítka v pájecím provedení [22]

2.6.1 Pojišťovací ventil

Pojišťovací 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 dle požadovaného tlaku a při překročení dojde k otevření a výtoku chladiva. Princip je zřejmý také z obr. 2.15.



Obr. 2.15 Pojišťovací ventil [20]

2.7 Odstraňování vlhkosti z okruhu chladiva

Vlhkost se do chladicího okruhu může dostat:

- 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:

- 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.

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.

2.7.1 Dehydrátory

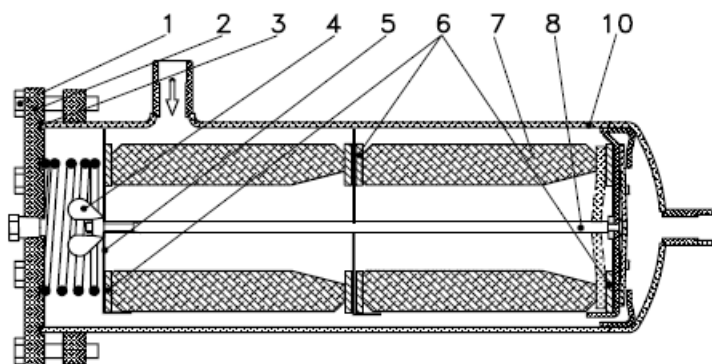
Dehydrátory jsou nádoby naplněné dehydratační látkou, které se zařazují do chladicího okruhu. Teoreticky výhodné by bylo je zařazovat do nízkotlaké části okruhu, což se ovšem kvůli velkým tlakovým ztrátám nedělá. Většinou se umísťují do kapalinového potrubí ve vysokotlaké části okruhu.

2.7.1 Filtrdehydrátory

Filtrdehydrátor spojuje funkci filtru a dehydrátoru v jednom zařízení, používá se tedy k současně k zachycování nečistot a vlhkosti. Filtrdehydrátor obsahuje vložku, tvořenou blokem pevné látky, 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.

Pro umísťování filtrdehydrátorů do okruhu platí stejné zásady jako u výše uvedených dehydrátorů. Filtrdehydrátor v řezu je uveden na obr. 2.16.



Obr. 2.16 Filtrdehydrátor [19], 1-Šroub, 2-horní kryt, 3-těsnění, 4-utahovací křídlovka, 5-utahovací deska, 6-těsnění, 7-pevné jádro, 8-držák, 10-plášť



2.8 Tepelná izolace

V oblasti přečerpávání 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:

- co nejmenší součinitel tepelné vodivosti λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
- 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

2.8.1 Stanovení tloušťky izolace

Tloušťka izolace se většinou stanovuje některým z následujících přístupů:

- Výpočet tloušťky na základě volených tepelných ztrát (zisků) - tloušťka izolace vyplývá z konvenčního výpočtu prostupu tepla příslušnou konstrukcí
- Výpočet na základě požadavku eliminace orosení - při tomto výpočtu je třeba zajistit takovou tloušťku izolace, aby teplota na povrchu izolované části byla vyšší než teplota rosného bodu a nedocházelo tak k orosení
- Výpočet tzv. hospodárné tloušťky - stanovuje se na základě porovnání nákladů spojených s pořízením a údržbou izolace s náklady za izolací ušetřené teplo

2.8.2 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.

Dříve se v chladicí technice používaly i 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 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. Obj. hmotnost byla cca 110 až $150 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ pro korek a cca 250 až $350 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 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 vlna. Vzduchové mezery v materiálu přispívají ke snižování tepelné vodivosti. Obvyklé tloušťky vláken bývají v řádu jednotek až desítek μm , obj. hmotnost cca 100 až $220 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.



2.8.3 Syntetický kaučuk

V současné době se v chladicí technice velmi často jako izolace využívá syntetického kaučuku pod různými obchodními názvy dle jednotlivých výrobců. Mezi jeho výhody patří:

- 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 -40°C až $+105^\circ\text{C}$
- příznivé vlastnosti z hlediska požární odolnosti - dle 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.

3 NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA

3.1 Požadované parametry

Úkolem je navrhnout tepelné čerpadlo VODA-VODA v kompaktním provedení pro využití odpadního tepla, konkrétně odvod tepla z okruhu chlazení kogeneračních jednotek v teplárnách.

Požadavky:

- chladicí výkon $Q_0 = 100 \text{ kW}$
- teplotní spád ve výparníku $35/30 \text{ °C}$
- teplotní spád v kondenzátoru $55/60 \text{ °C}$

3.2 Volba chladiva

Jako chladivo byla zvolena látka R290 (propan). Důvody volby propanu jako chladiva jsou částečně uvedeny v kap. 2.2.3.

Hlavní výhody:

- příznivá úroveň pracovních tlaků a teplot
- dobrý topný faktor při zapojení s vnitřní výměnou tepla
- poměrně malá potřebná náplň chladiva
- ekologická nezávadnost

Hlavní nevýhody:

- hořlavost a výbušnost, propan patří do skupiny chladiv L3.

Tab. 3.1 Vlastnosti propanu

Vlastnost	Jednotka	Hodnota
Molekulová hmotnost $[\text{g}\cdot\text{mol}^{-1}]$	$[\text{g}\cdot\text{mol}^{-1}]$	44,096
Vlastnosti při bodu varu při tlaku 1,01325 bar:		
teplota	$[\text{°C}]$	-42,045
měrné výparné teplo	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$	426,007
hustota kapaliny	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	582
hustota plynu	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	2,423
Kritický bod:		
kritická teplota	$[\text{°C}]$	96,67
kritický tlak	$[\text{bar}]$	42,50
Trojný bod:		
teplota	$[\text{°C}]$	-187,68

Kvůli hořlavosti propanu nejsou příliš rozšířeny chladicí systémy s propanem v obytných a obchodních budovách. U uvažované aplikace se však tato nevýhoda jeví jako méně podstatná, protože by tepelné čerpadlo pracovalo v prostředí, kde již vlastní kogenerační jednotka pracuje se zemním plynem.

Správným konstrukčním a dispozičním řešením stroje se dají snížit bezpečnostní rizika na minimum. Konkrétně se jedná o umístění stroje do odvětrávaného prostředí tak, aby při úniku chladiva netvořil propan se vzduchem výbušnou směs, dále pak správné navržení vysokotlakých ochranných a elektrických zařízení a vedení.

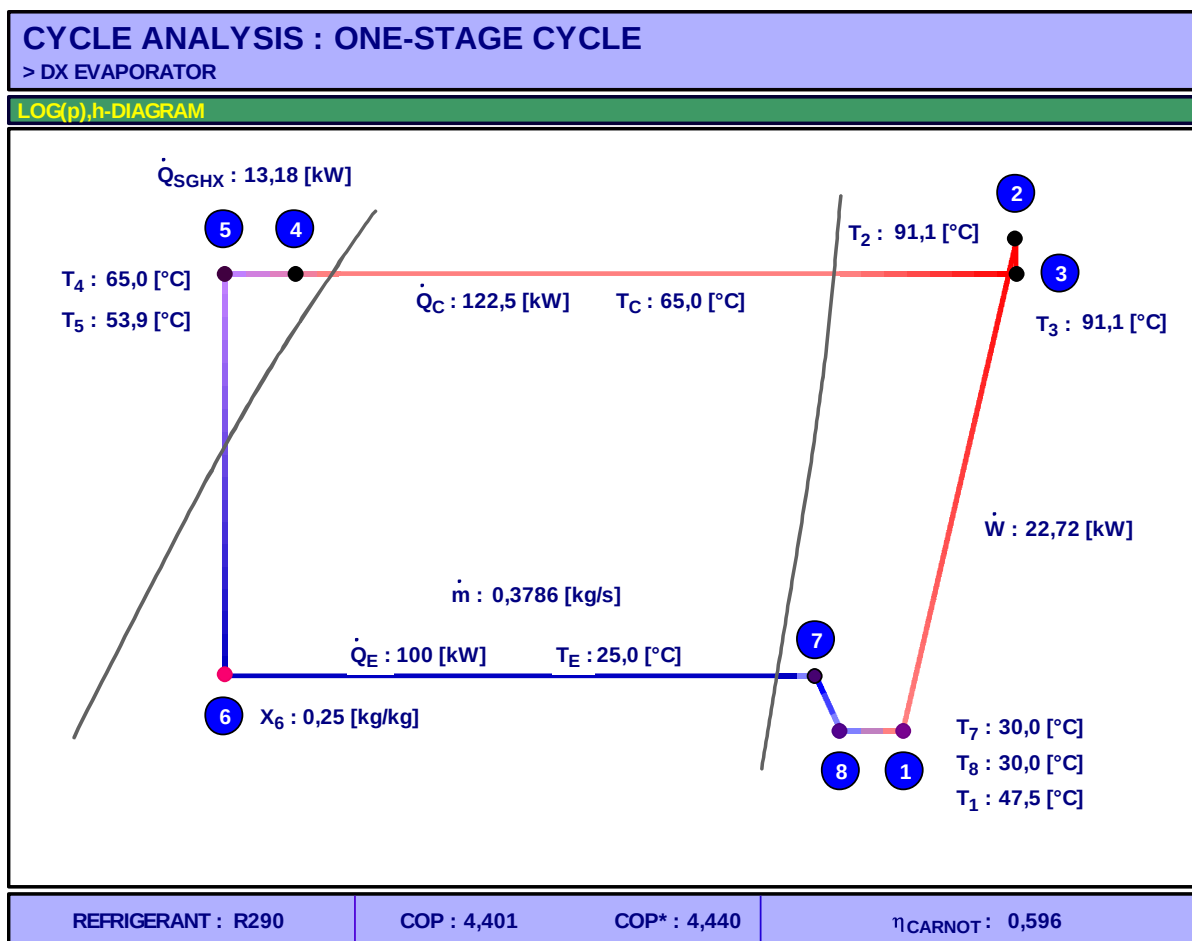
Propan je za normálních podmínek plyn, je bezbarvý a bez zápachu, hořlavý. Propan je netoxický, při vyšších koncentracích má narkotizující účinky. Základní fyzikální vlastnosti propanu jsou uvedeny v tab. 3.1.

3.3 Návrh parního cyklu

Návrh byl proveden ve freeware softwaru CoolPack, dostupného z <http://www.ipu.dk/English/IPU-Manufacturing/Refrigeration-and-energy-technology/Downloads/CoolPack.aspx>. Z tohoto software pocházejí také všechny snímky a grafy uvedené v následujících kapitolách.

Volba vstupních veličin pro výpočet je uvedena na obr. 3.2, navržený oběh je na obr. 3.1, fyzikální veličiny jednotlivých bodů na obr. 3.3. Odpovídající si veličiny ze softwaru CoolPack a z kapitoly 2, u nichž se liší značení, jsou uvedeny v tab. 3.2. Dále jsou v této tabulce uvedeny veličiny, které nejsou v kapitole 2 zmíněny.

Kompletní H-log p diagram v měřítku s navrženým oběhem je uveden v příloze č. 7.



Obr. 3.1 Navržený oběh



Tab. 3.2 Odpovídající si fyzikální veličiny

Označení veličiny v CoolPack	Označení veličiny v kapitole 2	Jednotka	Veličina
T_E	t_o	[°C]	vypařovací teplota
T_C	t_k	[°C]	kondenzační teplota
$\dot{Q}_E$	$\dot{Q}_o$	[W]	vypařovací tepelný tok
$\dot{Q}_C$	$\dot{Q}_k$	[W]	kondenzační tepelný tok
$\dot{W}$	P_{ie}	[W]	izoentropický příkon
$\dot{Q}_{SGHC}$	$\dot{Q}_d$	[W]	výkon výměníku pro vnitřní výměnu
ΔT_{SH}	Δt_p	[K]	přehřátí nasávaných par (v případě ΔT_{SH} se jedná o přehřátí pouze ve výparníku, v případě Δt_p o celkové přehřátí)
ΔT_{SC}	Δt_d	[K]	podchlazení kapaliny (v případě ΔT_{SC} se jedná o podchlazení pouze v kondenzátoru, v případě Δt_d o celkové přehřátí)
Δp_{SL}	-	[Pa]	tlaková ztráta v sacím potrubí, zadává se pomocí takového snížení teploty, kterému tato ztráta odpovídá
Δp_{DL}	-	[Pa]	tlaková ztráta ve výtlačném potrubí, zadává se pomocí takového snížení teploty, kterému tato ztráta odpovídá
η_T	-	[-]	účinnost výměníku pro vnitřní výměnu
η_{IS}	-	[-]	isoentropický stupeň
f_Q	-	[%]	tepelná ztráta kompresoru vyjádřená v procentech
$\dot{Q}_{LOSS}$	-	[W]	tepelný tok odpovídající f_Q
$\Delta T_{SH, SL}$	-	[K]	přehřátí par v sacím potrubí z okolního prostředí
$\dot{Q}_{SL}$	-	[W]	tepelný tok odpovídající $\Delta T_{SH, SL}$
η_{CARNOT}	-	[-]	účinnost Carnotova cyklu při daných prac. podmínkách
COP	ε_R	[-]	topný faktor
COP*	-	[-]	topný faktor vypočtený jiným způsobem



CYCLE SPECIFICATION				
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER
T_E [°C]:	25,0	ΔT_{SH} [K]:	5	Thermal efficiency η_T 0,50
T_C [°C]:	65,0	ΔT_{SC} [K]:	0	
		Δp_{SL} [K]:	1,5	REFRIGERANT
		Δp_{DL} [K]:	1,5	R290
CYCLE CAPACITY				
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]	100	$\dot{Q}_E$: 100 [kW]	$\dot{Q}_C$: 122,5 [kW]	$\dot{m}$: 0,3786 [kg/s]
				$\dot{V}_S$: 78,97 [m³/h]
COMPRESSOR PERFORMANCE				
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,85	η_{IS} : 0,850 [-]	$\dot{W}$: 22,72 [kW]	
COMPRESSOR HEAT LOSS				
Heat loss factor f_G [%]	8	f_G : 8,0 [%]	T_2 : 91,1 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$: 1,818 [kW]
SUCTION LINE				
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$: 485 [W]	T_8 : 30,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]

Obr. 3.2 Volba vstupních veličin

STATE POINTS					
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m³]	Additional information
1	47,5	919,7	550,2	17,3	
2	91,1	2391,4	605,5	45,1	
3	91,1	2321,6	607,4	43,3	
4	65,0	2321,6	283,8	416,2	
5	53,9	2321,6	250,0	440,9	
6	25,0	955,2	250,0	----	
7	30,0	955,2	514,2	19,7	
8	30,0	919,7	515,4	18,9	
					Pressure ratio (p_2 / p_1) : 2,600
					$T_{2,IS}$: 89,4 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
					$T_{2,W}$: 93,1 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression

Obr. 3.3 Fyzikální veličiny jednotlivých bodů

3.1.1 Zdůvodnění volby vstupních parametrů

Zdůvodnění volby vstupních parametrů je uvedeno v tab. 3.3.

Tab. 3.3 Zdůvodnění volby vstupních parametrů

Parametr	Zdůvodnění
T_E, T_C	Voleno na základě doporučených hodnot $\delta_{m,1}$ a $\delta_{m,2}$ (viz kap. 2.3), běžně se v literatuře uvádí hodnoty 3-5 K (např. v [1] a [2]).
$\Delta p_{SL}, \Delta p_{DL}$	Maximální doporučené hodnoty jsou uváděny v rozmezí odpovídající teplotnímu poklesu 1,1 až 1,7 °C (např. v [13]).
$\Delta T_{SH}, \Delta T_{SC}, \eta_T$	Voleno na základě celkového požadovaného přehřátí - výrobce kompresoru udává nutnost celkového přehřátí >20 °C z důvodů správné funkce kompresoru. Teplotní spád na straně kapaliny vychází z rovnosti tepelných toků při vnitřní výměně.
η_{IS}	Voleno na základě podkladů od dodavatele kompresoru.
Tabulka 3.3 pokračuje na straně 40.	

Parametr	Zdůvodnění
f_Q	Voleno s rezervou na základě rozmezí hodnot 5-7 % u většiny běžných kompresorů uvedeného v [14].
$\Delta T_{SH, SL}$	Zanedbáno vzhledem k zhruba srovnatelné hodnotě T_E a předpokládané teploty okolního prostředí.

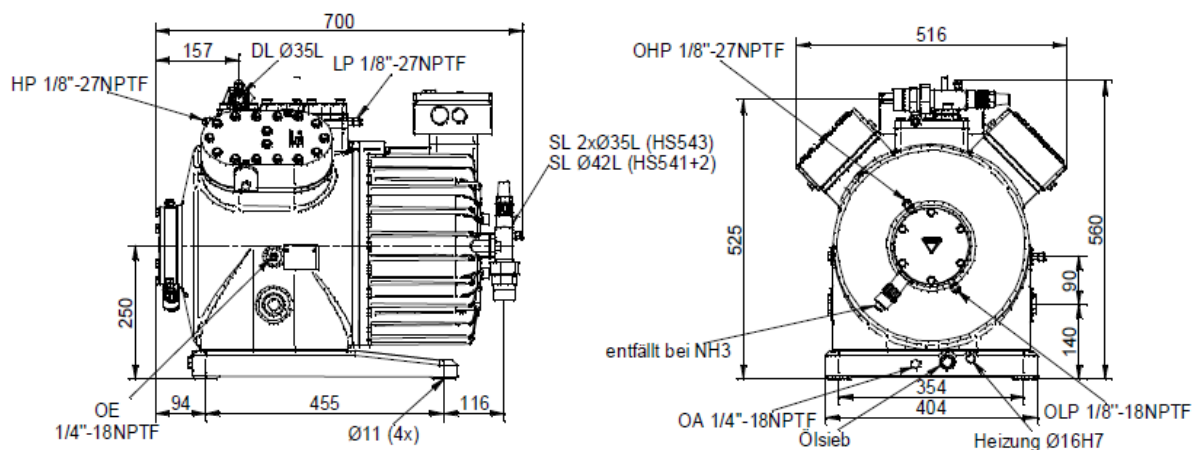
3.4 Volba kompresoru

Kompresor byl poptán u německé firmy HKT Goeldner na základě parametrů získaných při výpočtu oběhu. Jedná se o polohermetický pístový kompresor, typ HS 54 3.

Základní parametry kompresoru jsou uvedeny v tab. 3.4. Kompresor včetně rozměrů a přípojemů a montážních rozměrů je uveden na obr. 3.4. Kompletní technický list je uveden v příloze č. 1.

Tab. 3.4 Parametry kompresoru

Parametr	Jednotka	Hodnota
průměr pístu	mm	80
zdvih pístu	mm	44
počet válců	-	4
celkový zdvih. objem	ccm	884,67
střední pístová rychlost	$m \cdot s^{-1}$	2,13
otáčky	min^{-1}	1450
výkonnost	$m^3 h^{-1}$	94,5
napětí el. motoru	V	380
max. proud	A	41,2
hmotnost	kg	274
přípojemový rozměr sání	mm	2×35
přípojemový rozměr výtlak	mm	35



Obr. 3.4 Kompresor [zdroj: technický list výrobce]



3.5 Volba výměníků tepla

Výměníky tepla (výparník, kondenzátor a výměník pro vnitřní výměnu) byly popptány u firmy Alfa Laval na základě požadovaných teplotních spádů a parametrů získaných z výpočtu oběhu. Z důvodů požadavku na kompaktní provedení TČ byly zvoleny výměníky deskové.

3.5.1 Výparník

Jako výparník byl zvolen pájený deskový výměník, typ AC-120EQ-70H. Základní parametry jsou uvedeny v tab. 3.5, kompletní technická specifikace včetně výkresu pak v příloze č. 2 a č. 3.

Tab. 3.5 Parametry výparníku

Parametr	Jednotka	Hodnota	
		Voda	Propan
hmotnostní průtok	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	17220	1211
vstupní teplota	$^{\circ}\text{C}$	35,0	25,3
výstupní teplota	$^{\circ}\text{C}$	30,0	30,0
tlaková ztráta	kPa	41,5	63,6
rychlost v připojení in/out	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	1,45/1,45	3,97/8,57
výkon	kW	100	
teplosměnná plocha	m^2	6.5	
souč. prostupu tepla teoretický	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	3466	
souč. prostupu tepla skutečný	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	2927	
typ proudění médií	-	protiproud	
připojení voda-vstup	-	Vnější závit 2"	
připojení voda-výstup	-	Vnější závit 2"	
připojení propan-vstup	-	1 1/8 "	
připojení propan-výstup	-	2 1/8 "	
počet desek	-	70	
materiál desek/pájka	-	Alloy 316 / Cu	
rozměry (Délka× šířka×výška)	mm	224 x 192 x 617	
hmotnost (čistá/pracovní)	kg	40.0 / 54.5	

3.5.2 Kondenzátor

Jako kondenzátor byl zvolen pájený deskový výměník, typ AC-120EQ-70H. Základní parametry jsou uvedeny v tab. 3.6, kompletní technická specifikace včetně výkresu pak v příloze č. 3 a č. 4.



Tab. 3.6 Parametry kondenzátoru

Parametr	Jednotka	Hodnota	
		Voda	Propan
hmotnostní průtok	kg·h ⁻¹	21560	1712
vstupní teplota	°C	55	91
výstupní teplota	°C	60	
tlaková ztráta	kPa	61	2,8
rychlost v připojení in/out	m·s ⁻¹	1,83/1,83	4,4/1,59
výkon	kW	125	
teplosměnná plocha	m ²	6.5	
souč. prostupu tepla teoretický	W·m ⁻² ·K ⁻¹	3004	
souč. prostupu tepla skutečný	W·m ⁻² ·K ⁻¹	2600	
typ proudění médií	-	protiproud	
připojení voda-vstup	-	Vnější závit 2"	
připojení voda-výstup	-	Vnější závit 2"	
připojení propan-vstup	-	1 1/8 "	
připojení propan-výstup	-	2 1/8 "	
počet desek	-	70	
materiál desek/pájka	-	Alloy 316 / Cu	
rozměry (Délka× šířka×výška)	mm	224 x 192 x 617	
hmotnost (čistá/pracovní)	kg	40.0 / 54.5	

3.5.3 Výměník pro vnitřní výměnu tepla

Jako výměník pro vnitřní výměnu tepla byl zvolen pájený deskový výměník, typ CB76-20L. Základní parametry jsou uvedeny v tab. 3.7, kompletní technická specifikace včetně výkresů pak v příloze č. 5 a č. 6.

Tab. 3.7 Parametry výměníku pro vnitřní výměnu

Parametr	Jednotka	Hodnota	
		Propan	Propan
hmotnostní průtok	kg·h ⁻¹	1363	1363
vstupní teplota	°C	65	30
výstupní teplota	°C	53,9	47,5
tlaková ztráta	kPa	0,842	11,2
rychlost v připojení in/out	m·s ⁻¹	0.496/0.464	9.63/10.8

Tabulka 3.7 pokračuje na straně 43.



Parametr	Jednotka	Hodnota
výkon	kW	15,12
teplosměnná plocha	m ²	1,8
souč. prostupu tepla teoretický	W·m ⁻² ·K ⁻¹	508,4
souč. prostupu tepla skutečný	W·m ⁻² ·K ⁻¹	434,7
typ proudění médií	-	protiproud
připojení propan (teplá)-vstup	-	2 1/8 "
připojení propan (teplá)-výstup	-	2 1/8 "
připojení propan-vstup	-	2 1/8 "
připojení propan-výstup	-	2 1/8 "
počet desek	-	20
materiál desek/pájka	-	Alloy 316 / Cu
rozměry (Délka× šířka×výška)	mm	107 x 191 x 618
hmotnost (čistá/pracovní)	kg	15.0 / 19.8

3.7 Volba redukčního prvku

Expanzní ventil byl poptán u firmy KaS chladicí technika na základě parametrů získaných při výpočtu oběhu. Z nabízených variant byl zvolen expanzní ventil Danfoss s pohonem pomocí elektromotoru. Typ tělesa 20D, typ modulu ICM 20-B, typ pohonu ICAD 600. Připojovací rozměr DN 20. Ventil s pohonem je na obr. 3.5.



Obr. 3.5 Expanzní ventil s pohonem [zdroj: katalog výrobce]

3.8 Dimenzování potrubí

Doporučené minimální a maximální rychlosti proudění v potrubí dle [13]:

- minimálně $2,54 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro horizontální sací a výtlačné potrubí
- minimálně $5,08 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro vertikální sací a výtlačné potrubí
- maximálně $1,54 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro kapalinové potrubí

U sacího a výtlačného potrubí je volba rychlosti kompromisem mezi minimalizací tlakové ztráty a takovou dostatečnou rychlostí, aby docházelo k bezpečnému vracení oleje do kompresoru.

U kapalného potrubí je rozpuštěný olej unášen kapalinou. Maximální rychlost je volena s ohledem na předejití vzniku kapalných rázů.

Vlastní výpočet vnitřních průměrů potrubí na základě zvolené rychlosti byl proveden pomocí nástroje v CoolPack viz obr 3.6. Rychlosti volené dle doporučení v [12] a s ohledem na přípojovací rozměry komponent tak, aby bylo minimalizováno požití redukci.

PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)	Condition corresponds to
	[m/s]	[mm]	
Suction line	11,2	49,9	State Point #1
Discharge line	10,5	31,9	State Point #2
Liquid line	1,1	31,5	State Point #5

Obr. 3.6 Výpočet průměrů potrubí

Potrubí bylo zvoleno měděné, voleno ze standardní řady průměrů [17] - sací potrubí 54/2/50 mm (průměr/tloušťka stěny/vnitřní průměr), výtlačné potrubí 35/1,5/32 mm a kapalinové potrubí 35/1,5/32 mm.

Kompresor má dva sací ventily o průměru 35 mm, napojení na tyto ventily bude provedeno potrubím 35/1,5/32 jako odbočky z výše uvedeného sacího potrubí viz schéma na obr. 3.6 v kap. 3.10.

3.9 Volba pomocných aparátů okruhu

3.9.1 Volba sběrače chladiva

Sběrač chladiva byl vybrán ze sortimentu firmy Schiessl, konkrétně typ KLIMAL FSR 25.27 o objemu 25 l. Objem byl navržen tak, aby sběrač dokázal pojmout veškeré chladivo v oběhu v kapalném stavu s 20% objemovou rezervou.

Sběrač (obr. 3.7) je ve stojatém provedení a je osazen elektronickým hlídačem hladiny (ESA), výstupem pro pojistný ventil (SV) a dvěma průhledítky (SGR). Průměr na vstupu (M) 28 mm, na výstupu (RV) 22 mm. K rámu je sběrač připevněn šroubem M 12.

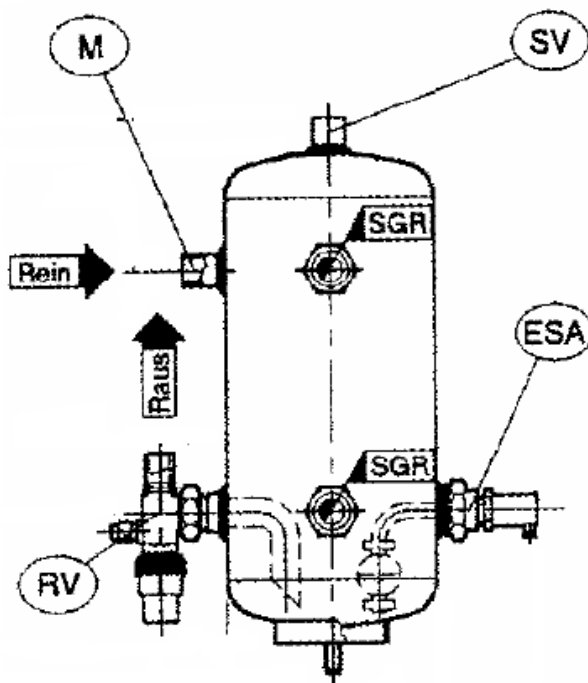
3.9.2 Volba filtrdehydrátoru

Pro navržené zařízení byl zvolen filtrdehydrátor v pájecím provedení s výměnnou vložkou DCR, výrobce Danfoss, typ DCR 09611s.

Při montáži je třeba dodržet základní zásady instalace dehydrátorů DCR, zejména respektovat správnou orientaci hrdel a ponechat dostatek místa pro výměnu filtrační vložky.

3.9.3 Volba průhledítek

Pro navrhované zařízení byly zvoleny průhledítka před a za filtrdehydrátorem v pájecím provedení, výrobce Danfoss, typ SGN 22s, s indikací vlhkosti.



Obr. 3.7 Sběrač chladiva [zdroj: technický list výrobce]

3.9.3 Volba pojistného ventilu

Pro navrhované zařízení byla zvolena dvojice pojistných ventilů typu SFA 15T330, výrobce Danfoss. Ventily jsou z výroby přednastaveny na tlak 30 bar. Ty budou připojeny na sběrač chladiva přes střídací ventil typu DSV1, výrobce Danfoss. Toto zapojení je zde proto, aby jeden z ventilů mohl být stále v provozu. (např. při servisování druhého). Výstup pojišťovacích ventilů bude vyveden do venkovního prostoru tak, aby se při případném úniku snížilo nebezpečí výbuchu.

3.10 Návrh tepelné izolace

Tepelná izolace výměníků tepla a chladivového potrubí bude provedena izolačním materiálem ze syntetického kaučuku (výrobce Kaimann) bez požadavku na paronepropustnost - zařízení pracuje s vyššími teplotami než je předpokládaná teplota okolí a nehrozí tak v žádné části oběhu kondenzace vzdušné vlhkosti. Izolace tedy v tomto případě má význam pouze pro minimalizaci tepelných ztrát. Potrubí se bude izolovat po provedení tlakové zkoušky okruhu chladiva.

Vlastní návrh tloušťky izolace byl proveden ve webovém nástroji výrobce, dostupném z <<http://www.kaicalc.de/Default.aspx>>. Při vlastním návrhu byl použit modul, který počítá tloušťku izolace na základě zadaných parametrů o potrubí a médiu a povolené tepelné ztráty na délku potrubí. Tato ztráta byla volena. Teploty média byly voleny nejvyšší možné v daném úseku. Okolní teplota byla volena 20 °C. Výsledné tloušťky izolace jsou uvedeny v tab. 3.8 (už zaokrouhlené na nejbližší vyšší výrobní rozměr). Materiál izolace volen z portfolia výrobce - typ HT plus se zvýšenou



protipožární bezpečností. Podrobnější informace o zvolené izolaci dostupné v technickém listu na webu výrobce.

Tab. 3.8 Tloušťky izolací

Izolovaná část	Rozměr	Volená max. ztráta	Tloušťka izolace
sání	54/2/50	10 W/m	15 mm
sání odbočky	35/1,5/32	10 W/m	10 mm
výtlač	35/1,5/32	18 W/m	35 mm
kapalina	35/1,5/32	10 W/m	25 mm
výměníky	dle kap. 3.5	100 W/m ²	30 mm

3.11 Návrh ovládání a ochranných prvků

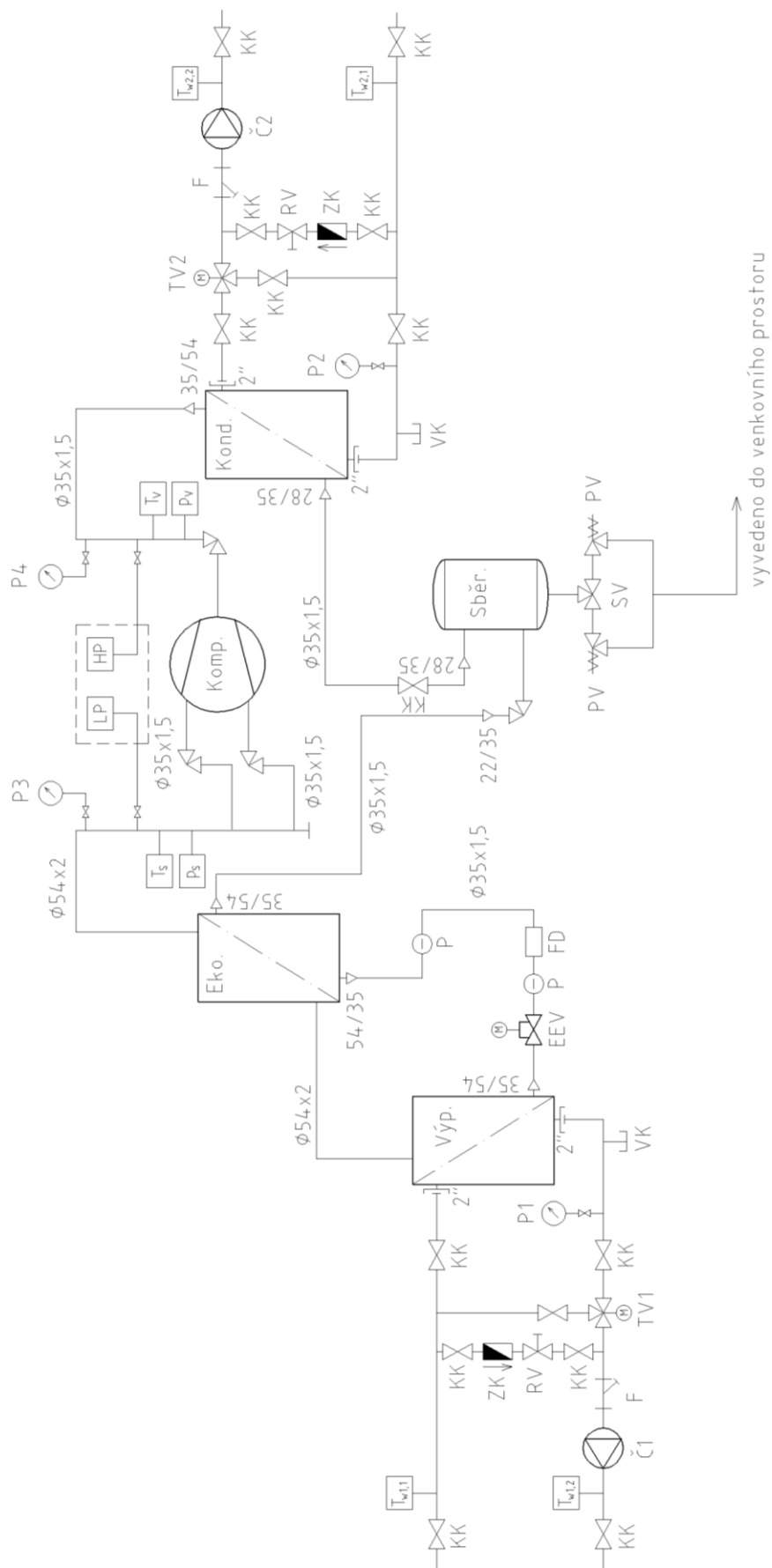
Schéma zařízení je uvedeno na obr. 3.8. Předpokládaná aplikace je na straně chlazené vody využití tepla z okruhu chlazení motoru kogenerační jednotky, okruh ohřívání vody z kondenzátoru bude využit pro předehřev zpátečky topné vody (centrálního rozvodu z teplárny).

Vzhledem k předpokladu stabilních pracovních podmínek bude ovládání kompresoru navrženo jako start-stop bez možnosti změny otáček kompresoru. Elektromotor kompresoru je sám o sobě vybaven systémem soft start. Předpokládaný impuls pro spuštění kompresoru je chod kogenerační jednotky, podmínkou pro spuštění kompresoru je pak chod obou oběhových čerpadel viz dále.

Oba vodní okruhy (okruh chlazené vody na straně výparníku a topné vody na straně kondenzátoru) budou osazeny oběhovými čerpadly, u kterých jsou známy průtoky vody - viz parametry výměníku v kap 3.5. Nejsou ale známy parametry trasy, a proto není možné určit požadovanou měrnou energii těchto čerpadel. Ze stejného důvodu není náplní této práce ani dimenzování potrubí na straně vody, na schématu zařízení je pouze naznačeno potřebné zapojení pro správnou funkci systému.

Požadované teploty vody $T_{w1,1}$, $T_{w1,2}$, $T_{w2,1}$ a $T_{w2,2}$ jsou udržovány pomocí obtoků s elektricky ovládanými trojcestnými ventily. Při výpočtu reálného topného faktoru je nutné do celkového příkonu zahrnout také příkony těchto čerpadel.

Systém je osazen nízkotlakou a vysokotlakou ochranou (LP, HP) - kombinovaný presostat Danfoss KP15. Manometry P1-P4 se nepodílejí na ovládání, jsou pouze informační.



Obr. 3.8 Schéma zařízení



3.11.1 Požadavky na rozvaděč

Vlastní návrh el. rozvaděče a el. rozvodů není náplní této práce. Při jeho případném návrhu je ale nutné se pro zajištění správného fungování systému řídit informacemi uvedenými v této kapitole.

El. rozvaděč bude obsahovat silové připojení a jištění kompresoru, připojení ohřevu oleje kompresoru, el. připojení tlakových ochranných kompresoru (Danfoss KP15).

Dále buď jako součást tohoto rozvaděče, nebo v samostatném MaR rozvaděči je nutno zajistit:

Sběr vstupních parametrů parametry:

- snímání sacího tlaku (p_s)
- snímání výtlačného tlaku (p_v)
- snímání teploty v sání kompresoru (T_s)
- snímání teploty na výtlaku kompresoru (T_v)
- snímání teploty vstupní a výstupní chlazené vody ($T_{w1,1}$, $T_{w1,2}$)
- snímání teploty vstupní a výstupní ohříváné vody ($T_{w2,1}$, $T_{w2,2}$)

Na základě vstupních parametrů se předpokládá využití volné programovatelného regulátoru, jehož výstupem bude:

- řízení elektrického vstřikovacího ventilu s motorovým pohonem (EEV)
- spouštění cirkulačního čerpadla chlazené vody (Č1)
- spouštění cirkulačního čerpadla ohříváné vody (Č2)
- řízení trojcestného ventilu – průtoku chlazené vody přes výparník (TV1)
- řízení trojcestného ventilu – průtoku ohříváné vody přes kondenzátor (TV2)

Všechny el. rozvody musí být provedeny s ohledem na vysokou hořlavost použitého chladiva.

3.12 Konstrukční a dispoziční návrh zařízení

Konstrukčně je čerpadlo navrženo jako kompaktní, který obsahuje všechny součásti chladivového okruhu v ocelovém rámu. Celek bude kapotován plechovými kryty s protihlukovou izolací. Dispoziční návrh zařízení je uveden v příloze č. 8 (nejedná se o výrobní výkres a pro zjednodušení je potrubí kresleno bez armatur).

3.12.1 Rám

Nosný rám bude svařen z ocelových profilů (U 80, uzavřený profil 80×50×6, L 70×70×5) z konstrukční oceli obvyklé jakosti 11 353. Povrchová úprava rámu bude vzhledem k předpokládané instalaci uvnitř budovy provedena základním a vrchním nátěrem syntetickou barvou.

Rám bude opatřen vzhledem k hmotnosti celého stroje cca 600 – 700 kg závěsnými oky pro možnost přepravy zdvihacím zařízením.

Ve spodní části rámu budou přepážky z L profilů pro uchycení kompresoru (L 70×70×7) a vysokotlakého sběrače chladiva (L 50×50×5), dále stolička z uzavřeného profilu 80x60, na které budou umístěny všechny tři deskové výměníky tepla. Výměníky budou podloženy izolační podložkou a k příčce z profilu L60x60x6 budou uchyceny třmeny z pásovin 40 x 5.

Na čelní stěně ze strany kompresoru budou umístěny přístroje pro kontrolu provozních hodnot chladivového okruhu - ochrana proti nízkému a vysokému tlaku (Danfoss KP15) a manometry nízkotlaké a vysokotlaké strany P3, P4 (viz schéma na obr 3.6). Na této stěně bude umístěn i elektrický rozvaděč.



3.12.1 Potrubí

Propojení chladivového okruhu bude provedeno měděným potrubím (dimenze dle návrhu v kap. 3.9). Pro snížení rizika úniku chladiva a vzhledem k charakteru zařízení bude použito pájených spojů natvrdo. Ze stejného důvodu budou v pájecím provedení i expanzní ventil, průhledítka a filtrdehydrátor.

Po dokončení montáže zařízení bude provedena tlaková zkouška dusíkem. Okruh bude natlakován na hodnotu 3 MPa. Kontrola těsnosti bude provedena dvojím způsobem - vizuálně sprejem pro zjišťování úniků a odečtením hodnoty manometru (maximální dovolený pokles tlaku činí 2,5% hodnoty zkušební tlaku během 24 h).

V návrhu dispozice zařízení je pro přehlednost spojovací potrubí uvedeno bez armatur a redukcí.

3.13 Kalkulace výrobní ceny navrženého zařízení

Kalkulace výrobní ceny navrhovaného zařízení je uvedena v tab. 3.9.

Tab. 3.9 Kalkulace výrobní ceny

Položka	Cena [CZK] (bez DPH)
kompresor	126 100
výměníky tepla	97800
expanzní ventil vč. pohonu	35200
sběrač chladiva	9300
potrubí, armatury, mont. materiál	42500
izolace	8000
MaR komponenty	36000
el. komponenty + rozvaděč (odhad)	38000
ocelové profily, kapotáž	14000
výroba	45000
CELKEM	451 900

3.14 Odhad ekonomické návratnosti zařízení

V této kapitole je proveden hrubý odhad ekonomické návratnosti navrženého zařízení. Dle kalkulace v kap. 3.13 vychází výrobní cena zařízení cca 450 000 CZK. Celková odhadovaná investice včetně armatur, potrubí, cirkulačních čerpadel a zapojení vodních okruhů činí 700 000 CZK.

V dalším výpočtu budeme uvažovat následující zjednodušující předpoklady:

- cena jednotky el. energie je stejná jako cena jednoty tepla (ve skutečnosti neplatí)
- výpočet nezahrnuje náklady spojené se servisem a opravami zařízení
- odhad příkonu oběhových čerpadel ve vodních okruzích 2×2 kW

V kap 3.3 bylo vypočteno:

Topný výkon kondenzátou

$$\dot{Q}_k = 122,5 \text{ kW}$$

Topný faktor

$$\varepsilon_R = 4,4$$



Pomocí upravené rovnice 2-3 vypočteme skutečný příkon kompresoru :

$$P = \frac{\dot{Q}_k}{\varepsilon_R} = \frac{122,5}{4,4} \doteq 27,84 \text{ kW}$$

Celkový příkon včetně oběhových čerpadel pak bude $P_{\text{celk}} = P + 4 = 31,84 \text{ kW}$
Skutečný topný faktor je potom dle rovnice 2-3:

$$\varepsilon_R = \frac{\dot{Q}_k}{P_{\text{celk}}} = \frac{122,5}{31,84} \doteq 3,85$$

Při hodinovém provozu kogenerační jednotky získá provozovatel množství tepla, které odpovídá:

$$Q = \dot{Q}_k \cdot 3600 = 122,5 \cdot 3600 = 441 \text{ MJ}$$

Pro získání tohoto tepla je třeba vynaložit následující množství el. energie:

$$Q_{\text{el}} = P_{\text{celk}} \cdot 3600 = 31,84 \cdot 3600 \doteq 114,62 \text{ MJ}$$

Čistý energetický zisk za hodinu provozu pak činí:

$$Q_z = Q - Q_{\text{el}} = 441 - 114,62 = 326,38 \text{ MJ}$$

V následující tabulce je uvedeno srovnání ekonomické návratnosti zařízení při různých provozních režimech. Na tomto místě je aplikován zjednodušující předpoklad stejné ceny jednotky tepla a el. energie - předpoklad prodejní ceny 550 CZK/GJ.

Tab. 3.10 Srovnání návratnosti

denní doba provozu [h]	čistý zisk tepla [GJ]	odpovídající cena [CZK]	návratnost investice [den]
6	1,958	1076,9	650
12	3,917	2154,4	325
24	7,833	4308,2	163

Ve skutečnosti bude pravděpodobně vzhledem ke zjednodušení výpočtu návratnost o něco delší.



4 ZÁVĚR

Cílem první části práce bylo uvedení základních pojmů týkajících se obecně přečerpávání tepla, principu funkce kompresorového tepelného čerpadla, popis teoretického Rankin-Clausiova oběhu, uvedení používaných výpočtových odchylek od teoretického oběhu a základního popisu funkce a konstrukce jednotlivých jeho částí. Dále v této části bylo zmíněno rozdělení chladiv, jejich stručná historie a kritéria výběru správného chladiva. Po přečtení této kapitoly by pro čtenáře měly být pochopitelné postupy a úvahy aplikované při vlastním návrhu zařízení.

Druhá část práce se zabývá návrhem tepelného čerpadla VODA-VODA na základě požadovaných parametrů. Nejprve bylo zvoleno chladivo a navržen chladicí oběh v software CoolPack. Propan byl zvolen zejména z důvodu vhodnosti pracovních teplot a tlaků a jeho ekologické nezávadnosti, díky které se tak jeví jako perspektivní chladivo do budoucna. Na základě výpočtu oběhu byly poptány konkrétní komponenty pro stavbu tepelného čerpadla - výparník, kondenzátor, výměník pro vnitřní výměnu tepla, expanzní ventil, sběrač chladiva a další potřebná pomocná zařízení. Dále jsou součástí návrhu dimenzování spojovacího potrubí a tepelné izolace, konstrukční řešení nosného rámu zařízení, předpokládané dispoziční uspořádání, návrh ovládání, regulace a použití ochranných prvků. Na základě informací uvedených v této kapitole je možné sestavit a provozovat funkční tepelné čerpadlo.

Předpokládaná aplikace navrženého tepelného čerpadla je využití odpadního tepla z okruhu chlazení kogeneračních jednotek v teplárnách pro předehřev zpátečky centrálního rozvodu tepla. V rámci práce byl proveden zjednodušený výpočet ekonomické návratnosti navrženého zařízení, která by měla být kolem dvou let.

V praxi je možné toto nebo podobné tepelné čerpadlo využít i pro jiné aplikace - konkrétně například pro předehřev teplé užitkové vody v bytových domech mimo topnou sezónu. Jako zdroj tepla je v tomto případě okruh vody k otopným tělesům a získaným teplem se sníží spotřeba tepla na ohřev užitkové vody z centrálního rozvodu.

Pokud by byl o navržené tepelné čerpadlo zájem a došlo by k jeho případné stavbě, bylo by účelné na skutečném zařízení kromě zjištění správnosti funkce provést měření topného faktoru a následné posouzení skutečné hospodárnosti a ekonomické návratnosti zařízení. Takové měření by se dalo provést například pomocí modifikovaného automatického měřicího systému, který byl navržen a realizován jako součást autorovy bakalářské práce.



SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ

- [1] DVOŘÁK, Zdeněk; KLAZAR, Luděk; PETRÁK, Jiří. *Tepelná čerpadla*. Praha : SNTL Nakladatelství technické literatury, 1987. 340 s.
- [2] DVOŘÁK, Zdeněk a Oldřich ČERVENKA. *Průmyslová chladicí zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962, 604 s.
- [3] PETRÁK, Jiří a Zdeněk DVOŘÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1991, 141 s.
- [4] KOLEKTIV AUTORŮ. *Využití odpadního tepla a tepelných čerpadel*. Praha: Dům techniky ČSVTS Praha, 1987, 80 s.
- [5] KOLEKTIV AUTORŮ. *Tepelná čerpadla v praxi*. České Budějovice: Dům techniky ČSVTS České Budějovice, 1989, 105 s.
- [6] KAMINSKÝ, Jaroslav a Kamil KOLARČÍK. *Kompresory* [online]. 2008 [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [7] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Kompresory*. druhé. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999.
- [8] JAROŠ, Michal, Dr. Ing. *Přednášky z předmětu kompaktní výměníky tepla*. 2012, Odbor termomechaniky a techniky prostředí, Energetický ústav FSI VUT v Brně
- [9] DVOŘÁK, Zdeněk. Chladiva: od chlorofluorovaných uhlovodíků k přírodním látkám?. *Zpravodaj svazu chladicí a klimatizační techniky*. 2002, č. 2, s. 7.
- [10] Bitzer report, chladiva-část 2. *Zpravodaj svazu chladicí a klimatizační techniky*. 2003, č. 3, s. 11.
- [11] JAŠEK, F. *Tepelná čerpadla – monitoring reálného provozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 42 s.
- [12] Jdk.cz. JDK. *www.jdk.cz* [online]. [cit. 2012-04-21]. Dostupné z: <http://www.jdk.cz/en/node/29>
- [13] Refrigerant Piping Design Guide. DAIKIN MCQUAY. *DAIKIN McQUAY* [online]. 2007 [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: http://www.mcquay.com/mcquaybiz/literature/lit_systems/AppGuide/AG_31-011_120407.pdf
- [14] Efficiency - Working with the Refrigerant Circuit. HUNDY, Guy. [Http://www.alephzero.co.uk/](http://www.alephzero.co.uk/) [online]. 2012 [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: <http://www.alephzero.co.uk/ref/circeff.htm>



- [15] Encyklopedie plynů. AIR LIQUIDE. *AIR LIQUIDE* [online]. 2009 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?GasID=53&CountryID=32&LanguageID=17>
- [16] Měděné trubky. LABOUTKA a Tomáš SUCHÁNEK. *Tzb info* [online]. 2012 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/36-medene-trubky>
- [17] Návrh potrubí chladicího systému. JDK. *Jdk.cz* [online]. 2008 [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: http://www.jdk.cz/system/files/ftp/ar_articles/AR004_CZ%2520Piping_Size.pdf
- [18] Thermal expansion valve. *En.wikipedia.org* [online]. 2012 [cit. 2012-05-25]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_expansion_valve
- [19] Data sheet: Filter drier with interchangeable solid core type DCR. *ATT Spares* [online]. 2012 [cit. 2012-05-25]. Dostupné z: <http://www.att-spares.de/downloads/RD6BD302.pdf>
- [20] Katalog produktů. *Interfluid.cz* [online]. 2010 [cit. 2012-05-25]. Dostupné z: <http://www.interfluid.cz/image.cgi/tbl=vyroby/id=398/image398.jpg>
- [21] ROZEBÍRATELNÉ VÝMĚNÍKY TEPLA. *BCB Plzeň* [online]. 2012 [cit. 2012-05-25]. Dostupné z: <http://bcb-plzen.eu/alfalaval/rozebiratelne.htm>
- [22] Průhledítka Castel. SINOP CB. *Www.sinop.cz* [online]. 2012 [cit. 2012-05-25]. Dostupné z: <http://www.sinop.cz/vyroby-a-sluzby/pruhleditko>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbyly

Veličina	Symbol	Jednotka
čerpací poměr	φ	$\text{W} \cdot \text{W}^{-1}$
účinnost	μ	-
izoentropický exponent	κ	-
porovnávací účinnost	ϑ	-
chladičí faktor	$\varepsilon_{R, ch}$	-
topný faktor	ε_R	-
teplotní rozdíl	δ	$^{\circ}\text{C}$
měrný objem	v	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
teplota	t	$^{\circ}\text{C}$
množství tepla na jednotku hmotnosti nebo objemu	q	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}; \text{J} \cdot \text{m}^{-3}$
tlak	p	Pa
výkon, příkon	P	W
polytropický exponent	n	-
měrná entalpie	h	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
tepelná ztráta kompresoru vyjádřená v %	f	%
měrná práce	a	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
objemový tok	$\dot{V}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
tepelný tok	$\dot{Q}$	W
hmotnostní tok	$\dot{m}$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Zkratky

Význam	Zkratka
tepelné čerpadlo	TČ
coefficient of performance	COP
měření a regulace	MaR
atmospheric lifetime	ALT
ozone depletion potential	ODP
global warming potential	GWP



Indexy

Význam	Index
vypařovací (tlak, teplota); chladičí (výkon)	o
kondenzační	k
Rankin-Clausiova cyklu	R
Carnotova cyklu	C
sací; ochlazované látky	s
ohřívané látky	w
hmotnostní	m
vztažený k objemu	v
izoentropický	ie
vnější	e
přehřívací	p
latentní	l
dochlazení, podchlazení	d
podle vysvětlení v textu	x
vypařovací	E
kondenzační	C
pro vnitřní výměnu	SGHC
přehřátí	SH
podchlazení	SC
sací potrubí	SL
výtlačné potrubí	DL
výměníku pro vnitřní výměnu	T
isoentropická	IS
tepelná	Q
ztrátový	LOSS
z okolního prostředí	SL
Carnotova cyklu	CARNOT



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1 - Technický list kompresoru
- Příloha č. 2 - Specifikace výparníku
- Příloha č. 3 - Výkres výparníku a kondenzátoru
- Příloha č. 4 - Specifikace kondenzátoru
- Příloha č. 5 - Specifikace výměníku pro vnitřní výměnu
- Příloha č. 6 - Výkres výměníku pro vnitřní výměnu

Externí přílohy:

- Příloha č. 7 - h-log p diagram navrženého oběhu
- Příloha č. 8 - Návrh dispozičního uspořádání zařízení



PŘÍLOHY

Příloha č. 1

GOELDNER-VERDICHTER

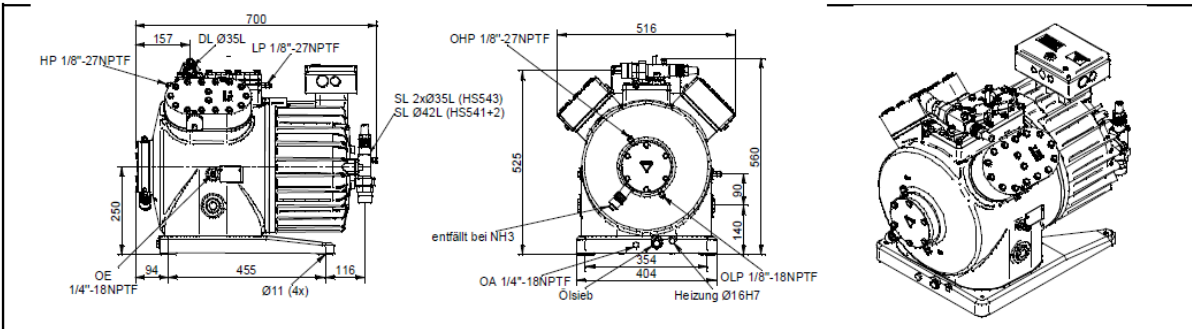
22.10.2009

Technische Daten / Technical Data:

HS 54 3



Maße und Anschlüsse / Measures and connections:



Bezeichnung: Designation	Zusatz Info Additional info	Daten data	Einheit unit
Fördervolumen Displacement	(1450/min 50Hz)	94,5	m3/h
Fördervolumen Displacement	(1750/min 60Hz)	113,4	m3/h
Zylinderzahl x Bohrung x Hub No. of cylinder x bore x stroke		4 x 80 x 54	mm
Motorspannung Motor voltage	(weitere auf Anfrage)	380..420V Δ /YYY - 3 - 50Hz	
Max. Betriebsstrom Motor current		41,2 / 52,8	A
Anlaufstrom Motor current	(Rotor blockiert)	157,4	A
Gewicht Weight		274	kg
Max. Überdruck Max. pressure	(ND/HD)	25/28	bar
Anschluss Saugleitung Suction line dia		2 x 35 mm – 2 x 1 3/8"	mm - "
Anschluss Druckleitung Discharge line dia		35 mm – 1 3/8"	mm - "
Öfüllung R134a/R407C/R404A/R507A Oil filling	Standard	tc<55°C: SEZ55 / tc>55°C: SEZ68 (Option)	
Öfüllung R22 (R12/R502) Oil filling	Option	SP46	
Öfüllung R290/R1270 Oil filling	Option	SP100	
Öfüllmenge Oil volume		9,5	dm3(ltr)
Ölumpfheizung Temp.geregelt Oil heater tem p. controlled	Option	220...240V; 50/60Hz; 120W; D16x120mm	
Öldifferenzdruck-Überwachung Oil differential pressure monitoring	Standard	Delta-P	
Druckgas-Temperaturfühler Discharge temperature sensor	Option	140	°C
Motorschutz Motor protection	Standard	M-B6-S55	
Schutzklasse Enclosure class		IP54	
Anlaufentlastung Starting unloader	Option	intern MV: 220...240V 24Watt, M38x1,5	
Leistungsregelung Capacity control	Option	100-50% oder FU 20...70Hz	
Zusatzlüfter Additional fan	Option	230/400V; 50Hz; 155W; 0,4A; 4,8kg	
Schwingungsdämpfer Vibration pads	Standard	M8; 50x40mm; 50Sh	
Schalldruck Sound pressure level	in 1m	(-10°C / 45°C) 67 dB(A) @ 50Hz	
Schalldruck in 1m Sound pressure level	in 1m	(-35°C / 40°C) 68 dB(A) @ 50Hz	

Alle Angaben ohne Gewähr / All information without engagement

HKT Huber-Kälte-Technik GmbH, Am Graben 8, D-83128 Halfing; ☎ +49(0)8055/9187, 📠 +49(0)8055/9188, ✉ info@hkt-goeldner.de



Příloha č. 2

Technická specifikace deskového výměníku tepla Alfa Laval

Model: AC-120EQ-70H (1*35H, 1*34H)

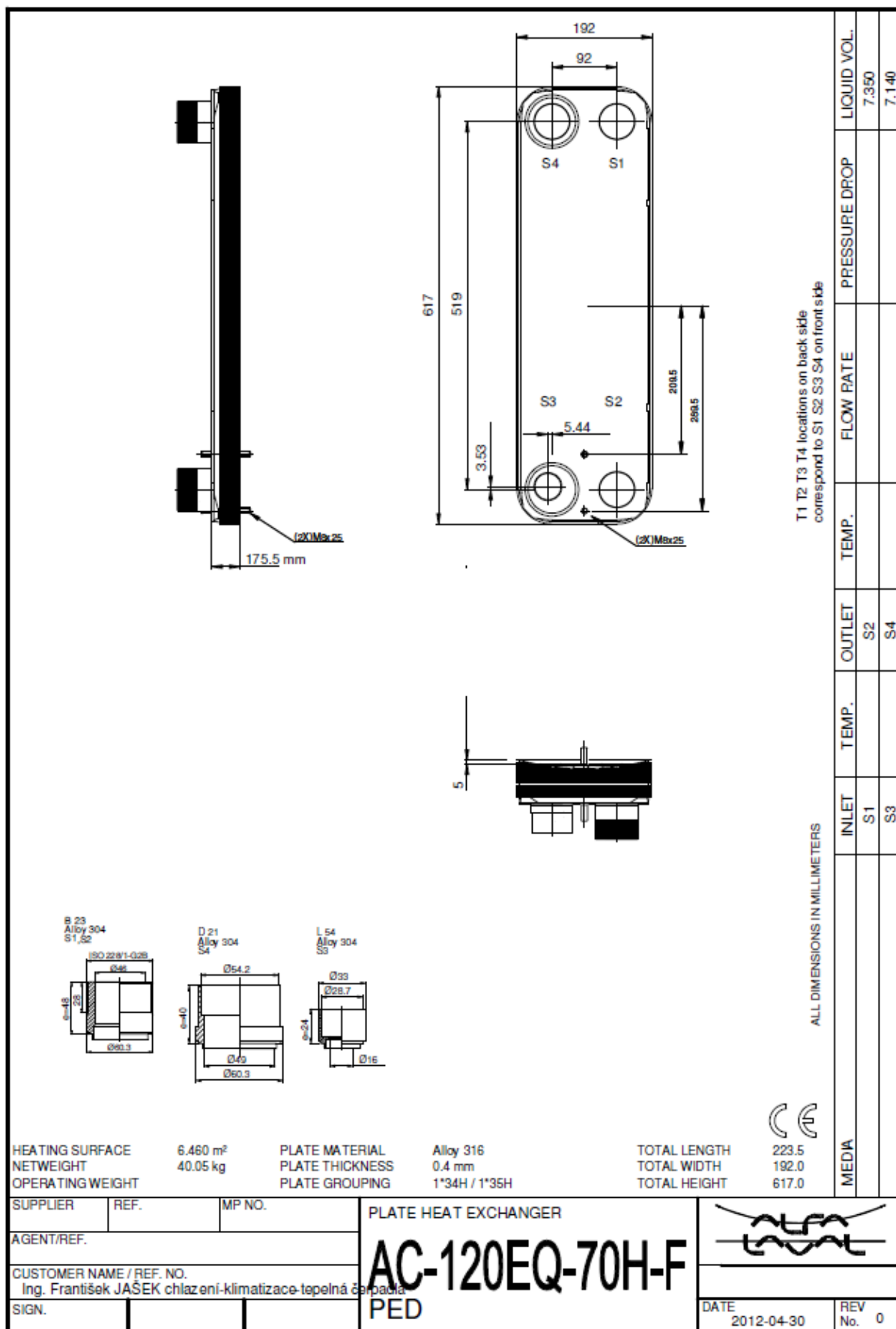
Zákazník: Ing. František JAŠEK chlazení-klimatizace-tepelná čerpadla Navrhol: Ondřej Musil
Projekt: CZPROML-2823 Návrh: evap AC-120EQ-70H
Nabídka: VK-12-0414 TČ - propan Datum: 30.4.2012

Médium		Water	Propane
Hmotnostní průtok	kg/h	17220	1211
Vstupní teplota	°C	35.0	25.3
Výstupní teplota	°C	30.0	30.0
Pracovní tlak	In/Out bara	/	10.6/10.0
Tlaková ztráta	In/Out kPa	41.5	63.6
Rychlost v připojení	In/Out m/s	1.45/1.45	3.97/8.57
Výkon	kW	100.0	
Teplosměnná plocha	m ²	6.5	
Souč. prostupu tepla teoretický	W/(m ² *K)	3466	
Souč. prostupu tepla skut.	W/(m ² *K)	2927	
Souč. zanesení * 10000	m ² *K/W	0.0	
Rezerva	%	18	
Typ proudění médií	Protiproud		
Připojení S1 Teplá-Vstup	Vnější závit / 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 304 / ISO 228/1-G		
Připojení S2 Teplá-Výstup	Vnější závit / 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 304 / ISO 228/1-G		
Připojení S3 Studená-Vstup	/ 1"1/8 (L54) Alloy 304 /		
Připojení S4 Studená-Výstup	/ 2 1/8" (D21) Alloy 304 /		
Počet desek		70	
Počet efektivních desek		68	
Kanály		1*35H	1*34H
Počet průchodů		1	1
Materiál desek/pájka	Alloy 316 / Cu		
Velikost připojení	mm	46.0	30.0
Rychlost proudění v hrdle	m/s	1.450	8.575
PED	PED		
Návrhový tlak při -196.0 °C	Bar	32.0	32.0
Návrhový tlak při 150.0 °C	Bar	32.0	32.0
Návrhová teplota	°C	-196.0/150.0	
Rozměry (Délka, šířka, výška)	mm	224 x 192 x 617	
Hmotnost čistá/pracovní	kg	40.0 / 54.5	

Tato specifikace je vypočítána na základě údajů sdělených zákazníkem. Provoz výměníku bude odpovídat této specifikaci jen v případě dodržení provozních podmínek, pro které byla tato specifikace vypracována.

Fyzikální vlastnosti

	Teplá strana		Studená strana	
	Water	Pára	Propane	Pára (vstup/výstup)
Hustota	992.7/994.4		491.6/482.9	21.62/20.85
Sp.Teplo	4.179/4.182		3.020/3.085	2.019/2.031
Viskozita	0.721/0.801		0.102/0.0962	0.0080/0.0081
T.Vodivost	0.624/0.617		0.0976/0.0955	0.0176/0.0182
Bod varu			/25.0	
Rosný bod			/25.0	
Mol. hm.			44.09/44.09	
Kritický Pr			42.57/42.57	
Kritická teplota			96.8/96.8	
Latentní teplo			334.3/326.1	





Příloha č. 4

Technická specifikace deskového výměníku tepla Alfa Laval

Model: AC-120EQ-70H (1*34H, 1*35H)

Zákazník: Ing. František JAŠEK chlazení-klimatizace-tepelná čerpadla Navrhoval: Ondřej Musil
Projekt: CZPROML-2823 Návrh: cond AC-120EQ-70H
Nabídka: VK-12-0414 TČ - propan Datum: 30.4.2012

Médium		Propane	Water
Hmotnostní průtok	kg/h	1712	21560
Médium Konden./Výparník	kg/h	1636	0.000
Vstupní teplota	°C	70.0	55.0
Výstupní teplota	°C		60.0
Pracovní tlak	In/Out bara	24.3/24.3	
Tlaková ztráta	kPa	2.80	61.0
Rychlost v připojení	In/Out m/s	4.40/1.59	1.83/1.83

Výkon	kW	125.0
Teplosměnná plocha	m ²	6.5
Souč. prostupu tepla teoretický	W/(m ² *K)	3004
Souč. prostupu tepla skut.	W/(m ² *K)	2600
Souč. zanesení * 10000	m ² *K/W	0.0
Rezerva	%	16

Typ proudění médií Protiproud

Připojení S1 Studená-Výstup Vnější závit / 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 304 / ISO 228/1-G
Připojení S2 Studená-Vstup Vnější závit / 2" ISO 228/1-G (B23) Alloy 304 / ISO 228/1-G
Připojení S3 Teplá-Výstup / 1"1/8 (L54) Alloy 304 /
Připojení S4 Teplá-Vstup / 2 1/8" (D21) Alloy 304 /

Počet desek	70	
Počet efektivních desek	68	
Kanály	1*34H	1*35H
Počet průchodů	1	1

Materiál desek/pájka Alloy 316 / Cu

Velikost připojení	mm	49.0	46.0
Rychlost proudění v hrdle	m/s	4.401	1.835

PED	PED		
Návrhový tlak při -196.0 °C	Bar	32.0	32.0
Návrhový tlak při 150.0 °C	Bar	32.0	32.0
Návrhová teplota	°C	-196.0/150.0	

Rozměry (Délka, šířka, výška)	mm	224 x 192 x 617
Hmotnost čistá/pracovní	kg	40.0 / 54.5

Tato specifikace je vypočítána na základě údajů sdělených zákazníkem. Provoz výměníku bude odpovídat této specifikaci jen v případě dodržení provozních podmínek, pro které byla tato specifikace vypracována.

Fyzikální vlastnosti

	Teplá strana Propane		Studená strana Water	
	Kapalina	Pára	Kapalina	Pára (vstup/výstup)
Hustota	392.3/405.3	54.76/57.44	984.5/982.2	
Sp.Teplo	3.825/3.713	2.989/3.083	4.173/4.174	
Viskozita	0.0570/0.0609	0.0092/0.0090	0.503/0.465	
T.Vodivost	0.0789/0.0809	0.0228/0.0222	0.648/0.653	
Bod varu		65.0/65.0		
Rosný bod		65.0/65.0		
Mol. hm.		44.09/44.09		
Kritický Pr		42.57/42.57		
Kritická teplota		96.8/96.8		
Latentní teplo		247.5/247.7		



Příloha č. 5

Technická specifikace deskového výměníku tepla Alfa Laval

Model: CB76-20L (1*9L, 1*10L)

Zákazník: Ing. František JAŠEK chlazení-klimatizace-tepelná čerpadla Navrhol: Ondřej Musil
Projekt: CZPROML-2823 Návrh: CB76-20L 32870 7107 5
Nabídka: VK-12-0414 TČ - propan Datum: 15.5.2012

Médium		Propane	Propane
Hmotnostní průtok	kg/h	1363	1363
Vstupní teplota	°C	65.0	30.0
Výstupní teplota	°C	53.9	49.8
Pracovní tlak	In/Out bara	/	10.0/9.89
Tlaková ztráta	In/Out kPa	0.842	11.2
Rychlost v připojení	In/Out m/s	0.496/0.464	9.63/10.8
Výkon	kW	15.12	
Teplosměnná plocha	m ²	1.8	
Souč. prostupu tepla teoretický	W/(m ² *K)	508.4	
Souč. prostupu tepla skut.	W/(m ² *K)	434.7	
Souč. zanesení * 10000	m ² *K/W	0.0	
Rezerva	%	17	
LMTD	K	19.3	
Typ proudění médií	Protiproud		
Připojení S1 Studená-Výstup	/ 2 1/8" (D21) Alloy 316 /		
Připojení S2 Studená-Vstup	/ 2 1/8" (D21) Alloy 316 /		
Připojení S3 Teplá-Výstup	/ 2 1/8" (D21) Alloy 316 /		
Připojení S4 Teplá-Vstup	/ 2 1/8" (D21) Alloy 316 /		
Počet desek	20		
Počet efektivních desek	18		
Kanály	1*9L		1*10L
Počet průchodů	1		1
Materiál desek/pájka	Alloy 316 / Cu		
Velikost připojení	mm	49.0	49.0
Rychlost proudění v hrdle	m/s	0.4955	10.78
PED	PED		
Návrhový tlak při 125.0 °C	Bar	30.0	29.0
Návrhový tlak při 225.0 °C	Bar	26.0	25.0
Návrhová teplota	°C	-196.0/225.0	
Rozměry (Délka, šířka, výška)	mm	107 x 191 x 618	
Hmotnost čistá/pracovní	kg	15.0 / 19.8	

Tato specifikace je vypočítána na základě údajů sdělených zákazníkem. Provoz výměníku bude odpovídat této specifikaci jen v případě dodržení provozních podmínek, pro které byla tato specifikace vypracována.

Fyzikální vlastnosti

	Teplá strana Propane		Studená strana Propane	
	Kapalina	Pára	Kapalina	Pára (vstup/výstup)
Hustota	405.2/432.3		20.85/18.63	
Sp.Teplo	3.714/3.487		2.027/2.006	
Viskozita	0.0608/0.0704		0.0081/0.0086	
T.Vodivost	0.0809/0.0854		0.0182/0.0204	
Mol. hm.			44.09/44.09	
Kritický Pr				
Kritická teplota				
Latentní teplo				



Příloha č. 6

