



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav energetiky

Regulace průtoku chladiva výparníkem

Evaporator refrigerant flow control

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Filip ADAMEC

Vedoucí práce: prof. Ing. Jiří Petrák, CSc.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem práci s názvem „Regulace průtoku chladiva výparníkem“ vypracoval samostatně pod vedením pana prof. Ing. Jiřího Petráka, CSc. s použitím zdrojů, uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

Podpis

Poděkování:

Rád bych poděkoval panu prof. Ing. Jiřímu Petrákovi, CSc. za cenné připomínky a rady související s vypracováním diplomové práce. Rád bych zároveň poděkoval firmě Emerson za poskytnutí laboratoří a výzkumných zařízení jejich podniku. Dále bych rád poděkoval celé rodině, přítelkyni a přátelům za podporu během celého mého studia. Speciálně bych chtěl poděkovat mé přítelkyni, že mi byla vždy oporou nejen během vypracování této práce.

Anotační list

Jméno autora: Bc. Filip Adamec

Název DP: Regulace průtoku chladiva výparníkem

Anglický název: Evaporator refrigerant flow control

Akademický rok: 2018/2019

Ústav: Ústav energetiky

Vedoucí DP: prof. Ing. Jiří Petrák, CSc.

Bibliografické údaje: Počet stran: 64
Počet obrázků: 46
Počet tabulek: 21
Počet příloh: 12

Klíčová slova: chlazení, termostatický expanzní ventil, elektronický expanzní ventil, výparník, regulace, měření, data, software

Keywords: refrigeration, thermostatic expansion valve, electronic expansion valve, evaporator, regulation, measurement, data, software

Anotace:

Úkolem této diplomové práce je proměřit ventily a vyhodnotit měření na chladicích okruzích se suchým výparníkem pro zadavatele diplomové práce. Zároveň tyto výsledky měření porovnat s katalogovými hodnotami výrobce těchto ventilů. Současně s tím proběhl návrh náhrady již nevyhovujících chladiv za chladiva ekologičtější. Součástí příloh práce je vytvořený software pro posouzení parametrů jednotlivých ventilů. Prvkem tohoto softwaru je zároveň možnost simulování změřeného ventilu pro jiné chladivo v oběhu.

Abstract:

The aim of this diploma thesis is to measure the valves and to evaluate the measurements on the refrigeration circuits of the submitter of the thesis with a dry evaporator. At the same time, compare these measurement results with the expansion valves of the manufacturer's catalog values. A proposal was made for the replacement of already unsuitable refrigerants with more environmentally friendly refrigerants. A part of the appendices is created software for assessment of parameters of individual expansion valves. The element of this software is the possibility of simulating the measured valve for another refrigerant in circuit.

Obsah

1. SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	1
2. ÚVOD.....	3
3. CHLAZENÍ	3
3.1. HISTORIE CHLAZENÍ.....	3
4. CHLADICÍ OBĚHY	5
4.1. IDEÁLNÍ OBĚH.....	5
4.2. JEDNODUCHÝ PARNÍ KOMPRESNÍ OBĚH	6
4.3. VÍCESTUPŇOVÝ OBĚH	9
4.4. TRANSKRITICKÝ OBĚH NA OXID UHLIČITÝ	9
4.5. ABSORPČNÍ OBĚH	11
4.6. ADSORPČNÍ OBĚH	11
5. CHLADIVA	12
5.1. HISTORIE	12
5.2. ROZDĚLENÍ A ZNAČENÍ CHLADIV.....	12
5.2.1. ORGANICKY ČISTÉ LÁTKY	13
5.2.2. SMĚSI CHLADIV	14
5.2.3. ANORGANICKÁ CHLADIVA	14
5.3. LEGISLATIVNÍ VÝVOJ A OMEZENÍ CHLADIV.....	14
5.3.1. RÁMCOVÁ ÚMLUVA OSN O ZMĚNĚ KLIMATU	15
5.3.2. KJÓTSKÝ PROTOKOL	15
5.3.3. PAŘÍŽSKÁ DOHODA O ZMĚNĚ KLIMATU	15
5.3.4. ZAVEDENÍ NAŘÍZENÍ 517/2014 EP	16
5.4. KLASIFIKACE CHLADIV DLE NORMY ISO 817 (ASHRAE 34)	16
5.5. MAZACÍ OLEJE.....	17
5.6. NEJPOUŽÍVANĚJŠÍ CHLADIVA SOUČASNOSTI.....	17
5.6.1. R134a	18
5.6.2. R507	18
5.6.3. R410A	18
5.7. SNIŽOVÁNÍ MNOŽSTVÍ F-PLYNŮ (PHASE-DOWN)	19
5.8. NÁHRADA ZA STÁVAJÍCÍ CHLADIVA	20
5.8.1. RETROFIT CHLADIV	22
5.8.2. TEWI	22
6. KOMPONENTY CHLADICÍCH ZAŘÍZENÍ.....	22
6.1. VÝPARNÍK.....	23
6.1.1. VZDUCHEM CHLAZENÝ VÝPARNÍK.....	23
6.1.2. VODOU CHLAZENÉ VÝPARNÍKY	24
6.1.3. DESKOVÉ VÝPARNÍKY	25
6.2. KOMPRESOR.....	26
6.2.1. SCROLL KOMPRESORY	28
6.2.2. VHODNOST KOMPRESORŮ K CHLADIVŮM	30
6.3. KONDENZÁTOR.....	31
6.3.1. VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDENZÁTOR.....	32

6.3.2.	VODOU CHLAZENÝ KONDEZÁTOR	32
6.4.	EXPANZNÍ VENTIL	33
6.4.1.	TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL	34
6.4.1.1.	S VNITŘNÍM VYROVNÁNÍM TLAKU	35
6.4.1.2.	S VNĚJŠÍM VYROVNÁNÍM TLAKU	36
6.4.2.	ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL	37
7.	MĚŘENÉ VENTILY V OBĚHU	38
7.1.	OBĚH CL 20	39
7.1.1.	TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU	43
7.1.1.1.	NAMĚŘENÉ HODNOTY S VENTILEM TISE	44
7.1.1.2.	VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT S VENTILEM TISE	45
7.1.2.	ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU	46
7.1.2.1.	NAMĚŘENÉ HODNOTY S VENTILEM CX5	48
7.1.2.2.	VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT S VENTILEM CX5	49
7.1.3.	TECHNICKO EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ OBOU TYPŮ VENTILŮ	51
7.1.3.1.	TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL TISE	51
7.1.3.2.	ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL CX5	51
7.1.3.3.	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ OBOU TYPŮ	52
7.2.	OBĚH CL80	53
7.2.1.	TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU	56
7.2.2.	ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU	57
7.2.3.	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ OBOU TYPŮ VENTILŮ PRO CL80	57
8.	ZÁVĚR	59
	SEZNAM OBRÁZKŮ	60
	SEZNAM TABULEK	61
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	62
	SEZNAM PŘÍLOH	64

1. SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

SYMBOL	POPIS	JEDNOTKA
CFC	Plně halogenované uhlovodíky	
COP	Výkonový koeficient	
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla	
ODP	Relativní číslo potenciálu poškození ozónové díry	
HCFC	Částečně halogenované uhlovodíky	
HFC	Fluorované uhlovodíky	
HC	Přírodní uhlovodíky	
m	Hmotnost	kg
GWP	Ukazatel potenciálu chladiva na globální oteplování	
EU	Evropská unie	
OSN	Organizace spojených národů	
EP	Evropský parlament	
POE	Polyolesterový olej	
PAG-Auto	Polyalkylen glykol olej	
CL20	Označení zkušebního okruhu (20 kW)	
CL80	Označení zkušebního okruhu (80 kW)	
PVE	Polyvinyleterový olej	
TEWI	Porovnávací kritérium pro chladiva	
IE	Izoentropická účinnost	



PR	Tlakový poměr	
HFO	Hydrofluor-olefiny chladiva	
MOP	Maximální provozní tlak	
MOPD	Maximální rozdíl provozních tlaků	
PWM	Pulzní modulace motoru	
\dot{m}	Průtok	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
Q_o	Výkon	kW
h_1	Entalpie na výstupu z výparníku	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
h_4	Entalpie na výstupu z expanzního ventilu	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
bara	Absolutní tlak	
TEV	Termostatický expanzní ventil	
EEV	Elektronický expanzní ventil	
n	Otáčky	$\text{otáčky}\cdot\text{min}^{-1}$

2. ÚVOD

Úkolem této diplomové práce je seznámit čtenáře s problematikou regulace průtoku chladiva výparníkem. První část diplomové práce je věnována základním informacím o chlazení a rozdělení chladicích oběhů. Dále je v ní probírána problematika chladiv a ventilů v okruzích. Speciální část je zaměřena na problematiku elektronicky řízených expanzních ventilů a termostatických expanzních ventilů.

Druhá část diplomové práce se zabývá měřením a jeho vyhodnocením, které proběhlo na měřícím chladicím okruhu zadavatele diplomové práce. Dále se diplomová práce zabývá samotným výpočtem a porovnáním elektrostatického expanzního a termostatického expanzního ventilu z naměřených hodnot na testovacím okruhu. Výstupem této části je vypracovaný software v podobě tabulek pro měřené ventily v této diplomové práci, které se dají použít i pro další ventily ve stejném zkušebním okruhu. Tento software zároveň byl použit pro zhodnocení vhodnosti daného ventilu v oběhu a jeho porovnání s katalogovými hodnotami uvedenými výrobcem. Součástí práce je dále technickoekonomická rozvaha u obou typů ventilů. Zároveň jeho využití lze nalézt v podobě případné náhrady současných chladiv v obězích a jejich přepoččet na nová ekologičtější chladiva.

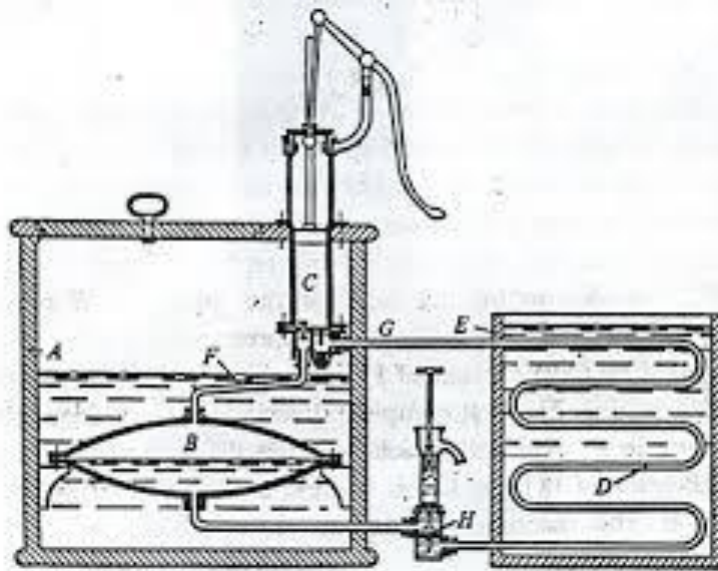
3. CHLAZENÍ

Chlazení je proces odebrání tepla z hmoty, která může být buď v pevném, kapalném nebo plynném skupenství. Chlazení hmoty probíhá snižováním její teploty prostřednictvím citelného přenosu tepla, který je procesem fázové změny. Chlazení může být tedy dosaženo stlačováním vzduchu a následným odstranění přebytečného tepla vzniklého při jeho stlačování a poté umožnění expanze plynu. Snižování teploty se může také dosáhnout přidáním určitých solí, jako je dusičnan sodný, thiosíran sodný a siřičitan sodný, do vody. Stejně účinku se dosahuje při rozpuštění běžné kuchyňské soli nebo chloridu vápenatého ve vodě, ale ve značně menší míře. [1]

3.1. HISTORIE CHLAZENÍ

Proběhla řada pokusů jak dosáhnout mechanickou cestou chlazení. V roce 1834 Jacob Perkins, Američan sídlící v Anglii zkonstruoval a nechal si patentovat stroj na stlačování par s kompresorem, kondenzátorem, výparníkem a kohoutem mezi kondenzátorem a výparníkem. Vytvořil systém chlazení (viz Obr. 1) vypařováním za sníženého tlaku těkavé

kapaliny získané destilací indického kaučuku. Tento způsob byl používán k výrobě malého množství ledu, ale nešlo o komerční využití.



Obr. 1.: Chladicí stroj Jacoba Perkinse s těkavou látkou

V roce 1860, francouzský inženýr Ferdinand P. Edmond Carre vynalezl intermitentní zařízení pro absorpci surového amoniaku na základě chemické afinity amoniaku k vodě, která produkuje led v omezeném rozsahu. [1]

Ve Francii F.P.E. Carre vyvinul a nainstaloval zařízení na stlačování éteru a Charles Tellier, který byl všestranný průkopník mechanického chlazení, zkonstruoval chladicí zařízení využívající jako chladivo metyléter.[1]

V Německu se povedlo v roce 1874 sestrojít zařízení na metyléter Carl Lindemu, který byl sponzorovaný místními výrobci piva. Hlavním problémem toho řešení bylo to, že nepracovalo správně z důvodu úniku metyléteru z kompresoru. [2]

V roce 1872 David Boyle vytvořil zařízení na amoniak, které vyrábělo ve větším rozsahu led a ještě téhož roku si ho nechal patentovat v Americe. [3]

Nejdůležitější postavou, co se týká vývoje zařízení na stlačený amoniak, byl Linde, který získal patent v roce 1876 na dvojčinný kompresor stlačující amoniak, který byl následně instalován v Terstském pivovaru následujícího roku. [1]

Amoniak se zdál na konci 19. století v mnoha ohledech ideálním chladivem, při úniku chladiva je však i v malém množství velmi cítit a je značně toxický. Na začátku 20. století byl postupně nahrazováno různými méně toxickými chladivy jako byl například freon, který měl nízký bod varu, nízké povrchové napětí a viskozitu, a tyto vlastnosti z něj dělaly ideální

chlادivo. V 70. let 20. století se zjistilo, že freon je nebezpečný pro životní prostředí a hlavně přispívá k vytváření ozónových děr. [3]

Dále došlo k vývoji a implementování různých skupin chladiv v rozsahu od CFC chladiv po zeotropní chladiva. [1]

4. CHLADICÍ OBĚHY

4.1. IDEÁLNÍ OBĚH

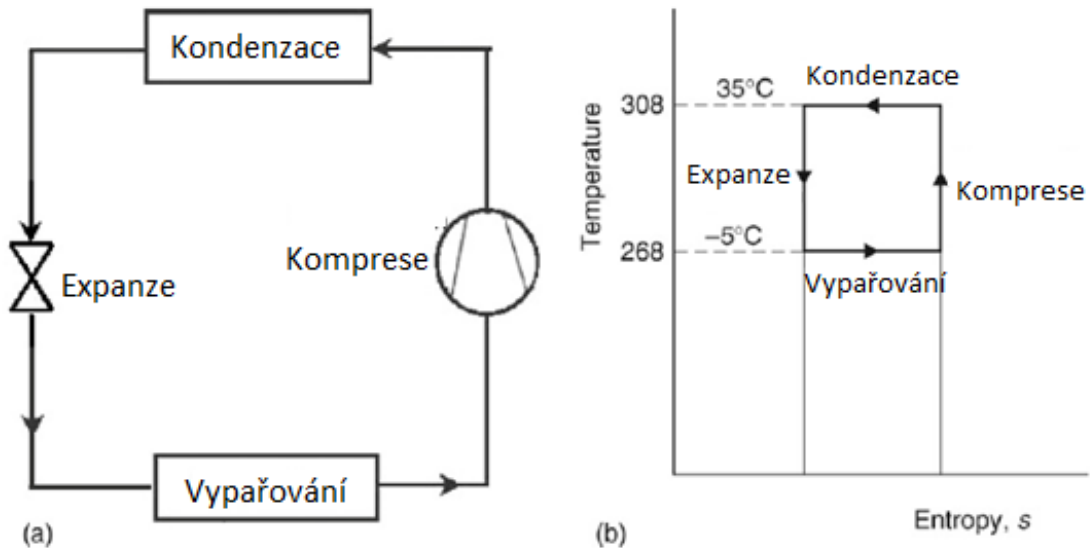
Ideální obrácený oběh založený na dvou teplotách systému může být zapisován na základech závislosti teplota-entropie (Obr. 2).

Průtok kapaliny tímto okruhem probíhá přes následující čtyři procesy, které se po proběhnutí každého z nich vrací zpátky do výchozího stavu. Kompresní a expanzní procesy, které jsou ukázány v Obr. 2 jako vertikální čáry, jsou při konstantních entropiích. Základním předpokladem ideálního oběhu je konstantní entropie v oběhu. Přidané a odebrané teplo je za konstantní teploty, v Obr. 2 zobrazené vertikálními čarami. Práce je přiváděna do systému během komprese a z oběhu během expanze. Teplo se přenáší přes hranice systému při konstantní teplotě během vypařování a kondenzace pracovní látky.

Tento poměr je nazýván Carnotův výkonový koeficient nebo také koeficient výkonu (COP). Je definován jako poměr tepla odevzdaného vůči vstupní práci viz vzorec:

$$COP = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

Tento oběh se občas nazývá jako obrácený Carnotův cyklus z důvodu toho, že původním konceptem byl tepelný stroj, který byl pro výrobu výkonu provozován jako pravotočivý oběh. [4]

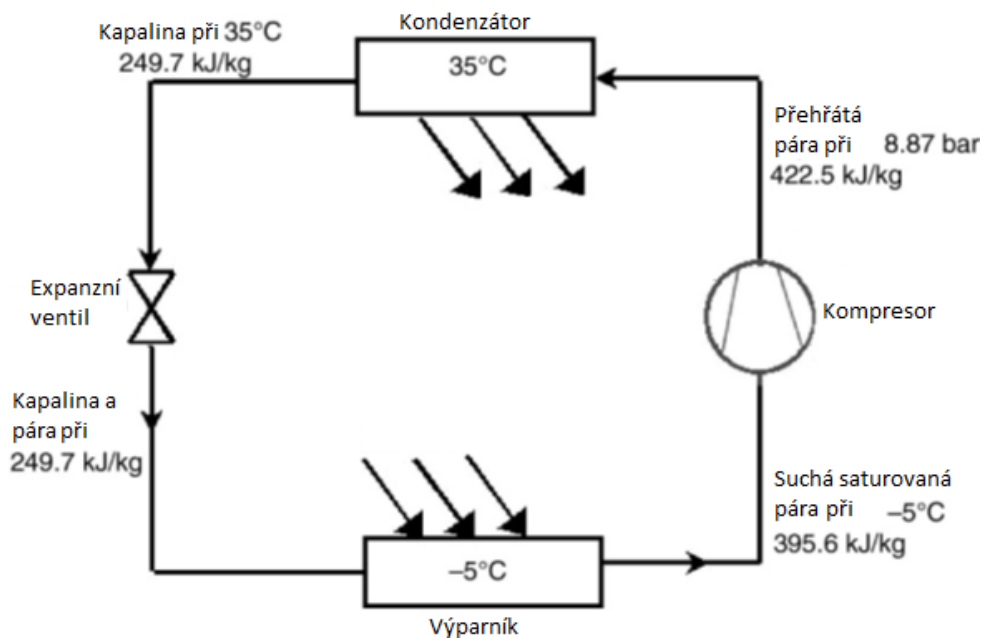


Obr. 2: Ideální obrácený Carnotův cyklus: a) oběh a b) T-s diagram oběhu [4]

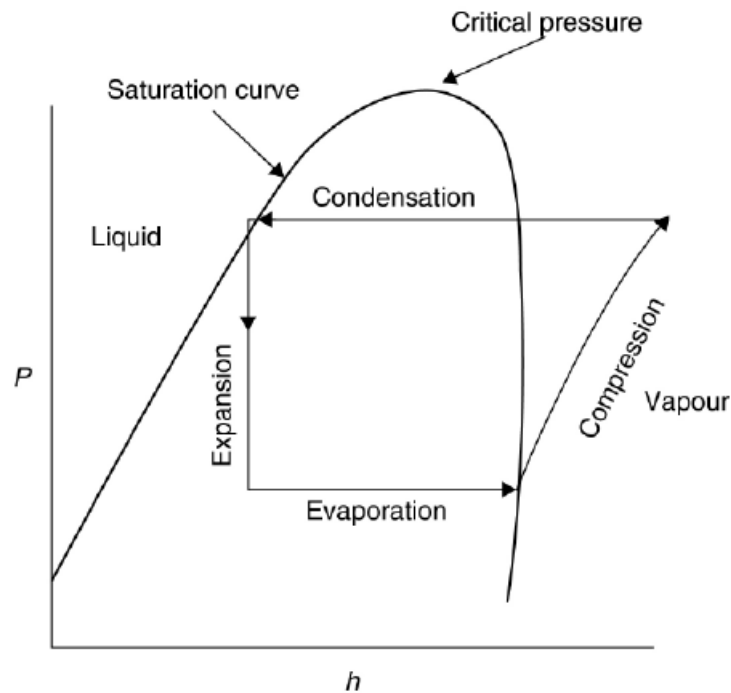
4.2. JEDNODUCHÝ PARNÍ KOMPRESNÍ OBĚH

Schéma zapojení tohoto oběhu je vidět na Obr. 3. Chladicí efekt je teplo předané pracovní látce při vypařovacím procesu, které se změní na entalpii mezi tekutinou vstupující do oběhu a párou vystupující z výparníku.

Jednoduchý parní kompresní oběh je promítnut v p-h diagramu na Obr. 4.



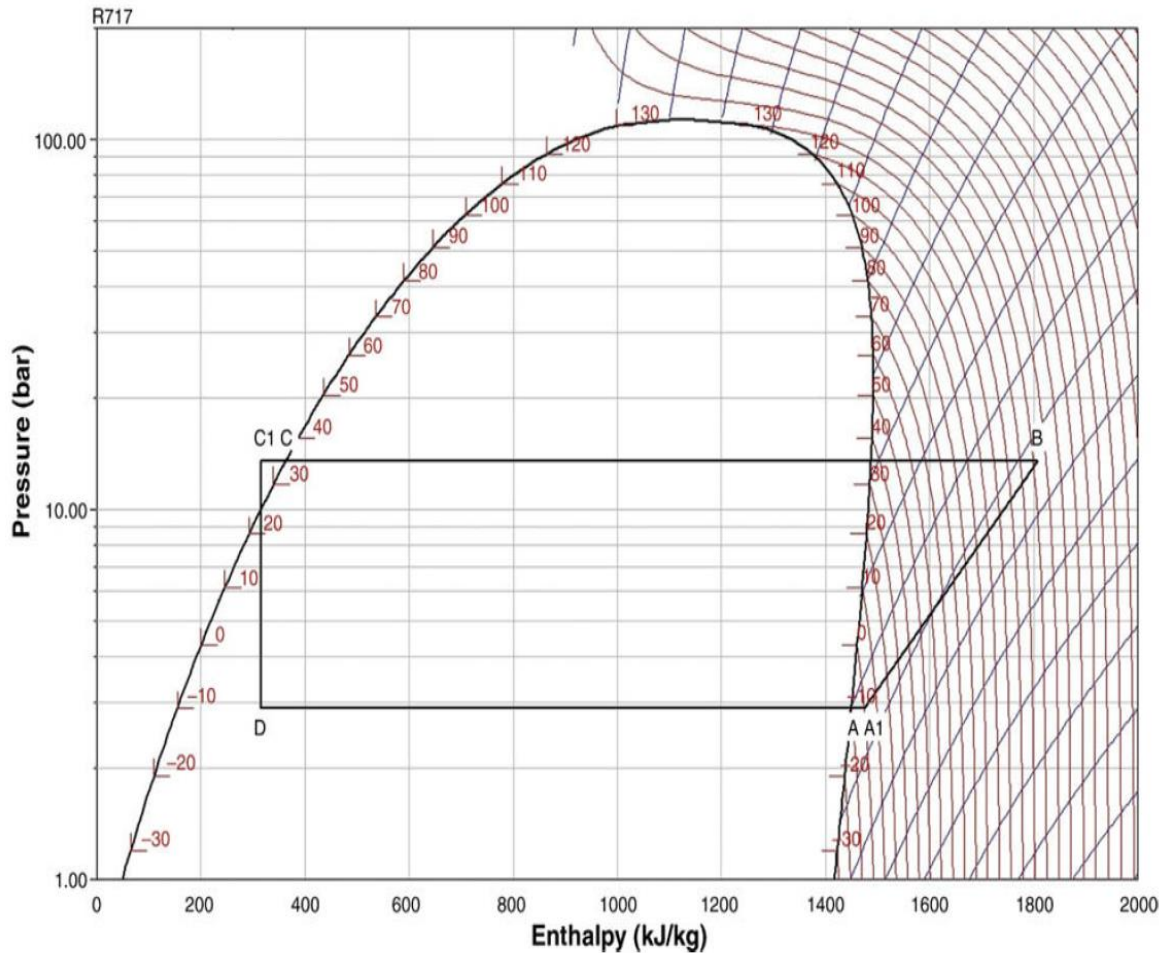
Obr. 3: Jednoduchý parní stlačovací oběh s hodnotami tlaku a entalpie pro chladivo R134a [5]



Obr. 4: Tlak – Entalpie, p - h diagram ukazující jednoduchý parní kompresní oběh [4]

P - h diagram je zakreslen na Obr. 5 s parním kompresním oběhem superponovaným. Čáry konstantní teploty (izotermy) jsou označeny na tomto diagramu.

Chladicí okruh je zobrazen body A, A1, B, C, C1, D. S kompresní účinností 70 %, kde konečná teplota na konci stlačení je přibližně 140°C. Hodnota je závislá na chladivu a kompresní účinnosti v oběhu. Jedná se o v praxi využitelnější diagram než ten z Obr. 4, protože páry opouštějící výparník jsou zde i s přehřátím (A až A1) a kapalina opouštějící kondenzátor je podchlazena (C až C1). Přehřátí a podchlazení zabírá v diagramu pouze malou část z celkového oběhu v něm zobrazeného, ale obě jsou velmi důležité k efektivnímu výkonu systému.



Obr. 5: *p-h diagram pro chladivo R717 (Amoniak) s přehřátím a podchlazením [4]*

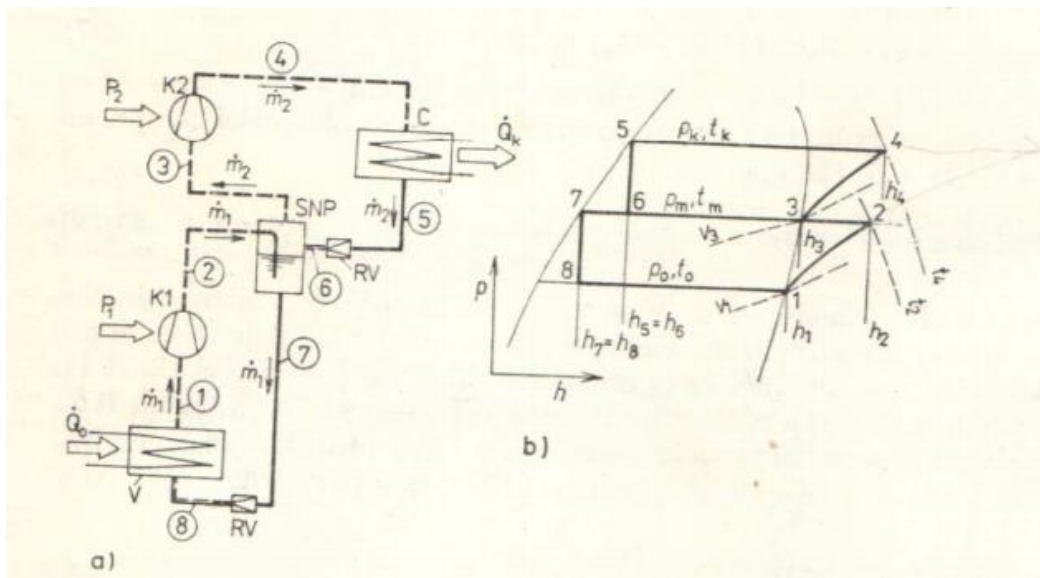
Přehřátí za výparníkem zajišťuje jistotu, že se žádná kapalina nedostane do kompresoru společně s parou, to by mohlo způsobit poškození kompresoru a případně jeho zničení. Naopak podchlazení zajišťuje, že se tekutina protékající trubkami z kondenzátoru do řídicího nebo expanzního ventilu je vždy 100 % kapalná. V případě, že je v kapalném chladivu přítomna nějaká pára, může způsobit nadměrný pokles tlaku a snížit výkon systému. Zatímco v Obr. 5 plyn opouští výparník jako přehřátý k bodu A1 a kapalina z kondenzátoru je podchlazena k C1. Při započtení těchto faktorů do úvahy se chladicí účinek na jednotku průtoku (D až A1) a energii dodanou do kompresoru (A1 až B) lze odečítat přímo z hlediska entalpie tekutiny. V praxi dochází ke ztrátám tlaku přes výměníky tepla a potrubí a tyto mohou být také vyneseny do grafu. Také dochází k určitým tepelným ztrátám atmosféry z kompresoru a výtlačného potrubí.

Poloha bodu D uvnitř křivky udává podíl plynu v tomto bodě v závislosti na vlhkosti páry. Kondenzátor přijímá vysokotlaký přehřátý plyn v bodě B, ochlazuje ho na teplotu nasycení, kondenzuje na kapalinu C a nakonec ji mírně chladí, což ukazuje bod C1. Energie

odebraná v kondenzátoru nebo odvádění tepla (B až C1) je považována za chladicí efekt plus kompresní teplo. Pro všechny tyto výpočty jsou k dispozici počítačové software jako například, Refprop, Coolprop, Reflib a mnohé další.[4]

4.3. VÍCESTUPŇOVÝ OBĚH

Tento typ dvoustupňového oběhu na Obr. 6 je použit v případě potřeby dvou chladicích povinností v oběhu. Tím pádem má i dva kompresory a dva výparníky v oběhu a středotlakou nádobu průchozí v tomto případě.

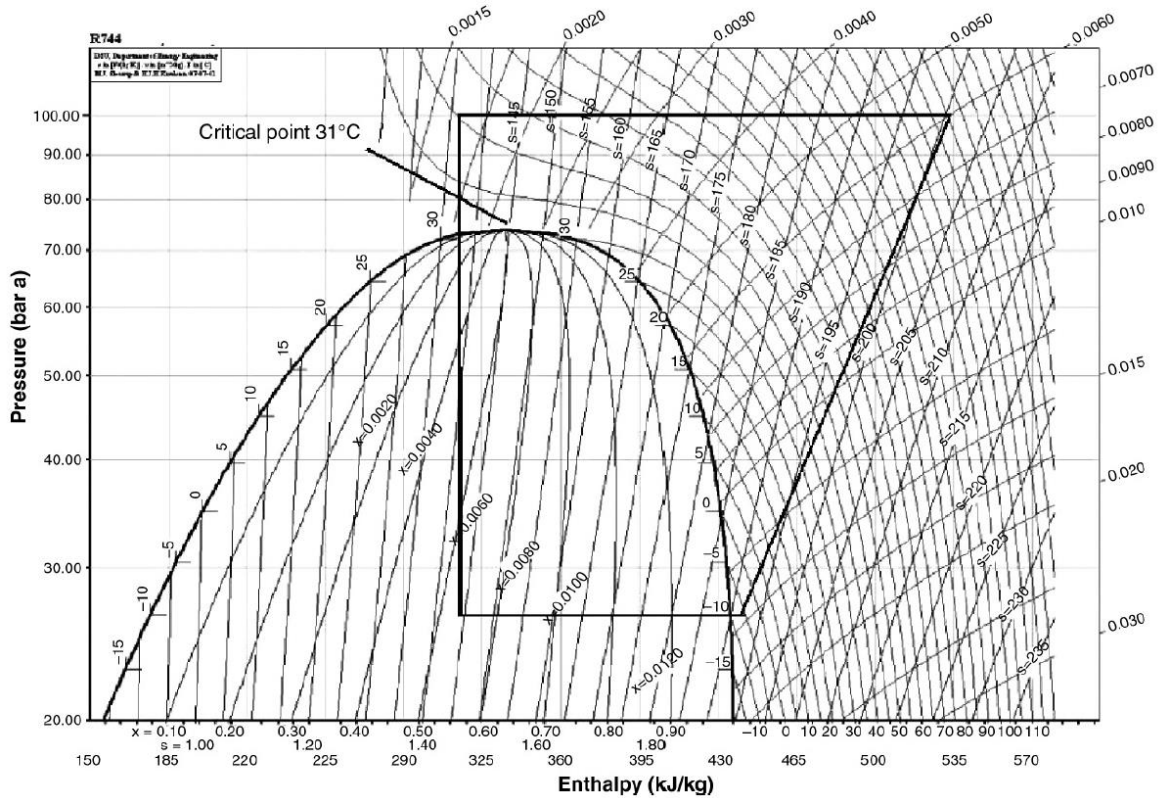


Obr. 6: Dvoustupňové zařízení s parním oběhem a) schéma zapojení b) tepelný diagram [5]

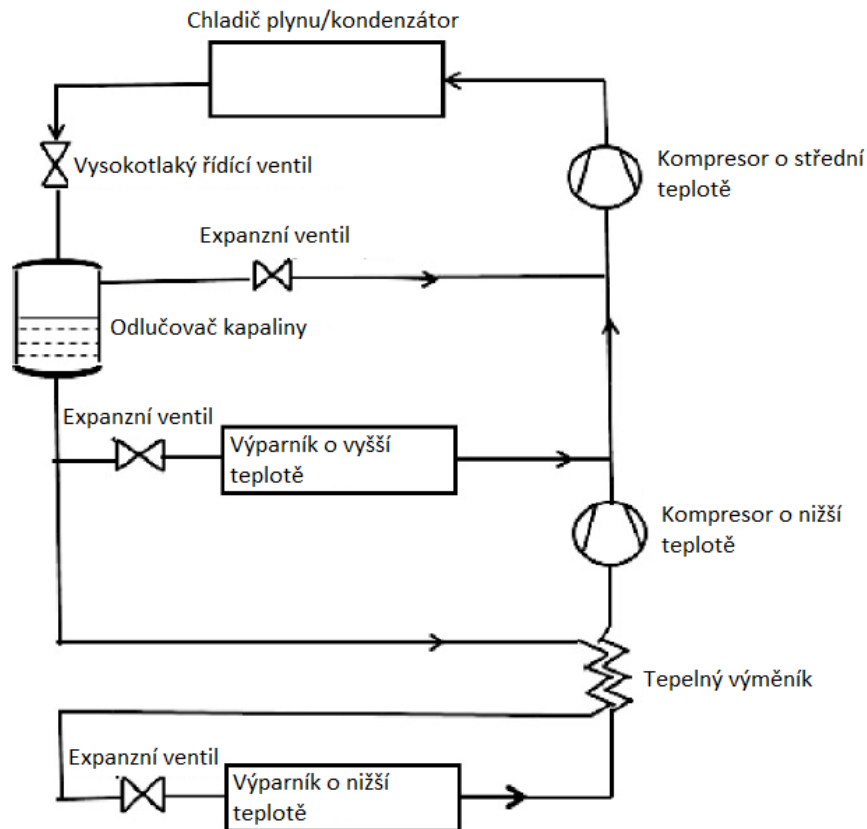
4.4. TRANSKRITICKÝ OBĚH NA OXID UHLÍČITÝ

Tento oběh se zdá, že bude dříve či později nástupcem v chlazení a zároveň náhradou za současná chladiva. Kritický bod při dané teplotě je patrný z p-h diagramu (Obr. 7). Je možné provozovat systém navržený pro transkritický provoz v subkritickém režimu, tj. jako parní kompresní oběh, při nízkých okolních podmínkách, kdy se plynový chladič stává kondenzátorem.

Pro nízkoteplotní aplikace je pro zvýšení účinnosti a zabránění nadměrným teplotám nutné použít dvoustupňové nebo kaskádové systémy. Schéma dvoustupňového oběhu je ukázáno v Obr. 8. [4]



Obr. 7: p-h diagram pro chladivo R744 s transkritickým oběhem s vypařovací teplotou -10°C , kompresí do 100 bar a chlazením plynu na 40°C [4]

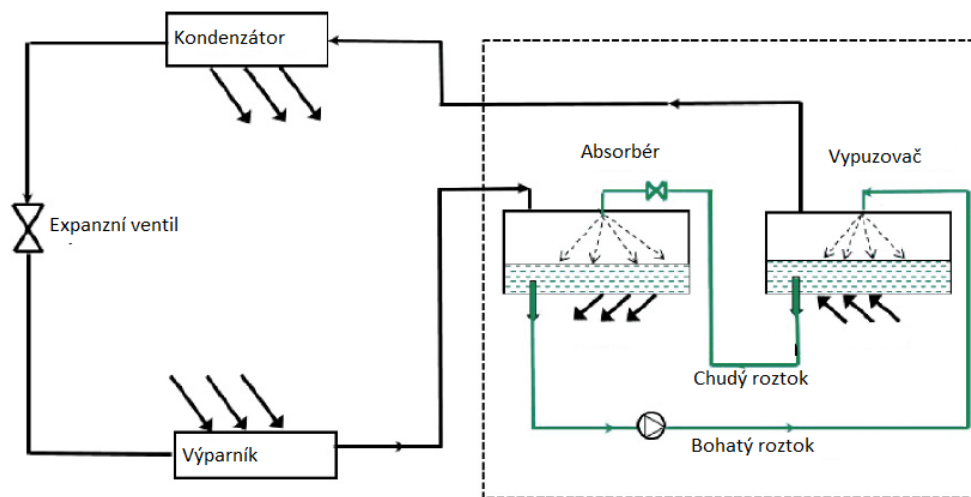


Obr. 8: Oběh s chladivem R744 pro středně a nízkoteplotní zatížení [4]

4.5. ABSORPČNÍ OBĚH

Princip absorpčního cyklu je uveden na Obr. 9. V absorpčním oběhu je spojení absorberu a vypuzovače nahrazen kompresor.

Používají se dvě hlavní chladiva: amoniak s absorbentem vody a voda s absorbentem bromidu lithného. Systémy voda/lithumbromid jsou vhodné pro teploty klimatizace, zatímco čpavkové systémy jsou vhodné pro vypařovací teploty pod 0 °C.



Obr. 9: Absorpční oběh – základní okruh [4]

Absorpční systém může být výhodný v těchto případech:

- KVET jednotka má k dispozici zbytkové teplo
- k dispozici je nízká cena odpadního tepla
- může být využito teplo ze skládkového plynu nebo geotermální energie
- bude umístěno v místech s limity pro elektrické zatížení
- nízká hlučnost a/nebo vibrace jsou hlavními klady

4.6. ADSORPČNÍ OBĚH

Adsorbenty jako jsou aktivní uhlíky, zeolity nebo křemičité gely, mohou adsorbovat velká množství (asi 30 % hmotnostního objemu) mnoha plynů uvnitř svých mikropórů. Nejrozšířenějšími a zároveň nejvyužívanějšími kombinacemi pro adsorpční oběhy jsou aktivní uhlíky s amoniakem nebo metanolem a zeolity s vodou. Množství adsorbovaného chladiva závisí na teplotě adsorbentu a tlaku oběhu. Pro odvádění chladiva do desorpce je zapotřebí teplo a teplo vzniká při adsorpci.

5. CHLADIVA

Chladivo je primární pracovní kapalina používaná pro absorpci a přenos tepla v chladicím systému. Chladiva absorbují teplo při nízké teplotě a nízkém tlaku a uvolňují teplo při vyšší teplotě a tlaku. Většina chladiv podléhá fázovým změnám během absorpce tepla (vypařování) a uvolňování tepla (kondenzace). [6]

5.1. HISTORIE

Před zavedením chlorofluoruhlovodíků (CFC) ve třicátých letech minulého století byly nejčastěji používanými chladivy vzduch, amoniak, oxid siřičitý, oxid uhličitý a metylchlorid. Až do roku 1986 byly netoxické a nehořlavé halogenované uhlovodíky s různým potenciálem poškozování ozonové vrstvy (ODP) používány výhradně v parních kompresních obězích pro klimatizaci. Dopad ODP na ozonovou vrstvu od CFC chladiv, halonů, a HCFC od 80. let způsobil celosvětové rozhodnutí o postupném ukončení výroby a distribuce těchto chladiv. [6]

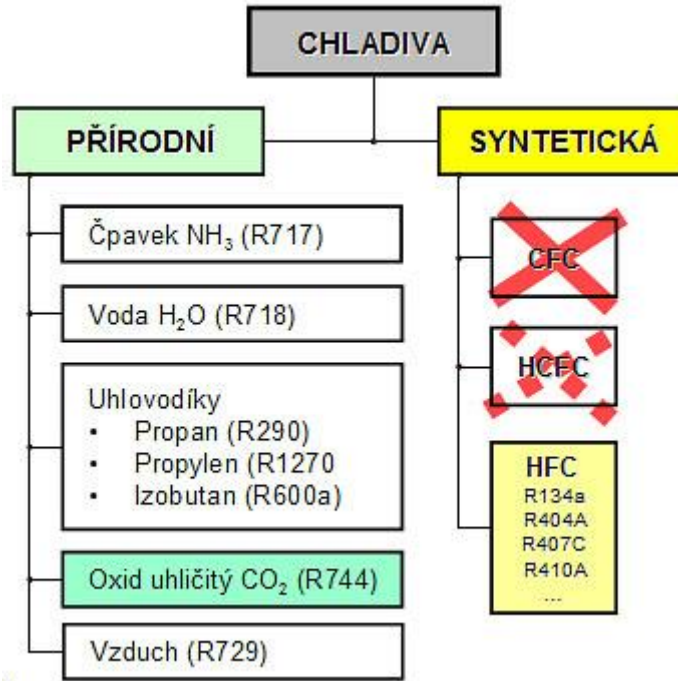
5.2. ROZDĚLENÍ A ZNAČENÍ CHLADIV

Objevováním a zkoumáním nových chladiv se nejen výrazně snižuje ekologická stopa, ale zároveň dochází k vývoji bezpečnějšího zařízení, které je závislé na termodynamických vlastnostech daných chladiv a z toho vyplývají lepší účinnosti chladicího oběhu a z čehož zároveň vyplývá větší úspora elektrické energie. [7]

Je možné rozdělit chladiva podle **chemického složení**:

- **CFC** – plně halogenované uhlovodíky a jejich směsi, molekuly vodíku v chladivu jsou všechny nahrazeny buď fluorem, chlorem nebo případně i bromem. Jedná se o tzv. „tvrdé freony“, které byly zakázány k používání. Mezi tuto skupinu patří například R11, R12, R13, R113, R114, R502, R503 atd.
- **HCFC** – chlorofluorované uhlovodíky, obsahuje jejich molekula i vodík. Nazývají se tzv. „měkké freony“. Tato chladiva jsou postupně legislativně zakazována a nahrazována jejich retrofity. Jedná se například o tato chladiva: R21, R22, R141b, R142b, R123, R124...
- **HFC** – bez molekuly chloru, obsahují pouze molekulu fluoru. Například R134a, R152a, R125, R32, R218, R407C, R404A
- **HC** – přírodní uhlovodíky a jejich směsi. Bez fluoru, chloru, bromu, hořlavé. [8]

Rozdělení můžeme vidět na Obr. 10:



Obr. 10: Rozdělení chladiv na syntetická a přírodní [7]

DIN 8960 je norma, která vymezuje značení chladiv a vychází z číselného principu uvedeném v této normě.

Chladiva se standardně třídí do těchto skupin: [9]

- Organicky čisté látky
- Směsi chladiv
- Anorganická chladiva

5.2.1. ORGANICKY ČISTÉ LÁTKY

U organicky čistých chladiv jako jsou například R143a vyplývá značení chladiva přímo z molekulární struktury daného chladiva a to následovně:

Rxyza

- x = počtu molekul uhlíku zmenšený o jedničku (C – 1)
- y = počet molekul vodíku zvětšený o jedničku (H + 1)
- z = počet molekul fluoru (F)
- a = případný počet dvojných vazeb v molekule (když není žádná – neuvádí se)

V případě, že byly atomy chloru (Cl) nahrazeny molekulami bromu (Br), přidává se za značení B plus počet molekul bromu (R13B1). Brom snižuje tlak chladiva.

Písmenem „C“ uvedeným před číslem chladiva se značí cyklické sloučeniny (např. R-C318).

Izomery jednotlivých chladiv se značí písmeny (a, b, c ...) za číselné označení chladiva. Viz například chladivo R143a. Bez písmena za označením jsou ty izomery chladiva, které mají nejvíc symetrickou strukturu.

V případě, že nelze označit podle uvedeného systému, řadí se tyto látky do skupiny 600 (například R600 – butan, R600a – izobutan...). [9]

5.2.2. SMĚSI CHLADIV

- **Zeotropické směsi** jsou směsi více složek chladiv s různou těkavostí, které se vypařují a kondenzují jako jediná látka a mění se objemové složení nebo teplota nasycení, když se vypařují nebo kondenzují při konstantním tlaku. Dochází zde k podstatnému teplotnímu skluzu chladiva. Značí se skupinou 400 až 499.

Pro tuto práci zásadní chladivo z této skupiny je **R410A**, které se vyskytuje v jednom z oběhů, na kterém bylo měřeno.

- **Azeotropické směsi** jsou směsi více složek chladiv s různou těkavostí, která se vypařují a kondenzují jako jediná látka a nemění se jejich objemové složení nebo teplota nasycení, když se vypařují nebo kondenzují za stejného tlaku a bez teplotního skluzu. Značení těchto chladiv je 500 až 599. [6]

Pro tuto práci je z této skupiny zásadní chladivo **R507**, které je použito v jednom z měřených oběhů.

5.2.3. ANORGANICKÁ CHLADIVA

Jedná se o chladiva anorganického původu, která se označují R700 a vyšším. Hodnota pro konkrétní chladivo se určuje ze součtu čísla 700 a jeho relativní atomové hmotnosti chladiva. V případě stejného součtu relativních atomových hmotností všech prvků chladiva s jiným chladivem této řady se odděluje velkými písmeny za číslem. [9]

Např.: $R744 (CO_2) = 2 \times 16$ (atomová hmotnost kyslíku) + 1×12 (uhlík) = **R744**

5.3. LEGISLATIVNÍ VÝVOJ A OMEZENÍ CHLADIV

Do Vídeňské konference o ochraně ozonové vrstvy v roce 1985 v podstatě nedošlo k nějakým zásadním legislativním změnám a zákazům chladiv. Konkrétně se jednalo o omezení chladiv s ODP a postupně se tyto chladiva nahrazovali HFC chladivy.

Roku 1995 dochází k úplnému zákazu CFC chladiv ve všech systémech a okruzích.

Následně roku 1997 došlo k podepsání Kjótského protokolu, který reguloval chladiva s vysokým GWP.

5.3.1. RÁMCOVÁ ÚMLUVA OSN O ZMĚNĚ KLIMATU

Přijata v roce 1994 v Rio de Janeiru.

Úmluva je založena na **čtyřech hlavních pilířích**:

- **Princip mezigenerační spravedlnosti** – zavazujeme se chránit životní prostředí nejen pro sebe, ale i pro další generace
- **Princip vyspělé, ale diferencované odpovědnosti**, který říká, že ekonomicky vyspělé země jsou nejvíce zodpovědné za rostoucí koncentrace skleníkových plynů v atmosféře, čímž je i jejich povinnost poskytovat finanční a technickou pomoc rozvojovým zemím
- **Princip potřeby chránit** zejména ty části planety, které jsou více náchylné na negativní dopady změn klimatického systému a hlavně těch zemí, které jsou nejvíce zranitelné ať už z důvodu geografického umístění nebo hospodářského vývoje
- **Princip tzv. předběžné opatrnosti** – neodkládat problémy a jejich řešení a to ani v případě, že dopady na klima nejsou v současné době dostatečně dobře kvantifikovatelné [10]

5.3.2. KJÓTSKÝ PROTOKOL

Přijat roku 1997, země se zavázaly do roku 2012 snížit emise skleníkových plynů nejméně o 5,2 % ve srovnání s rokem 1990. V prosinci 2012 byl schválen dodatek, kde bylo potvrzeno pokračování protokolu a jeho prodloužení od roku 2013 do roku 2020. EU se zavázalo snížit do roku 2020 emise skleníkových plynů o 20 % v porovnání s rokem 1990. Tento protokol zároveň není závazný pro rozvojové a rozvíjející se země (Čína, Indie, Brazílie, atd.). Tyto země odhadem pokryjí pouze 15 % emisí.

Českou republikou byl tento protokol podepsán 23. 11. 1998 na základě usnesení vlády a následně ratifikován 15. 11. 2001.

5.3.3. PAŘÍŽSKÁ DOHODA O ZMĚNĚ KLIMATU

Tato dohoda byla přijata smluvními stranami Rámcové úmluvy OSN o změně klimatu v prosinci roku 2015. Dohoda má po roce 2020 nahradit Kjótský protokol. Česká republika se stala smluvní stranou v roce 2017. Dohoda definuje krom jiného:

- Formuluje dlouhodobý cíl ochrany klimatu, jímž je přispění k udržení nárůstu průměrné globální teploty výrazně pod 2 °C v porovnání s obdobím před průmyslovou revolucí a usilovat o to, aby nárůst nebyl vyšší než 1,5 °C
- Přináší významnou změnu, co se týká závazků snižování skleníkových emisí plynů. Dohoda ukládá nejen rozvinutým, ale i rozvojovým státům povinnost stanovit si cíle pro dosažení aspektů a cílů Dohody. [11]

5.3.4. ZAVEDENÍ NAŘÍZENÍ 517/2014 EP

Z tohoto nařízení vyplývá omezení používání skleníkových plynů „tzv. regulace F plynů“ ve prospěch chladiv s nízkým GWP. Průběh omezování chladiv je uveden v Tab. 1:

Tab. 1: Regulace F plynů – přehled zákazů uvádění na trh skupin výrobků [12]

Datum vstoupení v platnost	Zákaz
1. 1. 2015	Domácí chladničky a mrazničky obsahující F-plyny s GWP > 150
1. 1. 2020	Chladničky a mrazničky pro komerční využití obsahující F-plyny s GWP >2500
1. 1. 2020	Stacionární chladicí zařízení s obsahem F-plynů s GWP > 2500
1. 1. 2020	Mobilní pokojové klimatizace s obsahem F-plynů s GWP > 150
1. 1. 2022	Chladničky a mrazničky pro komerční využití obsahující F-plyny s GWP >150
1. 1. 2022	Centrální chladicí systémy pro komerční využití s výkonem min. 40 kW a s obsahem F-plynů s GWP > 150*
1. 1. 2025	Jednosplitové klimatizační jednotky obsahující méně než 3 kg F-plynů s GWP > 750

*Výjimku tvoří kaskádní systémy, které v primárním okruhu obsahují F-plyn s GWP nižším než 1500

5.4. KLASIFIKACE CHLADIV DLE NORMY ISO 817 (ASHRAE 34)

Jedná se o bezpečnostní třídy chladiv, které jsou podle normy rozděleny (Tab. 2) takto:

Tab. 2: Bezpečnostní třídy chladiv

	Rychlost hoření	Nízká toxicita	Vysoká toxicita
Nehořlavé		A1	B1
Málo hořlavé	<10 cm/s	A2L	B2L
Hořlavé	≥10 cm/s	A2	B2
Vysoce hořlavé		A3	B3

Chladiva a jejich rychlost hoření - příklady (Tab. 3):

Tab. 3: Chladiva a jejich rychlost hoření

A2L	R32	6,32 m/s
	R1234yf	1,5 m/s
A2	R152a	23 cm/s
A3	R290 (propan)	43 cm/s
B2L	R717 (amoniak)	7,7 cm/s

Zařazení chladiv do bezpečnostních tříd (Tab. 4)

Tab. 4: Zařazení chladiv do bezpečnostních tříd

	1	2L	2	3
A	11, 12, 13, 13B, 22, 23, 134a, 401A-B-C, 402A-B, 404a, 407B, 407C, 407F, 410A-B , 417A, 422A-D, 437A, 500, 501, 502, 503, 504, 507A, 507B ,744	32 1234yf 1234ze 143a	142b, 152a, 406A, 415A, 439A, 512A	50, 170, 290, 1150, 1270, 600a, 601a, 429A, 430A, 431A, 432A, 433A-C, 435A, 436A, 441A, 510A, 511a, E170
B	30, 123, 245fa	717		

5.5. MAZACÍ OLEJE

Pro každé chladivo je nutné používat jiný mazací olej, protože musí dojít k dokonalému rozpuštění oleje v chladivu. Po celém okruhu proudí společně s chladivem nepatrné množství oleje, který se stále navrácí do kompresoru zpátky a musí být zajištěno dostatečné množství oleje v kompresoru. Alkylbenzenové nebo minerální oleje se dříve velmi využívaly pro chladiva obsahující chlor nebo některá alternativní chladiva. Dále jsou také využívány v současné době velmi rozšířené polyolesterové oleje (POE). [8]

5.6. NEJPOUŽÍVANĚJŠÍ CHLADIVA SOUČASNOSTI

Tato kapitola je zacílena na velmi často používaná chladiva a jejich vlastnosti v dnešní době.

5.6.1. R134a

Použití pro střední a vyšší výparné teploty, pro chladiče kapalin a tepelná čerpadla, lze také použít v kaskádě s CO₂ subkritické.

- Bod varu při 1 baru = -26 °C
- Kritická teplota = 101 °C
- Kritický tlak = 41 bara
- ODP = 0
- GWP = 1430
- Bezpečnostní klasifikace = A1 (nehořlavý, malá toxicita)
- Olej = PAG – Auto, POE

5.6.2. R507

Velmi rozšířené v komerční sféře. V podstatě shodné s chladivem R404A. Nachází se na měřeném oběhu CL20 ve zkušebním okruhu zadavatele této práce. Rozsah teplot: nízké až střední vypařovací teploty.

- Bod varu při 1 baru = -47 °C
- Kritická teplota = 71 °C
- Kritický tlak = 37 bara
- ODP = 0
- GWP = 3985
- Bezpečnostní klasifikace = A1 (nehořlavý, malá toxicita)
- Olej = POE

5.6.3. R410A

Nachází se v druhém zkušebním oběhu s označením CL80 zadavatele této diplomové práce. Použití střední a vyšší teploty vypařovací, klimatizace.

- Bod varu při 1 baru = -51 °C
- Kritická teplota = 71 °C
- Kritický tlak = 49 bara
- ODP = 0
- GWP = 2088
- Bezpečnostní klasifikace = A1 (nehořlavý, malá toxicita)
- Olej = POE

5.7. SNIŽOVÁNÍ MNOŽSTVÍ F-PLYNŮ (PHASE-DOWN)

Evropská komise zajistí dodržování procentuálního množství chladiv s F-plyny na maximálně povolené procento. Jejich přepočítání na ekvivalentní hmotnost CO₂ viz Tab. 5.

Ekvivalentní hmotnost náplně chladiva vztažená na odpovídající množství ekvivalentu CO₂ se zjistí ze vztahu:

$$m_{\text{ekv. CO}_2} = m_{\text{Chladiva}} * GWP_{\text{Chladiva}}$$

kde, $m_{\text{ekv.CO}_2}$ = ekvivalentní hmotnost CO₂ [kg]

m_{Chladiva} = hmotnost chladiva [kg]

GWP_{Chladiva} = potenciál globálního oteplování [-]

Tab. 5: Chladiva a jejich přepočítání na ekvivalent CO₂ [13]

Chladivo	GWP	1 tuna ekv. CO ₂ [kg]	10 tun ekv. CO ₂ [kg]	100 tun ekv. CO ₂ [kg]
R507	3985	0,25	2,5	12,5
R-410A	2088	0,48	4,8	48
R-407C	1774	0,57	5,7	57
R134a	1430	0,7	7	70
R-32	675	1,48	14,8	148
CO ₂ (R-744)	1	1 000	10 000	100 000

Kvóty, podle kterých by se měli výrobci a dodavatelé držet. Tyto kvóty jsou vztaženy na referenční období mezi roky 2009 – 2012 na množství chladiv s F-plyny. Viz Tab. 6:

Tab. 6: Snižování množství F-plynů v provozu

Rok	Procento
2015	100
2016-2017	93
2018-2020	63
2021-2023	45
2024-2026	31
2027-2029	24
2030	21

V rámci phase-downu se GWP jednotlivých chladiv v roce 2015 vztažených na ekvivalent CO₂ pohybovalo okolo 2300, což je bráno jako referenční hodnota, ze které bude vycházeno viz Tab. 7:

Tab. 7: Snižování podílu F-plynů u chladiv s průměrným ekvivalentem CO₂

Rok	Podíl snížení	Průměrný ekvivalent CO ₂
2015	100	2300
2016-2017	93	2139
2018 2020	63	1449
2021-2023	45	1035
2024-2026	31	713
2027-2029	24	552
2030	21	483

Po 1. 1. 2020 bude zakázáno používat fluorované skleníkové plyny s GWP větším než 2500 při servisu a údržbě s velikostí náplně 40 tun ekvivalentu CO₂ nebo více. Sankce v případě porušení může být až 1,5 milionu Kč. [12]

5.8. NÁHRADA ZA STÁVAJÍCÍ CHLADIVA

Z důvodu zákazu používání chladiv s HFC s hodnotou větší než 2500 GWP, se stále hledají nové alternativy k současně nejpoužívanějším chladivům (R134a, R410A, R507, R404A...). V měřených obězích se objevují tato chladiva, vzhledem k tomu, že dochází k jejich postupnému vyřazování, tak probíhají snahy je nahradit jinými více ekologickými chladivy s menší zátěží na životní prostředí.

Tab. 8: Náhrada chladiva R507 [14]

Název	R507	R454A	R407H
Složení	R125/R143a 50/50%	= R32/R1234yf 35/65%	R32/R125/R134a 32,5/5/52,5%
Bod varu při 1 baru [°C]	-47	-48	-45
Kritická teplota [°C]	71	86	87
Kritický tlak [bara]	37	50	48,5
ODP	0	0	0
GWP	3985	239	1495
Bezpečnostní klasifikace	A1	A2L	A1
Olej	POE	POE, PVE	POE, PVE

Tab. 9: Náhrada chladiva R410A [14]

Název	R410A	R32
Složení	R125/R32 = 50/50%	R32 100%
Bod varu při 1 baru [°C]	-51	-52
Kritická teplota [°C]	71	78
Kritický tlak [bara]	49	58
ODP	0	0
GWP	2088	675
Bezpečnostní klasifikace	A1	A2
Olej	POE	POE

Tab. 10: Náhrada chladiva R134a [14]

Název	R134a	R513A	R1234yf
Složení	R134a 100%	R1234yf/R134a 56/44%	R1234yf 100%
Bod varu při 1 baru [°C]	-26	-29	-29
Kritická teplota [°C]	101	97	95
Kritický tlak [bara]	41	37	34
ODP	0	0	0
GWP	1430	631	4
Bezpečnostní klasifikace	A1	A1	A2
Olej	PAG-auto, POE	POE,	PAG-auto, POE

Zároveň probíhá snaha o větší využití ekologických chladiv zejména chladiv přírodních s nízkým GWP, jako jsou například butan, propan, oxid uhličitý a tetrafluorpropen.

V případě určitých náhrad chladiv se setkáváme často se změnou bezpečnostní klasifikace chladiva, které ač má výrazně nižší podíl GWP než chladivo původně provozované, tak bývá hořlavější. S čímž souvisí a případné změny v chování a zabezpečení okruhu a jeho správné funkčnosti.

5.8.1. RETROFIT CHLADIV

Jedná se o náhradu, případně výměnu chladiva v systému při zachování komponent systému. Provádí se z důvodu legislativního zákazu chladiva, daný typ se již nevyrábí a případně je doplnění starého chladiva do systému příliš nákladné.

Je zde snaha díky výměně chladiva zvýšit účinnost a snížit GWP chladiva a s tím i provozní náklady na chlazení a s tím související ekologické dopady na životní prostředí. Samozřejmě musí dojít k překontrolování a ověření vhodnosti jednotlivých součástí chladicího systému na nové chladivo (těsnění, kompresory, výparníky, ventily, potrubí...). [12]

5.8.2. TEWI

V současné době převládá názor, že ekologické a energetické faktory oběhu nemohou být navzájem nezávislé. Což názorně ukazuje příklad, kdy chladivo s GWP lepším, ale horším chladicím faktorem, může být větší energetickou zátěží než chladivo s vyšším GWP a lepším chladicím faktorem. Pro tuto situaci vzniklo tzv. TEWI, což je „Total Equivalent Warming Impact“, který zohledňuje přímý a nepřímý vliv na zařízení a je vztaženo na kg CO₂. Tento faktor popisuje zařízení jako celek, nejen chladivo. Je vyjádřeno následujícím vzorcem:

$$\text{TEWI} = \text{přímý vliv} + \text{nepřímý vliv}$$

Kde

$$\begin{aligned} \text{Přímý vliv} &= \text{GWP chladiva} * \text{únik chladiva (kg/rok)} * \text{životnost zařízení (rok)} + \\ &\text{GWP chladiva} * \text{náplň chladiva (kg)} * (1 - \text{faktor recyklace}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nepřímý vliv} &= \text{životnost zařízení (rok)} * \text{roční spotřeba energie (kWh/rok)} * \text{měrná} \\ &\text{emise CO}_2 \text{ při výrobě pohonné energie (kg CO}_2\text{/kWh)} \end{aligned}$$

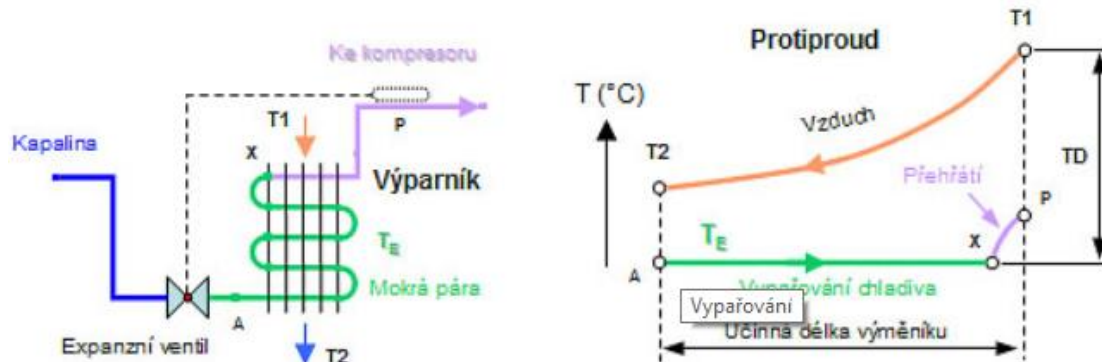
V tomto vztahu vyjadřuje faktor recyklace zpětné využití tepla. [15]

6. KOMPONENTY CHLADICÍCH ZAŘÍZENÍ

Tato kapitola bude zaměřena na konkrétní komponenty zkušebního chladicího zařízení a jejich vlastnosti a typy a také krátká zmínka o jiných typech, než které jsou ve zkušebním oběhu.

6.1. VÝPARNÍK

Účelem výparníku je příjem nízkotlaké, nízkoteplotní kapaliny z expanzního ventilu a po vypaření chladiva ve výparníku se předá do kompresoru jako přehřátá pára. Co se týká principu činnosti výparníku, tak je zobrazen na Obr. 11.



Obr. 11: Protiproudý výparník v chladicím okruhu [16]

V chladicích aplikacích je funkce výparníku téměř ve všech případech pro chlazení vzduchu nebo kapaliny. [4]

6.1.1. VZDUCHEM CHLAZENÝ VÝPARNÍK

V námi měřeném okruhu CL20 se jedná o vzduchem chlazený výparník, který lze vidět na Obr. 12.

Konstrukční materiály jsou stejné jako v případě vzduchem chlazených kondenzátorů. Hliníkové žebrování je napojené na měděné trubky, které jsou nejběžnější pro halogenované uhlovodíky, dále pro amoniak jsou běžné nerezové oceli nebo hliníkové trubky. [4]

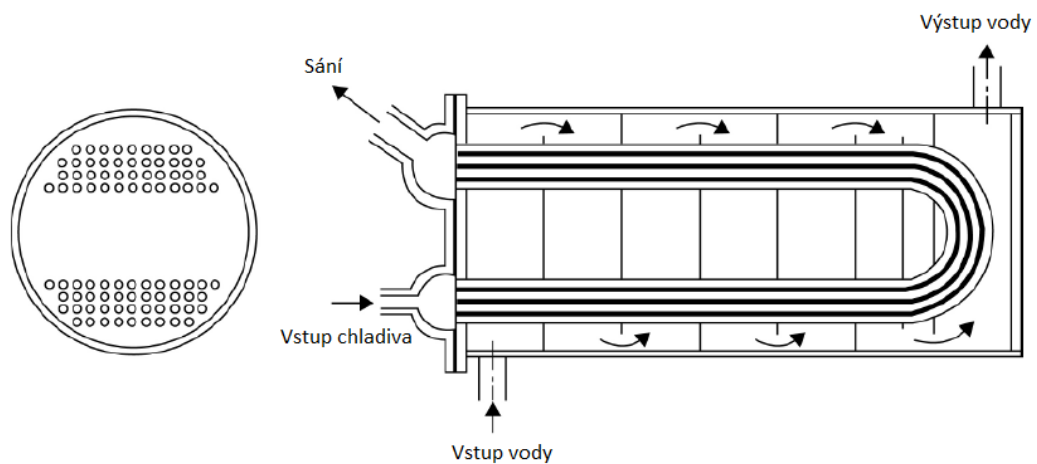


Obr. 12: Vzduchem chlazený výparník oběhu CL20 zkušebního okruhu

6.1.2. VODOU CHLAZENÉ VÝPARNÍKY

Vodou chlazené výparníky mohou být typu s přímou expanzí nebo zaplavené.

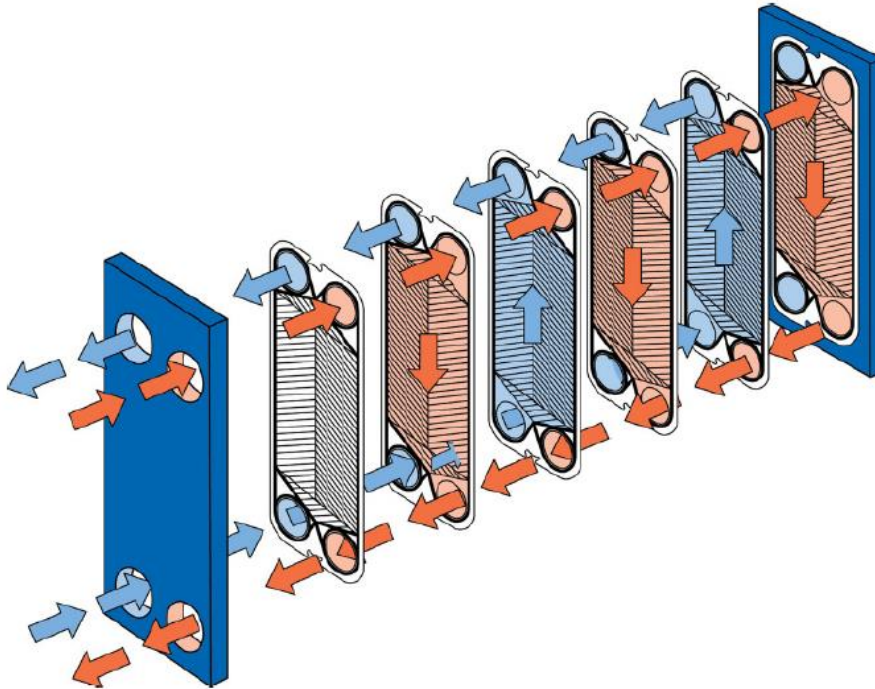
V případě na Obr. 13 jsou na straně vody potřebné přepážky, aby se zlepšil turbulentní proud a tím se zlepšil prostup tepla na povrchu trubek. Trubkami prochází chladivo. Výstup plynu do sací části kompresoru je v horní části pláště. [4]



Obr. 13: Trubkový výměník s chladivem v trubkách [4]

6.1.3. DESKOVÉ VÝPARNÍKY

Deskové výparníky jsou v současné době hojně využívány. Tepelný výměník tohoto typu se skládá z řady vlnitých plechů a desek sestavených tak, že tvoří obal (Obr. 14). Zářezy jsou uspořádány v opačném směru vůči sobě ve vztahu ke každé čelní desce.



Obr. 14: Deskový výměník – zobrazení průtoku [4]



Obr. 15: Vodou chlazený výparník oběhu CL80 ve zkušebním okruhu

Objem chladiva obsaženého v deskovém tepelném výměníku je až 10x nižší než u provedení s trubkovým výparníkem. To pomáhá mít malé množství náplně chladiva a nabízí rychlou reakci na změny v energetických požadavcích oběhu. Turbulence vyvolaná drážkami kanálů má za následek velmi vysoké koeficienty přenosu tepla, typicky až třikrát nebo čtyřikrát vyšší než u běžných trubkových výměníků. Protiproud je ideálním způsobem předávání teploty v tomto zařízení.

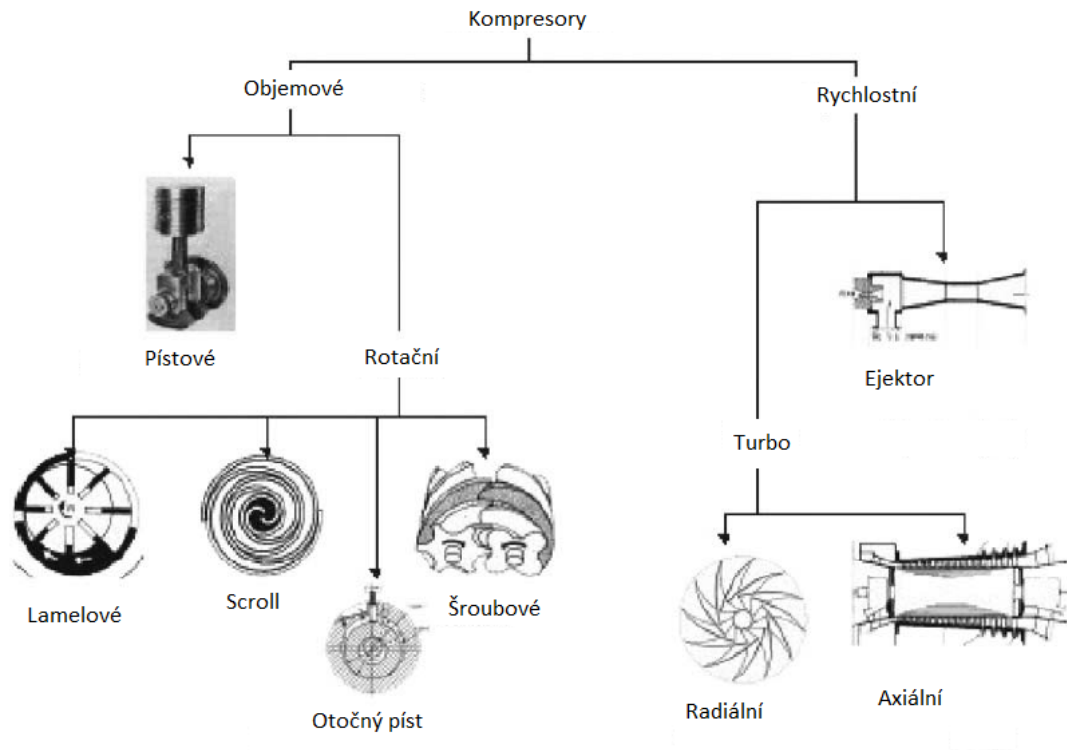
Je důležité zajistit rovnoměrnou distribuci chladiva. Nesprávné rozložení může způsobit chybné chování expanzního ventilu a snížit výparný tlak. Vhodné jsou elektronické expanzní ventily, které zajišťují plynulý průtok, jako jsou různé typy otvorů, ale vzhledem k malému vnitřnímu objemu deskového výparníku může být pulzně modulovaný ventil nepřijatelný z důvodu výkyvů tlaku. [4]

6.2. KOMPRESOR

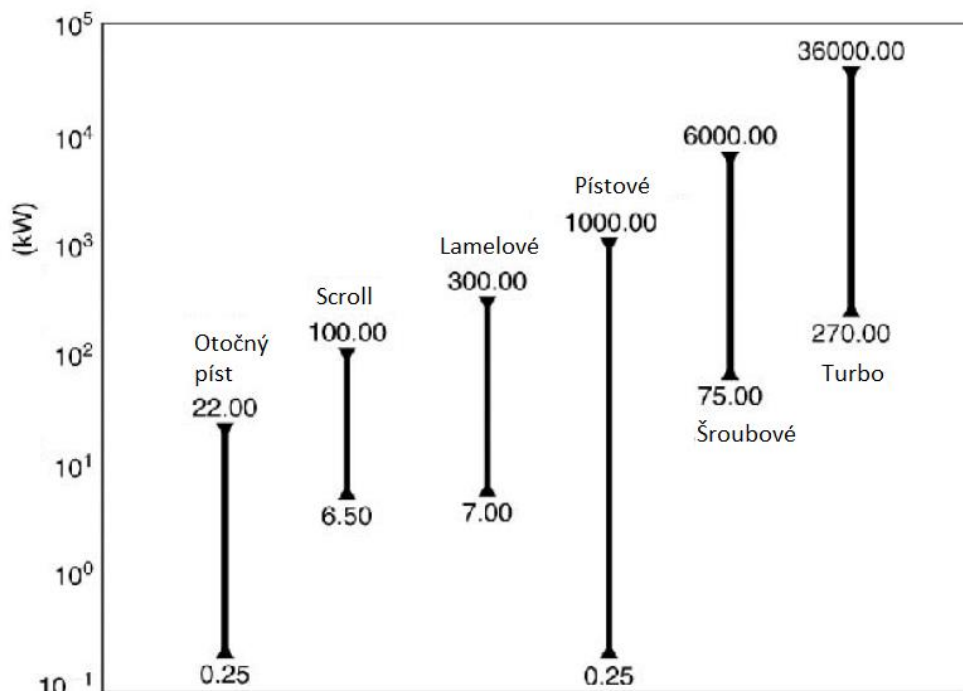
Účelem kompresoru v parním kompresním cyklu je stlačení nízkotlakého suchého plynu z výparníku a zvýšení jeho tlaku na tlak kondenzátoru.

Kompresory se dají rozdělit do dvou základních skupin, objemové a rychlostní viz Obr. 16. Objemové kompresory stlačují diskrétní objemy nízkotlakého plynu, kdy se snižováním

objemu zvyšuje tlak pracovní látky, zatímco rychlostní typy kompresorů zvyšují rychlost nízkotlakého plynu a následně se tato rychlost snižuje, což způsobuje zvýšení tlaku. Na Obr. 17 můžeme vidět přibližný rozsah chladicích kapacit jednotlivých typů kompresorů. Nejtypičtějším zástupcem objemových kompresorů je kompresor pístový. [4]



Obr. 16: Typy kompresorů [4]

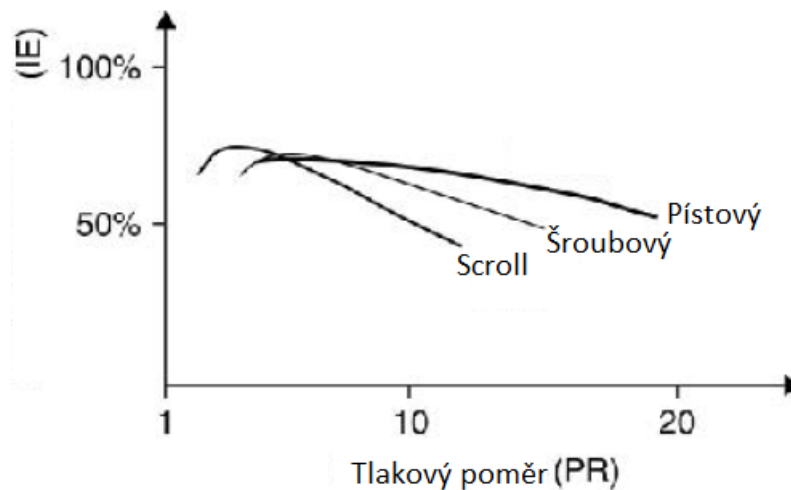


Obr. 17: Oblasti použití kompresorů dle chladicího výkonu [4]

Izoentropický příkon je minimální množství energie potřebné pro stlačení plynu, hmotnostní průtok, z p_1 , T_1 na p_2 . Skutečný výkon bude vždy vyšší než izoentropický výkon kvůli ztrátám (ztráty motoru, převodů, ucpávek, tření...). Velikost ztrát bude záviset na typu kompresoru. V praxi jsou hodnoty nad 70 % izoentropické účinnosti brány jako solidní. Na Obr. 18 můžeme vidět závislost izoentropické účinnosti na tlakovém poměru u jednotlivých typů kompresorů.

Definice izoentropické účinnosti je dána tímto vzorcem:

$$\text{Izoentropická účinnost (IE)} = \frac{\text{Vstupní výkon izoentropický}}{\text{Vstupní výkon skutečný}}$$



Obr. 18: Závislost izoentropické účinnosti (IE) na tlakovém poměru jednotlivých typů kompresorů [4]

6.2.1. SCROLL KOMPRESORY

Kompresory Scroll jsou objemové stroje, které stlačují chladiva dvěma spirálovými prvky, jak je znázorněno na Obr. 19. Jedna spirála zůstane zafixována v jedné poloze a druhá spirála se pohybuje po oběžné dráze. Pohybující se spirála se neotáčí, ale obíhá kruhovým pohybem. Pro dokončení komprese plynu a jeho cyklu v kompresoru je obvykle zapotřebí dvou až tří otáček spirály nebo posunutí klikového hřídele. Kde následně po stlačení mezi spirálami dochází k otevření výtlačného otvoru a odvodu stlačeného plynu do oběhu.



Obr. 19: Scroll kompresor a princip činnosti (Emerson Climate Technologies) [4]

Neobsahuje žádný volný prostor, takže nedochází k únikům. Je však velmi zásadní rozdíl v utěsnění výtlačných otvorů. Scroll může být vytvořen s kontaktními těsněními, což znamená, že spirály se navzájem dotýkají na okrajích prostoru pro plyn v kompresoru. Kromě toho neexistuje žádná přímá cesta mezi oblastí výtlačného otvoru ve středu spirál a sáním kompresoru. Výsledkem toho je velmi nízká ztráta netěsností a přenos tepla. Toto umožňuje, aby scroll fungoval efektivně při mnohem menších chladicích výkonech než šroubový kompresor (Obr. 17).

Téměř všechny vyráběné scrolly jsou hermeticky uzavřené a typická konfigurace tohoto typu kompresoru je znázorněna na Obr. 20. Tento typ kompresoru je použit pro oba měřené zkušební okruhy. Ve zkušebních okruzích oba pracují paralelně a současně spolu. Jedná se o zabezpečení okruhu proti výpadku jednoho z těchto kompresorů a případného servisu.



Obr. 20: Pohled v řezu na scroll kompresor (Emerson Climate Technologies)

Proces komprese je hladší a tišší a je zde mnohem méně pohyblivých částí stroje, což zajišťuje velkou spolehlivost. Kromě toho má scroll vynikající odolnost proti poruchovým stavům jako jsou například zaplavení kompresoru kapalinou.

Vhodný způsob regulace výkonu pomocí frekvenčního měniče s proměnnou rychlostí. Když jsou jednotlivé spirály od sebe odděleny axiálně, tak se kapacita kompresoru rovná nule. Motor pokračuje v chodu normální rychlostí, ale s velmi nízkým výkonem a zpětné proudění plynu z vysokotlaké strany je zabráněno výtlačným ventilem. [4]

Použití scroll kompresorů je pro malé a střední výkony oběhu. V případě požadavku velkých výkonů, tak jsou vhodné typy, buď šroubové nebo pístové.

U obou zkušebních okruhů v této diplomové práci jsou použité dva scroll kompresory firmy Copeland v paralelním zapojení. Další detaily k těmto oběhům jsou uvedeny dále.

6.2.2. VHODNOST KOMPRESORŮ K CHLADIVŮM

Orientační shrnutí je uvedeno v Tab. 11. Pístový typ je nejuniverzálnější, může být navržen pro všechna chladiva a mnoho modelů může být aplikováno s několika chladivy podobných tlaků. R410A pracuje při vyšších tlacích a je hlavně používáno scroll kompresorů na klimatizaci a topení. Je méně vhodný pro šroubové kompresory, z důvodu vyšších tlakových rozdílů.

Amoniak (R717), který je neslučitelný s mědí, vyžaduje otevřené kompresory, což vylučuje scrolly s hermetickými motory.

Jak lze vidět, tak hlavním kritériem ovlivňujícím vhodnost je rozsah tlaků a radiální kompresory jsou omezeny tlakovým rozdílem, který mohou generovat. To je činní nejvhodnější pro chladivo R134a a ekvivalentní HFO. [4]

Tab. 11: Vhodnost kompresorů pro jednotlivá chladiva [4]

Typ chladiva	Pístové	Šroubové	Scroll	Radiální
Střední tlak HFC a směsi (řada R407)	√	√	√	X
Vysoký tlak HFC (R410A, R32)	√	*	√	X
Nízký tlak HFC, HFO a směsi (R134a, řada R1234)	√	√	√	√
R744 Transkritické	√	X	X	X
R717	√	√	*	X

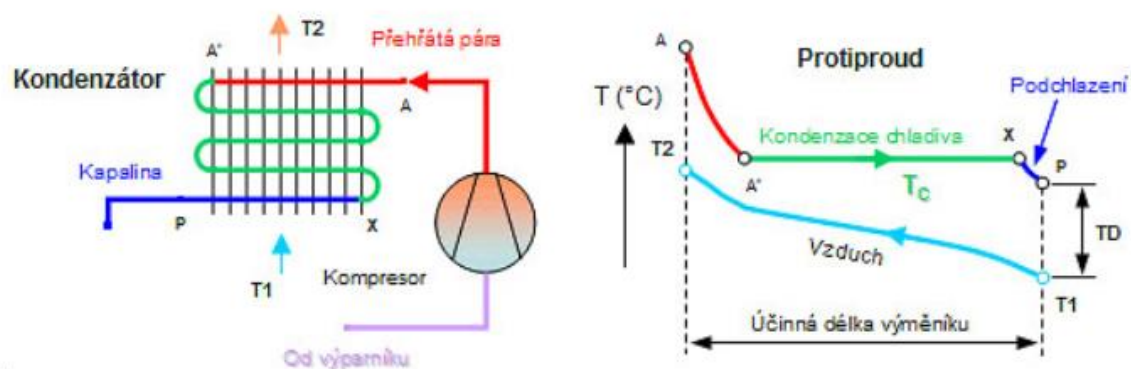
√ - Vhodné; * - méně vhodné (vysvětleno v textu výše); X – málo vhodné

6.3. KONDENZÁTOR

Účelem kondenzátoru v parním kompresním oběhu je přijmout horký, vysokotlaký plyn z kompresoru a ochladit jej tak, aby se nejprve odstranilo přehřátí a pak latentní teplo, takže chladivo kondenzuje zpět na kapalinu. Může docházet k mírnému podchlazení kapaliny. Téměř ve všech případech bude chladicím médiem vzduch nebo voda. Pro podmínky transkritického odvodu tepla u chladiva R744 se používá termín plynový chladič, protože R744 za těchto podmínek nekondenzuje.

Kondenzátory kaskádového systému zahrnují výměník tepla, který je výparníkem ve vyšším stupni a kondenzátorem v nižším stupni oběhu.[4]

Princip funkce a činnosti kondenzátoru a teplotní diagram je vidět na následujícím Obr. 21.



Obr. 21: Princip funkce kondenzátoru v oběhu [17]

6.3.1. VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDEZÁTOR

Kondenzátory větších velikostí budou mít proudění vzduchu přes povrch kondenzátoru nucenou konvekcí, tedy ventilátory.

V konvenčních kondenzátorech to má formu deskových žeber, obvykle hliníkových, mechanicky připojených na trubkách chladiva, obvykle měděných. Proud vzduchu může být svisle nahoru nebo vodorovně a konfigurace kondenzátoru z toho vyplývá (Obr. 22). Ke snížení hluku z ventilátorů kondenzátoru se dá použít více menších ventilátorů místo jednoho velkého, čímž se zároveň zvýší flexibilita v zimním období.



Obr. 22: Vzduchem chlazený kondenzátor oběhu CL20 Güntner (Axiální kondenzátor)

Potřebné velké množství proudění vzduchu, výkon potřebný k pohonu ventilátorů a vysoké hodnoty hluku při provozu, jsou hlavními faktory omezující použití vzduchem chlazených kondenzátorů. Hlavní použití tohoto typu kondenzátorů je v místech, kde není možné mít dostatečný zdroj zásob vody pro chlazení. [4]

6.3.2. VODOU CHLAZENÝ KONDEZÁTOR

Vyšší tepelná kapacita a hustota činí z vody ideální médium pro chlazení kondenzátoru a ve srovnání se vzduchem chlazeným kondenzátorem se jedná i o značně

nižší průtok chladicí látky. Konfigurace trubek v kondenzátoru mohou být rovné, s vratnými oblouky nebo hlavou nebo svinuté.

Pájené deskové výměníky tepla (Obr. 23) se používají jako kondenzátory a mohou být levnější alternativou k trubkovým. Konstrukce a vlastnosti jsou popsány v kapitole výparníky. Vzhledem k tomu, že objem chladiva je malý, může pracovat s nižší náplní.



Obr. 23: Deskový kondenzátor ve zkušebním oběhu CL80

Zásobování vodou může být omezené, a proto je dobré mít zásobník vody nebo případně vyžaduje použití chladicích věží, případně suchých chladičů. [4]

Zhodnocení obou forem kondenzačního zařízení. Jmenovitě se jedná o vzduchem chlazený, vodou chlazený, případně s chladicí věž. Některé z typických charakteristik jsou uvedeny:

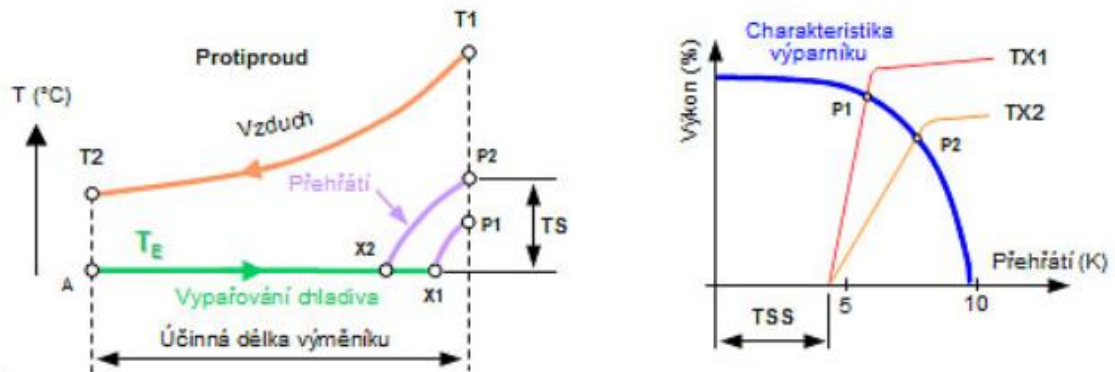
Vzduchem chlazený kondenzátor – Obvykle nejnižší náklady z těchto tří typů. Zároveň také nejnižší náklady na údržbu, protože žádná voda se nevypařuje ani necirkuluje.

Vodou chlazený kondenzátor s chladicí věží – Nižší kondenzační teplota než u vzduchem chlazených kondenzátorů. [18]

6.4. EXPANZNÍ VENTIL

Účelem expanzního ventilu je regulovat průtok chladiva z vysokotlaké kondenzační strany systému na nízkotlaký výparník. Ve většině případů je redukce tlaku dosažena otvorem s proměnným průtokem, buď pulzní (dvoupolohový) nebo krokovou metodou otevírání ventilu. [4]

Funguje jako ochrana kompresoru před vniknutím kapalného chladiva do prostoru kompresoru. Závislost velikosti přehřátí na výkonu kompresoru je vidět na Obr. 24. Z grafu je patrné, že se zvyšujícím přehřátím výkon výparníku rapidně klesá.

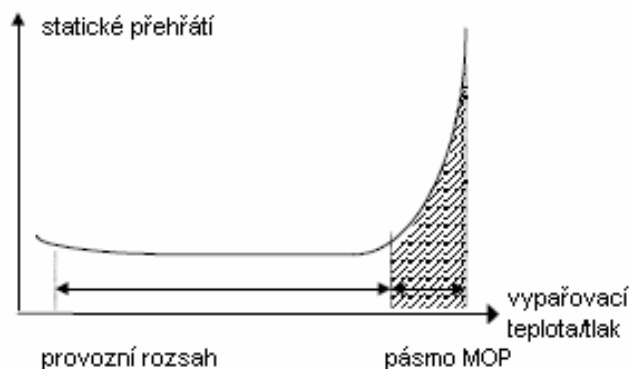


Obr. 24: Závislost přehřátí na výkon výparníku [19]

6.4.1. TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL

Plnění snímací části ventilu (tykavka, kapilára, hlava ventilu) je značně ovlivněné vnitřním naplněním snímací části. Plnění může být buď kapalinové, parní nebo adsorpční. U **parního plnění** je typické, že činnost ventilu je řízena nejnižší teplotou všech snímacích částí ventilu. Ve chvíli, kdy je chladnější než tykavka jiná část ventilu, tak dochází k nesprávné činnosti ventilu (nevhodné přehřátí, podsávání). U ventilů, které jsou naplněny parní náplní se nachází vždy MOP omezení.

MOP – Nejvyšší provozní přetlak („Maximum Operating Pressure“) je nejvyšší sací tlak kompresoru roven hodnotě, která vyhovuje danému kompresoru a tím pádem nedochází k přetížení. Ventil s touto funkcí pracuje jako regulátor sacího tlaku v pásmu MOP viz. Obr. 25.



Obr. 25: MOP funkce ventilu v okruhu

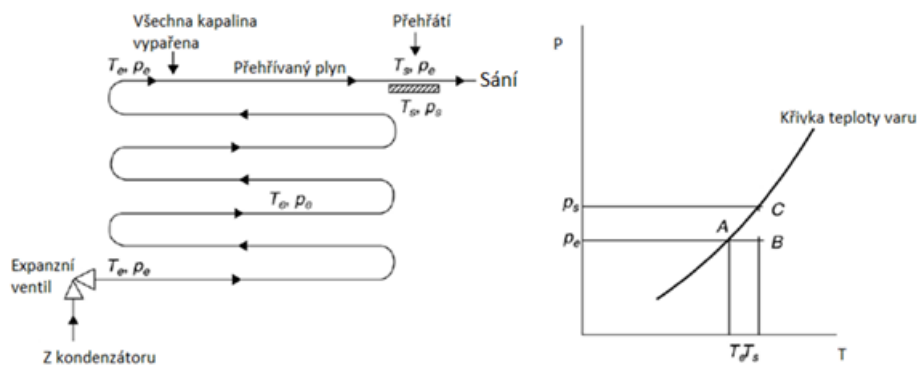
6.4.1.1. S VNITŘNÍM VYROVNÁNÍM TLAKU

Přímé expanzní okruhy musí být navrženy a instalovány tak, že se kapalné chladivo vrátí do kompresoru. Pro zajištění tohoto stavu se teplosměnný povrch ve výparníku používá k ohřevu suchého nasyceného plynu tak, aby se stal přehřátým. Velikost přehřátí se obvykle pohybuje kolem 5 K.

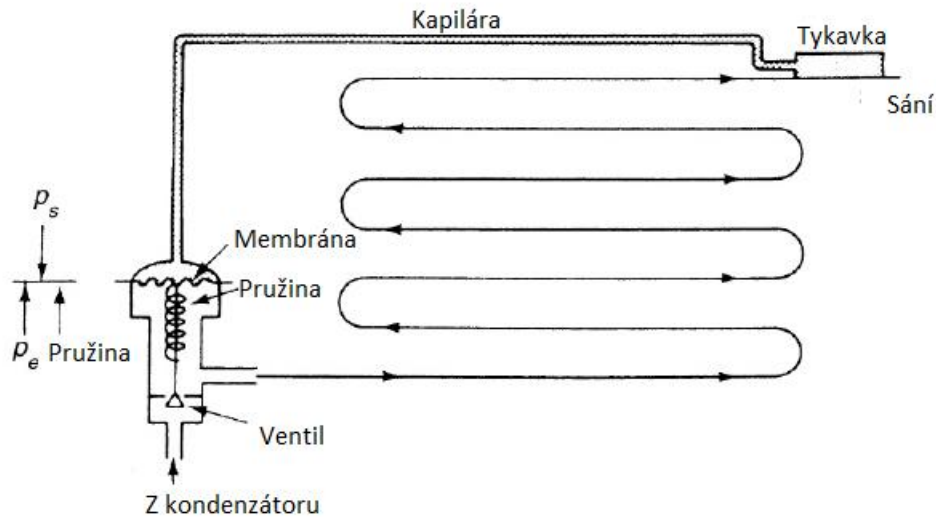
Termostatické expanzní ventily (TEV) pro takové okruhy představují mechanismus, který detekuje přehřátí plynu opouštějícího výparník (Obr. 26). Chladivo se dostává do oblasti varu ve výparníku při teplotě T_e a tlaku p_e , dokud se veškeré chladivo nepřemění na páru bod A, a pak se přehřeje do stavu T_s , p_e , při kterém přechází do sacího potrubí kompresoru bod B. Oddělená nádoba stejného chladiva při teplotě T_s by měla tlak p_s a rozdíl $p_s - p_e$ zobrazený body C–B na Obr. 26 je signál přímo související s množstvím přehřátí.

Základní termostatický expanzní ventil má detektor a silový prvek, který je naplněn stejným chladivem jako v okruhu. Tlak p_s vytvořený v tykavce přehřátým plynem se vyrovnává kapilárou k horní části membrány. Nastavitelná pružina zajišťuje vyrovnání tlaků p_s a p_e na membráně.

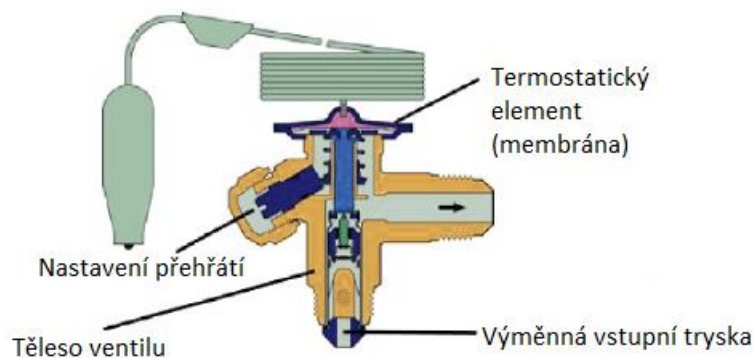
V případě úplného snížení přehřátí z jakéhokoliv důvodu hrozí nebezpečí, že kapalina se dostane do kompresoru. T_s se sníží s odpovídajícím poklesem p_s . Síla na membráně je nyní nevyvážená a pružina začne uzavírat ventil. Naopak, pokud se zatížení výparníku zvýší, chladivo se odpaří dříve ve výparníku a tím dochází ke zvýšení přehřátí. Pak se zvýší p_s a otevře se více ventil, aby vyhovoval „požadavku“ tykavky k aktuálnímu stavu na výstupu z výparníku. [4]



Obr. 26: Sensor přehřátí v přímém expanzním okruhu [4]



(a)



(b)

Obr. 27: Termostatický expanzní ventil, a) v okruhu, b) v řezu [4]

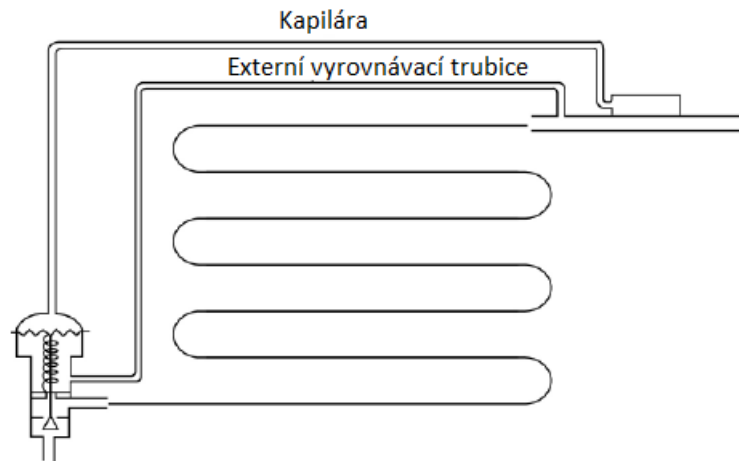
Sklon křivky T-p není konstantní, takže stálý tlak pružiny bude mít za následek vyšší přehřátí při vyšším rozsahu pracovních teplot. [4]

6.4.1.2. S VNĚJŠÍM VYROVNÁNÍM TLAKU

Jednoduchý termostatický ventil se opírá o tlak pod membránou, který je přibližně stejný jako tlak na výstupu z výparníku a malé poklesy tlaku výparníku mohou být přizpůsobeny nastavením pružiny.

Tam, kde je výparníková spirála rozdělena na několik paralelních výstupů, je použito rozdělovací zařízení s malou tlakovou ztrátou pro zajištění stejného průtoku každou částí výparníku. Časté jsou poklesy tlaku 1–2 bar. Bude mnohem větší konečný rozdíl mezi tlakem pod membránou a tlakem na vstupu do výparníku. K nápravě tohoto stavu je ventil upraven tak, aby došlo k vyrovnání tlaku ve ventilu na tlak na výstupu z výparníku. Externí

vyrovnání tlaku je umístěno v blízkosti tykavky. Většina termostatických expanzních ventilů umožňuje připojení externího vyrovnáče tlaku. (viz. Obr. 28)



Obr. 28: Termostatický expanzní ventil s externím vyrovnáním tlaku [4]

Ventily v malých systémech se mohou vyskytovat jako typ s plným otevřením nebo plným zavřením ventilu (pulzní). Nadměrné cyklování může u termostatického ventilu znamenat, že povrch výparníku má nepravidelný přívod chladiva. Pokud je cyklování způsobeno časovým zpožděním mezi změnou polohy ventilu a účinkem na výstupu z výparníku, řešením může být zvětšení náplně tykavky, což zvýší tlumení. Předimenzované ventily a nesprávná poloha tykavky může vést k cyklování. Tykavka by měla být umístěna vždy ve vodorovném výstupu z výparníku a co nejbližší výparníku a také nesmí být umístěna na spodní polovině potrubí. Ideální umístění je považováno v rozmezí polohy hodinových ručiček, za deset minut dvě nebo za pět minut jedna. [4]

6.4.2. ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL

Elektronický expanzní ventil nabízí jemnější stupeň řízení a ochranu systému. Výhody lze shrnout takto:

- Přesné řízení průtoku v širokém rozsahu kapacit oběhu
- Rychlá reakce na změny zatížení v okruhu
- Lepší řízení při nízkém přehřátí, takže je zapotřebí méně povrchu výparníku pro přehřátí. Větší povrch pro vypařování má za následek vyšší teplotu vypařování a vyšší účinnost.
- Elektrické propojení mezi komponenty nabízí větší flexibilitu v uspořádání systému, což je důležité pro kompaktnost systému.

- Ventil se může zavřít, když se systém vypne, což vylučuje potřebu dodatečného uzavíracího elektromagnetického ventilu.

Typy používaných elektronických expanzních ventilů zahrnují kontinuální typ průtoku, ve kterém je velikost otvoru měněna krokovým motorem nebo pulzním typem (PWM). V každém případě je ve spojení s ventilem použit regulátor. Regulátor je přednastaven pro typ chladiva a ventilu a přijímá informace ze senzorů, například tlaku a teploty na výstupu z výparníku. To umožňuje určit přehřátí. Výstupní signál ventilu spustí nastavení clony ve ventilu. V případě ventilu PWM se jedná o vztah mezi otevíráním a zavíráním, který určuje kapacitu ventilu.

V každém případě lze nastavit ventil tak, aby zůstal uzavřen v případě ztráty výkonu. Při částečné zátěži nebo plovoucím kondenzačním tlaku, ke kterému dochází při nízké okolní teplotě, klesá kondenzační tlak. Při těchto nestálých podmínkách mají termostatické expanzní ventily tendenci cyklovat, ale systémy s elektronickými komponenty pracují při částečném zatížení přesně stejným a stabilním způsobem jako při plném zatížení.

Ventil s průběžným průtokem chladiva je znázorněn na Obr. 29. Forma šoupátkového ventilu poskytuje vysoce lineární charakteristiku výkonu mezi 10 až 100 %. Možné použití zahrnuje: expanzní ventil pro regulaci přehřátí, regulaci sacího tlaku pro regulaci výkonu, vstřikování kapaliny do kompresoru pro odstranění přehřátí, regulaci kondenzačního tlaku a obtok horkých par pro kompenzaci nadbytečné kapacity kompresoru a pro zajištění, že tlak vypařování neklesne pod nastavenou hodnotu. [4]



Obr. 29: Elektronický expanzní ventil, a) Pohled zepředu, b) posuvná clona (Emerson Climate Technologies) [4]

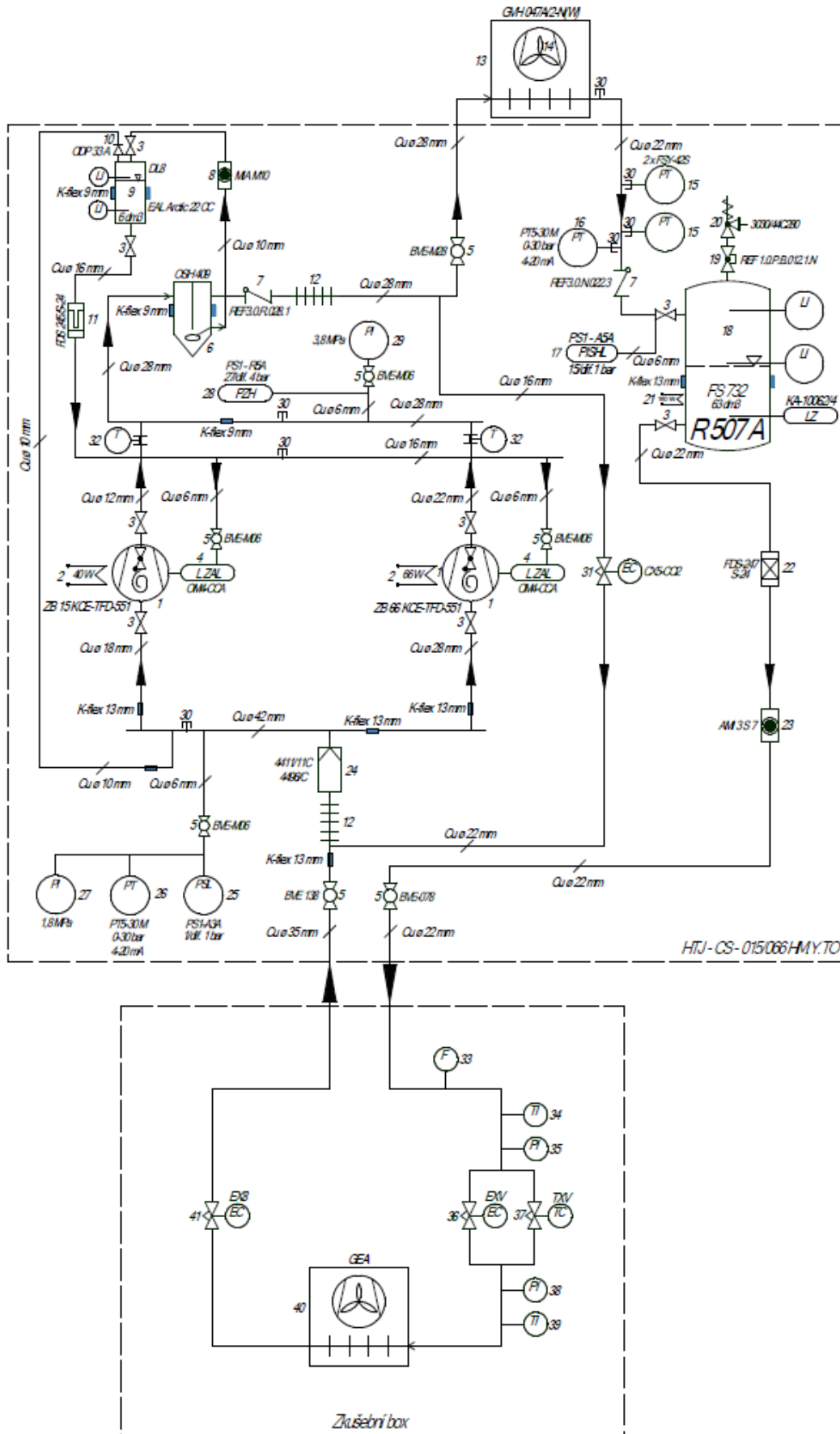
7. MĚŘENÉ VENTILY V OBĚHU

Proběhlo měření termostatických expanzních ventilů a elektronických expanzních ventilů na zkušebních okruzích zadavatele diplomové práce. Jedná se o dva různé

koncipované oběhy s různými výkony, které budou uvedeny dále v následujících kapitolách a podkapitolách.

7.1. OBĚH CL 20

První zkušební okruhem, na kterém proběhlo měření, je oběh s označením CL20. CL 20 je oběh, který se pohybuje v rozsahu výkonu kolem 20 kW. Jeho schéma a uspořádání součástí je zobrazeno na Obr. 30. Jedná se o oběh s chladivem R507, které v současné době už není příliš vhodné z důvodu postupného snižování GWP u chladiv a jejich náhrada ekologičtějšími chladivy s nižší hodnotou GWP. Možnosti náhrady tohoto chladiva jsou rozebrány a uvedeny v kapitole Chladiva a pro přepočítání vlastností ventilu v naměřeném okruhu lze použít navržený software. Shodné vlastností s chladivem R507 má i chladivo R404a. Proto se dost často lze setkat s označením R507/R404A. Schéma oběhu s legendou pro oběh CL20 je součástí Přílohy 7 a 8 této práce.



Obr. 30: Zkušební oběh CL20 s chladivem R507 [20]

Jedná se o oběh se dvěma paralelně zapojenými scroll kompresory značky Copeland.

Dále se v oběhu nachází kondenzátor značky Günter s označením GVH047A/2-N(W) (Obr. 22). Regulace kondenzátoru nám zaručí stálý kondenzační tlak s rozmezím přesnosti cca 1 bar.

Zkušební okruh má i obtok horkých par, který je řízen elektronicky řízeným expanzním ventilem k možnosti regulace výkonu a případné maření nadbytečného množství chladiva z kompresorů mimo kondenzátor, expanzní ventil a výparník, zpátky do kompresoru. Tento způsob regulace může být použit i pro dosažení přesných a stálých podmínek v oběhu a také při nabíhání systému, pro správný rozběh kompresorů.

Oběh je z větší části venku (na schématu na Obr. 30 je oddělen čárkovanou čarou), kompresor s odlučovači oleje, chladiva a dalších měřících senzorů je uzavřený ve venkovní boxu bez přístupu vnějšího prostředí. Vnitřní box (Obr. 31) obsahuje vzduchový výparník zobrazený na Obr. 12, který má v sobě uložené topné tyče pro regulaci tepla ve výparníku. Současně se v chlazeném boxu také nachází paralelní větve pro připojení expanzních ventilů pro potřeby jejich testování, jak lze vidět na Obr. 32. Regulace oběhu probíhala nastavením kondenzačního tlaku na hodnoty od 14 bara až do 24 bara a s tím souvisejícím vypařovacím tlakem. Proměření zkušebního okruhu proběhlo pro termostatický expanzní ventil s vnějším vyrovnáním tlaku a pro elektronický expanzní ventil a následné výsledky výkonů byly vypočteny v navrženém softwaru a výsledky byly porovnány s tabulkovými hodnotami uvedenými v katalogích firmy zadavatele diplomové práce. Verze expanzních ventilů budou popsány v následující kapitole.



Obr. 31: Vnitřní box okruhu CL20



Obr. 32: Paralelní větve pro zapojení expanzních ventilů do zkušební okruhu CL20

7.1.1. TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU

Měřeným termostatickým ventilem v oběhu CL 20 je ventil firmy Emerson s označením TISE-SW (12 mm) na Obr. 33. Kde,

TI = Označení typové řady ventilu

S = Typ připojení – pájecí, měděná ODF hrdla (výstup / vyrovnání)

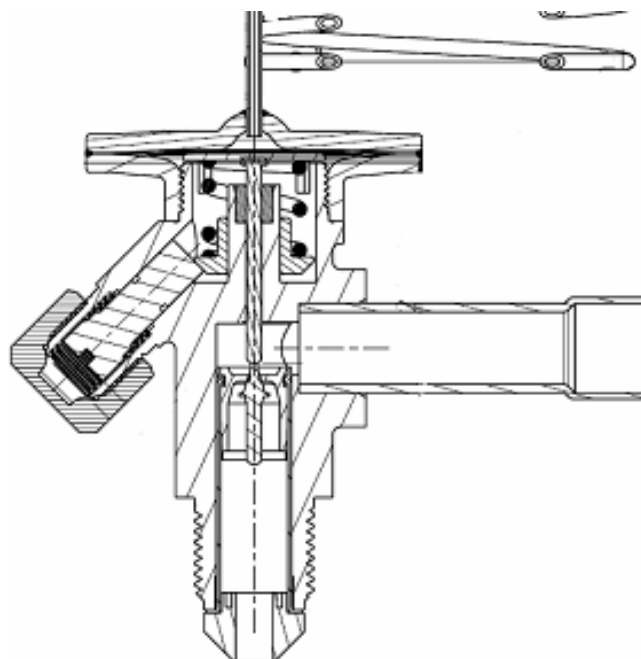
E = Vyrovnání tlaku – Vnější vyrovnání

S = chladivo – R404A/R507

W = náplň tykavky – kapalinou bez funkce MOP



Obr. 33: Termostatický expanzní ventil TISE SW (12 mm) ve zkušebním okruhu CL20 [20]



Obr. 34: Řez ventilu TISE ve zkušebním okruhu CL20 [20]

Termostatické expanzní ventily TI s výměnnými tryskami jsou vhodné do menších chladicích zařízení pro nástřik chladiva do výparníku. Mohou se používat například v chladicím nábytku, malých skladech, výrobnících ledu, v přepravním chlazení i v klimatizaci. Jsou vhodné pro velmi široké rozsahy vypařovacích teplot a výkonů pro přesnou regulaci.

V tomto typu je možnost až 8 výměnných trysek v rozsahu výkonů od 0,4 až 14,2 kW s chladivem R404A/R507. Nejvyšší provozní přetlak je 4,5 MPa a může být díky tomu použit pro vysokotlaká chladiva. V našem případě se jedná o typ s vnějším vyrovnáním tlaku. Má nastavitelné statické přehřátí pomocí šroubu. [20]

7.1.1.1. NAMĚŘENÉ HODNOTY S VENTILEM TISE

Měření proběhlo pro rozmezí kondenzačních tlaků od 14 bar do 24 bar. Tabulka byla rozdělena podle kondenzačních teplot, které jsou závislé na kondenzačním tlaku pro chladivo R507 zkušebního okruhu zadavatele této práce. Toto měření a jeho výsledky jsou vyhodnoceny v navrženém softwaru a zhodnoceny na následujících tabulkách. Následně po vyhodnocení naměřených výsledků byla porovnána s hodnotami uvedenými v katalogu výrobce ventilů firmy Emerson.

Selection Table for Orifice Assembly With Strainer for Inlet Connection

Type	Nominal Capacity* (kW)							
	TIO-00X	TIO-000	TIO-001	TIO-002	TIO-003	TIO-004	TIO-005	TIO-006
Part No.	800 532	800 533	800 534	800 535	800 536	800 537	800 538	800 539
R134a	0.3	0.8	1.9	3.1	5.0	8.3	10.1	11.7
R22	0.5	1.3	3.2	5.3	8.5	13.9	16.9	19.5
R404A / R507	0.4	1.0	2.3	3.9	6.2	10.1	12.3	14.2
R407C	0.5	1.4	3.5	5.7	9.2	15.0	18.3	21.1
R410A	0.6	1.5	3.7	6.2	9.9	16.2	19.7	22.8
R407A	0.5	1.3	3.2	5.2	8.4	13.7	16.6	19.2
R407F	0.6	1.5	3.6	5.9	9.5	15.5	18.9	21.8
R448A	0.5	1.3	3.19	5.28	8.48	13.86	16.85	19.44
R449A	0.49	1.27	3.12	5.16	8.28	13.54	16.46	19
R450A	0.2	0.55	1.3	2.11	3.41	5.66	6.89	7.98
R513A	0.21	0.56	1.33	2.16	3.49	5.79	7.05	8.17

TI Valve Bodies Without Orifice and Nut

Refrigerant	Outlet/Equalizer Connection	Type	Part No.	Type	Part No.	MOP (°C)	Evaporating Temperature Range (°C)
		External Equalizer		Internal Equalizer			
R404A / R507	Brazeing Stainless Steel Fittings *	TISE-SW (12mm)	802465			-	-45 ... +20
		TISE-SW (1/2")	802466			-	-45 ... +20
	Brazeing Copper Fittings **	TISE-SW (12mm)	802462	TISE-SW (12mm)	802461	0	-45 ... +20
		TISE-SW (1/2")	802464	TISE-SW (1/2")	802463	-	-45 ... +20
		TISE-SAD10 (1/2")	802479	TISE-SAD10 (1/2")	802478	+10	-45 ... 0
		TISE-SW75 (12mm)	802471			0	-45 ... -3
		TISE-SW75 (1/2")	802472			0	-45 ... -3
		TISE-SAD-20 (12mm)	802474			-20	-45 ... -27
		TISE-SAD-20 (1/2")	802475			-20	-45 ... -27

Obr. 35: Tabulky o ventilu TISE z katalogu (vybraný ventil je zvýrazněn žlutou barvou) [20]

Data a kompletní katalog pro ventil TISE je přiložen v Příloze 1 této diplomové práce.

Naměřené hodnoty byly v navrženém softwaru rozděleny podle kondenzační teploty v rozsahu 2 bar, jedná se o stejný rozsah jako v Tab. 12. Vhodnější zápis hodnot pomocí kondenzačních tlaků je dle mého názoru lepší variantou, z důvodu toho, že v p-h diagramu jednotlivých chladiv u chladiv R4xx dochází k teplotnímu skluzu, což může způsobit značné změny kondenzační teploty vůči kondenzačnímu tlaku, který je stálý.

Vyhodnocení měření probíhalo sloučením hodnot teploty pro každý stupeň. Pro každý stupeň uvedený v tabulkách níže jsou sdruženy teploty v rozsahu půl stupně nahoru a dolů. Konkrétně na příkladu: výkony vypočtené pro jeden teplotní stupeň vypařovací teploty jsou v rozsahu $\pm 0,5$ °C (u teploty -5 °C je započteno rozmezí -4,6 °C až -5,5 °C). Vypočtená hodnota výkonu, která je uvedena v tabulkách je vypočtena statistickými metodami (modus/aritmetický průměr) pro dané teploty.

Naměřené hodnoty na tomto okruhu jsou přepočteny na podchlazení chladiva 1 K a přehřátí 3,3 K.

Software pro výpočet tohoto oběhu je přiložen jako Příloha 2 této práce.

Výkon výparníku je vypočten z daného vzorce:

$$Q_o = \dot{m} * (h_1 - h_4)$$

Kde, Q_o = výkon výparníku [kW]

\dot{m} = průtok chladiva měřený před expanzním ventilem [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

h_4 = entalpie páry chladiva při přehřátí 3,3 K [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

h_1 = entalpie kapalného chladiva s podchlazením 1 K [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Dále je v Příloze 2 v softwaru počítána průběžně v průběhu měření úroveň přehřátí pro dané chladivo. Který je vyjádřen vzorcem:

$$\text{přehřátí} = T_3 \text{ after EV} - T_S \text{ par}$$

Kde, $T_S \text{ par}$ = teplota pro dané chladivo na mezi sytosti [°C]

$T_3 \text{ after EV}$ = teplota na výstupu z výparníku [°C]

Následující tabulky jsou z dat z Přílohy 3.

7.1.1.2. VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT S VENTILEM TISE

V rámci softwaru došlo k vyhodnocení dat naměřených a vypočtených na okruhu CL20 pro ventil TISE a tyto hodnoty lze nalézt v Příloze 2, následně pro dané rozdělení i v Příloze 3. Zde došlo k porovnání dat s katalogovými hodnotami. Konkrétně se jedná o trysku TIO-005 TISE ventilu.

Tab. 12: TISE ventil katalogové hodnoty [20]

kondenzační	R507		výkon	kW	ventilu	typ	TI..-H....
teplota			vypařovací	teplota	°C		
°C	0	-5	-10	-15	-20	-25	tryska
50	11,40	11,39	11,30	9,79	8,38	7,12	TIO-005
40	11,76	11,95	12,04	10,57	9,17	7,88	TIO-005
35	11,50	11,82	12,02	10,63	9,28	8,03	TIO-005
30	10,97	11,44	11,76	10,50	9,24	8,04	TIO-005

Tab. 13: TISE ventil naměřené (zeleně) a katalogové hodnoty

kondenzační	R507		výkon	kW		ventilu	typ	TI..-H....
teplota			vypařovací	teplota		°C		
°C	-5	-10		-15	-20		-25	tryska
50	11,39	11,30	9,58	9,79	8,38		7,12	TIO-005
40	11,95	11,80	12,04	10,57	9,17	9,29	7,88	TIO-005
35	11,82	12,02		10,63	9,28	8,90	8,03	TIO-005
30	11,44	11,76		10,50	9,24	9,22	8,04	TIO-005

Naměřené hodnoty výkonů shodují s odchylkou do cca 5%, která může být způsobena nepřesností měření zejména nemožností udržet stálý kondenzační tlak (a kondenzační teplotu) v kondenzátoru z důvodu konstrukce a regulace toho typu kondenzátoru. Výraznější odchylka od katalogové hodnoty u hodnoty pro 50°C kondenzační teploty může být způsobena najížděním oběhu v této části tlaku a jejího vlivu na vyhodnocení.

7.1.2. ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU

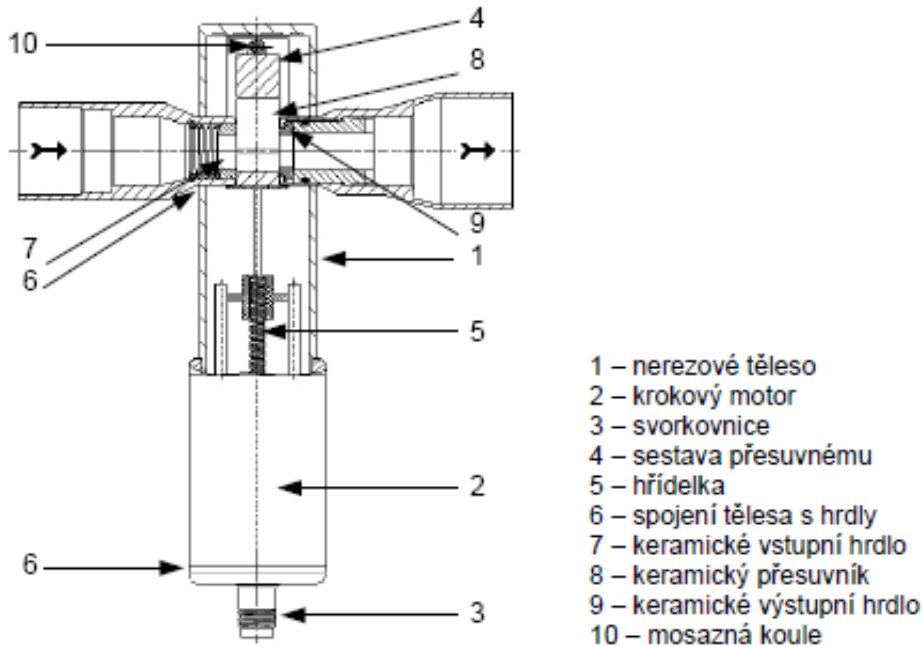
Měřeným elektronickým expanzním ventilem je ventil firmy Emerson CX5-CO2 (Obr. 36). Ventil s označením CX5 je shodný s ventil EX5 stejné firmy. Jediným rozdílem je u ventilu označeného CX5 velikost maximálního pracovního tlaku, který je o hodnotě 120 bar, zatímco u ventilu EX5 ventil pracuje při maximálním tlaku 60 bar. Důvodem tohoto navýšení je použití v obězích s CO₂, který pracuje se značně vyššími tlaky než ostatní běžně používaná chladiva (HCFC. HFC...). Co se týká rozdílu MOPD u obou těchto typů ventilů, tak u ventilu CX5 má hodnotu 70 bar. U ventilu EX5 je MOPD 40 bar.

Oba tyto typy mají bipolární krokový motor s možností plného kroku, polovičního kroku a mikrokroku, který pomáhá k lepší regulaci ventilu a zároveň lepšímu dávkování chladiva do výparníku. U CX5 i EX5 je čas potřebný k úplnému zavření, případně otevření udáván na hodnotě 1,5 sekundy. U obou typů ventilu se obejdeme bez zavíracího solenoidového ventilu, protože oba dva typy ventilů jsou plně uzavřené, při vypnutém okruhu a nedochází zde k téměř žádným únikům chladiva (≤ 3 g za rok). [20]

Tento typ ventilu se dá použít jako expanzní ventil, obtok horkého plynu, škrťací ventil na sání kompresoru atd. Jedná se o plně hermetický design. Vhodný pro použití i pro subkritické CO₂ oběhy. Dá se použít jako obousměrný expanzní ventil a je plně uzavírací v obou směrech. Jedná se o kontinuální modulaci průtoku chladiva skrz ventil a díky tomu nedochází k cyklování a ke kapalnému rázu v chladicím okruhu. Ve ventilu se nenachází žádná převodovka, díky čemuž má vysoce spolehlivou činnost. Celý ventil je proveden z korozivzdorného nerezového těla. [20]



Obr. 36: Elektronický expanzní ventil v oběhu CL20



Obr. 37: Řez elektronickým expanzním ventilem [20]

7.1.2.1. NAMĚŘENÉ HODNOTY S VENTILEM CX5

Měření proběhlo pro rozmezí kondenzačních tlaků od 14 bar do 24 bar. Tabulka byla rozdělena podle kondenzačních teplot, které jsou závislé na kondenzačním tlaku pro chladivo R507 zkušebního okruhu zadavatele této práce. Toto měření a jeho výsledky jsou vyhodnoceny v navrženém softwaru a zhodnoceny na následujících tabulkách. Následně po vyhodnocení naměřených výsledků byla porovnána s hodnotami uvedenými v katalogu výrobce ventilů firmy Emerson.

Selection Chart (Capacities see following pages)

Type	Part No.	Flow Pattern	Capacity Range	Inlet Connection	Outlet Connection	Electrical Connection
EX4-I21	800 615	Uni-flow		3/8" ODF	3/8" ODF	
EX4-M21	800 616			10mm ODF	16mm ODF	
EX5-U21	800 618			3/8" (16mm) ODF	3/8" (22mm) ODF	
EX6-I21	800 620			3/8" ODF	1-1/8" ODF	
EX6-M21	800 621			22mm ODF	28 mm ODF	
EX7-I21	800 624			1-1/8" ODF	1-3/8" ODF	
EX7-M21	800 625			28mm ODF	35mm ODF	

Obr. 38: Tabulky o ventilu EX5-U21 z katalogu pro plné otevření ventilu (vybraný ventil je zvýrazněný žlutou barvou) [20]

Data a kompletní katalog pro ventil CX5 je přiložen v Příloze 4 této diplomové práce.

Je zde možnost vhodnějšího zápisu hodnot pomocí kondenzačních tlaků, z důvodu toho, že v p-h diagramu jednotlivých chladiv u chladiv R4xx dochází k teplotnímu skluzu, což může způsobit značné změny kondenzační teploty vůči kondenzačnímu tlaku, který je stálý.

Naměřené hodnoty jsou rozděleny podle kondenzačních tlaků v rozsahu 2 bar, tento rozsah odpovídá při střední hodnotě rozdílu těchto tlaků kondenzačním teplotám zobrazeném v Tab. 14 a výsledky tohoto měření jsou zobrazeny v tabulkách dále. Metodika vyhodnocení je stejná jako u termostatického expanzního ventilu. Vyhodnocení měření probíhalo sloučením hodnot teploty pro každý stupeň.. Vypočtená hodnota výkonu, která je uvedena, je vypočtena statistickými metodami (modus/aritmetický průměr) pro dané teploty.

Naměřené hodnoty na tomto okruhu jsou přepočteny na podchlazení chladiva 1 K a přehřátí 3,3 K.

Software s výpočtem je přiložen jako Příloha 5.

Výkon výparníku je vypočten z daného vzorce:

$$Q_o = \dot{m} * (h_1 - h_4)$$

Kde, Q_o = výkon výparníku [kW]

\dot{m} = průtok chladiva měřený před expanzním ventilem [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

h_4 = entalpie páry chladiva při přehřátí 3,3 K [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

h_1 = entalpie kapalného chladiva s podchlazením 1 K [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Dále je v Příloze 5 počítána průběžně v průběhu měření úroveň přehřátí pro dané chladivo. Který je vyjádřen vzorcem:

$$\text{přehřátí} = T_3 \text{ after EV} - TS \text{ par}$$

Kde, $TS \text{ par}$ = teplota pro dané chladivo na mezi sytosti [$^{\circ}\text{C}$]

$T_3 \text{ after EV}$ = teplota na výstupu z výparníku [$^{\circ}\text{C}$]

Následující tabulky jsou z dat z Přílohy 6.

V Příloze 4 je vypočten i rozdíl výkonu výparníku pro hodnotu s přehřátím 3,3 K a podchlazením 1 K v porovnáním s aktuálním výkonem výparníku v měřeném oběhu bez stálého přehřátí a podchlazení. Rozsah rozdílů těchto výkonů se pohybuje od 0,73 kW do 2,52 kW.

7.1.2.2. VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT S VENTILEM CX5

Data jsou vyhodnocena v rámci softwaru v Příloze 5, který je zároveň použitelný i pro jiný typ chladiva a jeho výpočet. A dále v Příloze 6 je vyhodnoceno měření s ventilem CX5. Pro zvolené otevření ventilu 50%, které je způsobeno snahou zabránit vniknutí kapalného chladiva do výparníku, vychází hodnoty výkonů vypočtené, jak je ukázáno v Tab. 15.

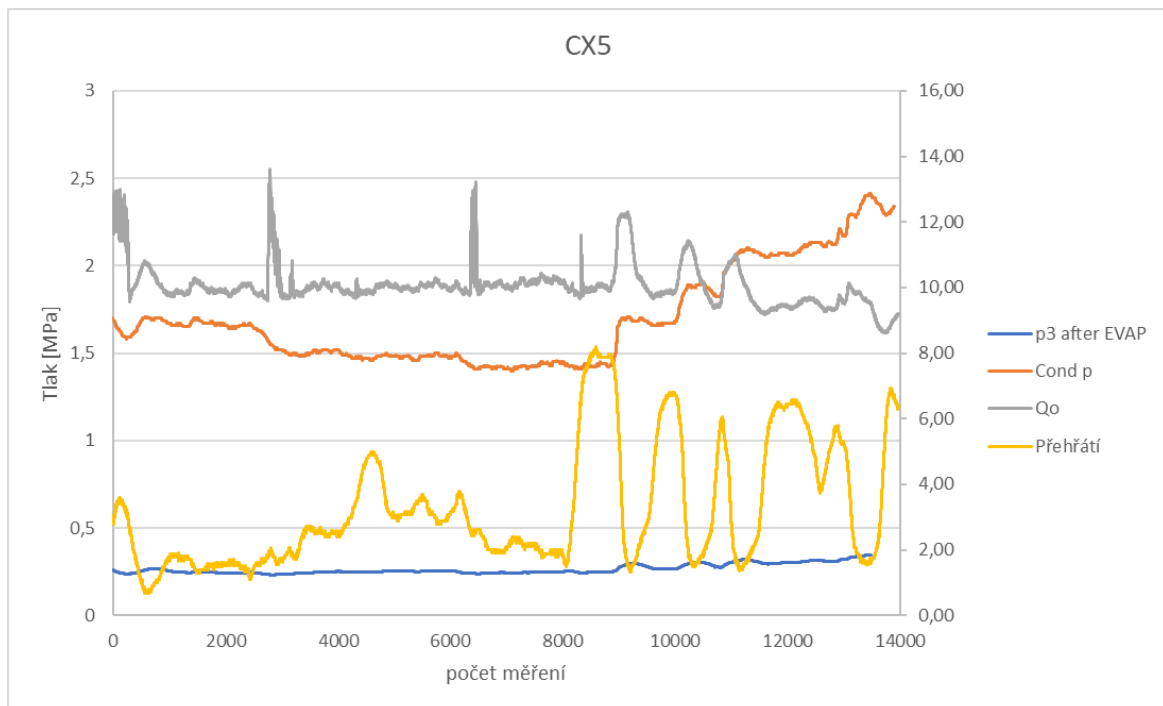
Tab. 14: CX5 ventil katalogové hodnoty

Cond Temperature °C	R404A/R507		EX5	Extended capacity (kW)				Evap temp. °C	
	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
50	16	16	15,5	15	15	14,5	14	13,5	
45	16,5	16,5	16,5	16	16	15,5	15	14,5	
40	17	17	17	17	16,5	16	16	15,5	
35	17	17	17	17	17	16,5	16,5	16	
30	17	17	17	17	17	17	16,5	16,5	

Tab. 15: Naměřené a katalogové hodnoty CX5 ventilu

Cond Temperature °C	R404A/R507		EX5	Extended capacity (kW)			Evap temp. °C	
	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
50	16	16	10,2	15,5	15			15
45	16,5	16,5	10,9	16,5	16			16
40	17	17		17	11,4	17		16,5
35	17	17		17	12,6	17	13	17
30	17	17		17	12,3	17	12,8	17

V průběhu měření došlo ke značnému kmitání u přehřátí u ventilu CX5 a s tím i způsobené přestřikování chladiva do výparníku, čímž se značně zvětšilo přehřátí a s tím i související výkon výparníku a zároveň daného ventilu. Odchytky jsou způsobeny nesprávným chováním ventilu pro tento způsob měření.



Při změně kondenzačního tlaku dochází ke značnému cyklování ventilu z důvodu přestřiku chladiva do výparníku a s tím spojené snížení výkonu výparníku.

7.1.3. TECHNICKO EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ OBOU TYPŮ VENTILŮ

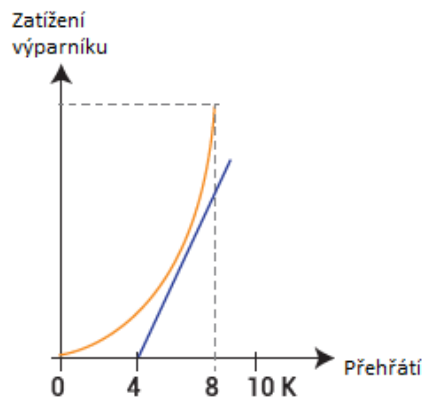
V této kapitole budou shrnuty výhody a nevýhody obou typů ventilů a jejich ekonomická výhodnost s ohledem na technické vlastnosti.

7.1.3.1. TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL TISE

Je závislý na nastavené hodnotě přehřátí (oranžová křivka) na Obr. 39. V závislosti na zatížení výparníku není rozdíl mezi stabilním přehřátím a skutečným stejný. Pro vysoké a zatížení jsou výkony kompresoru nižší. [21]

Tab. 16: Výhody a nevýhody TEV obecně [21]

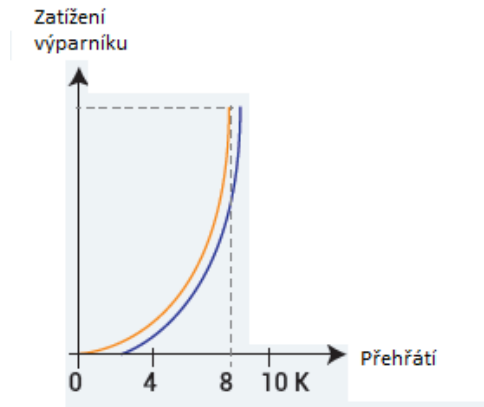
Výhody	Nevýhody
Nízké investiční náklady	Nepřesná regulace
Dobrá spolehlivost	Omezená přesnost pro měření přehřátí
Jednoduché nastavení	Vyšší požadavek práce kompresoru při nízkém kondenzačním tlaku
Nižší náklady na údržbu	Komplikovaná adaptace na jiné chladivo, musí být nastaven regulátor znovu



Obr. 39: TEV chování v závislosti na nastaveném přehřátí [21]

7.1.3.2. ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL CX5

V závislosti na chladivu regulátor vypočítává přehřátí pro otevírání a zavírání expanzního ventilu. V závislosti na zatížení výparníku je rozdíl mezi stabilním a skutečným přehřátím pravidelný (Obr. 40). Bez ohledu na zatížení výparníku je výkon kompresoru v podstatě totožný. [21]



Obr. 40: EEV chování v závislosti na nastaveném přehřátí [21]

Tab. 17: Výhody a nevýhody EEV obecně [21]

Výhody	Nevýhody
Spolehlivý provoz	Vyšší cena oproti TEV
Pracuje dobře při nízkých kondenzačních tlacích	
Zlepšuje výkon kompresoru	
Vzhledem k elektronickému řízení může být připojen k centrálnímu řízení oběhu a může idealizovat provoz celého systému	
Optimalizuje přehřátí výparníku	
Flexibilní při změně chladiv	

7.1.3.3. EKONOMICKÉ ZHDNOCENÍ OBOU TYPŮ

Na následujícím grafu lze vidět ověření finanční výhodnosti TEV oproti EEV. Ceny uvedené jsou maximální velkoobchodní ceny pro snazší porovnání.

Tab. 18: Cenové zhodnocení ventilu TISE [20]

Typ ventilu	Cena
TISE	70,4 €
Solenoidový ventil – 200 RB6 T4	74,4 €
Cívka k solenoidu – ESC230VAC	27,2 €
Součet	172 €

Použití solenoidového ventilu v chladicím oběhu je nutné z důvodu toho, že termostatický expanzní ventil sám o sobě není schopen plného uzavření trysky, takže dochází k průniku chladiva přes trysku dál do oběhu. Což by mohlo způsobit značné problémy pro funkci kompresoru a jeho případné zničení kapalnou složkou chladiva.



Obr. 41: Solenoidový ventil 200 RB6 T4 s cívkou [20]
Tab. 19: Cenové zhodnocení EX5

Typ ventilu	Cena
EX5-U21	230 €

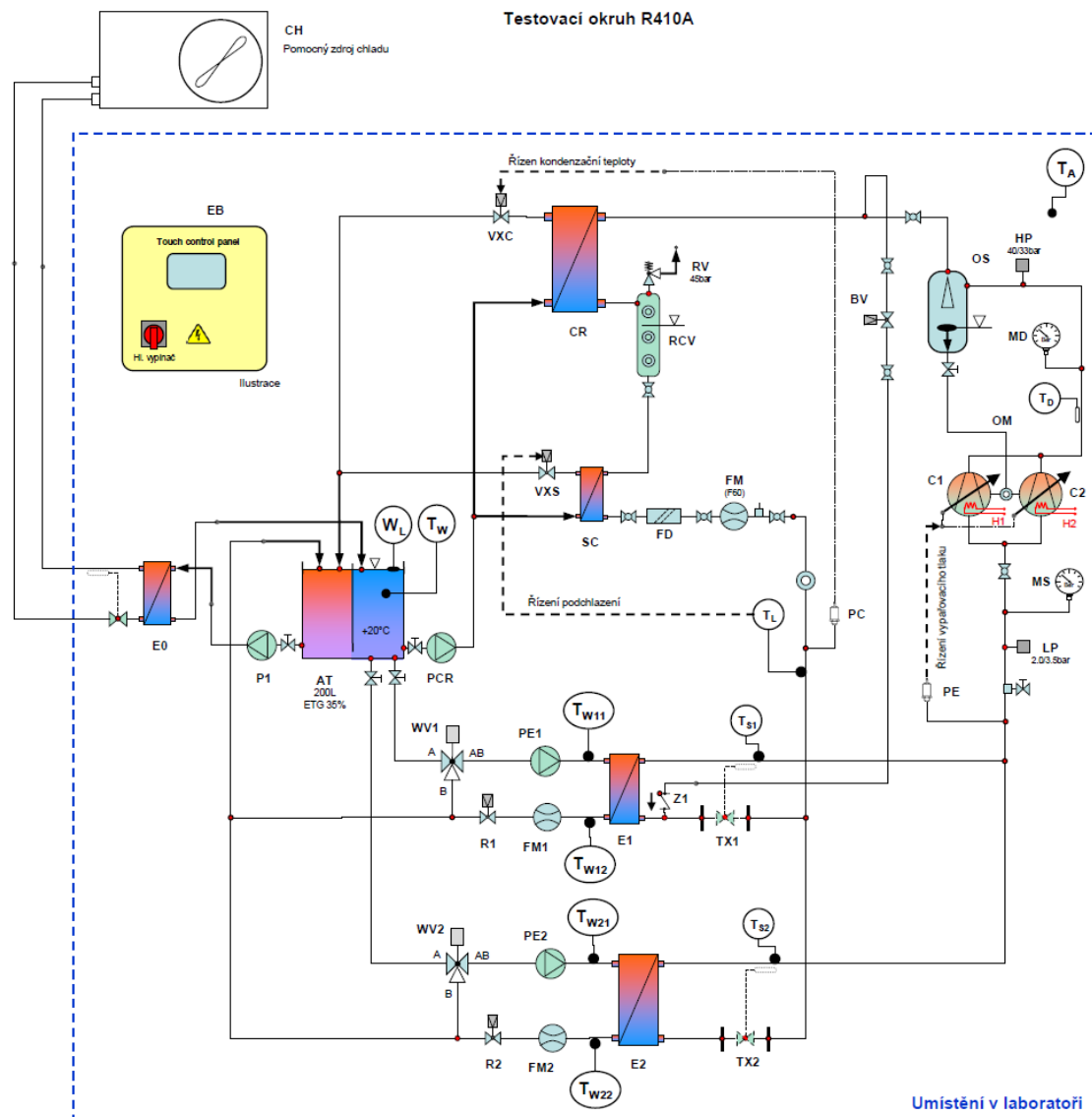
Pro lepší porovnání a kvantifikaci výsledků byl zvolen ventil EX5-U21 místo CX5 z důvodu vyšší ceny, použitím v obězích s CO₂. V našem případě to není porovnávaný typ chladiva a kapacita ventilu se nemění, pouze jeho odolnost vůči pracovnímu tlaku v oběhu.

Z tohoto porovnání vyplývá, že zmíněná ekonomická výhodnost, při započtení nutnosti použití solenoidového ventilu je v zásadě pravdivá s ohledem na provozní výhody v oběhu a schopnost lepší regulace okruhu pomocí EEV. Nicméně procentuálně vyjádřeno se jedná o „pouhých“ 25 % ceny.

7.2. OBĚH CL80

Druhým zkušebním okruhem, na kterém proběhlo měření, je oběh s označením CL80. CL80 je oběh, který se pohybuje v rozsahu výkonu kolem 80 kW při souběžném provozu obou výparníků. Jeho schéma a uspořádání součástí je zobrazeno na Obr. 42. Jedná se o oběh s chladivem R410A, které je v současné době už téměř nevhodné z důvodu postupného snižování GWP u chladiv. Jejich náhrada ekologičtějšími chladivy s nižší hodnotou GWP. Možnosti náhrady tohoto chladiva jsou rozebrány a uvedeny v kapitole Chladiva, které se zabývá změnou i s ohledem na podobné vlastnosti chladiva a jeho oblasti použití. Schéma oběhu s legendou pro oběh CL80 je součástí Přílohy 9 této práce.

Schema technologie



Obr. 42: Schéma oběhu CL80 s chladivem R410A [20]

Jedná se o oběh se dvěma paralelně zapojenými scroll kompresory značky Copeland. Oba kompresory mají označení ZPV0631. Dohromady při paralelní práci dávají chladicí výkon až 78 kW. Udané výkony jsou při vypařovací teplotě $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, kondenzační teplotě $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a přehřátí 10 K a podchlazení 0 K.

Dále se v oběhu nachází vodou chlazený kondenzátor. Tento kondenzátor lze vidět na Obr. 23. Jedná se o deskový nerezový kondenzátor chlazený kapalinou. Kondenzační teplota je regulována změnou průtoku chladicí kapaliny. Probíhá v softwaru tohoto oběhu výpočet saturační teploty.

Zkušební okruh má i obtok horkých par, který je řízen elektronicky ventilem k možnosti regulace výkonu a případné maření nadbytečného množství chladiva

z kompresorů mimo kondenzátor, expanzní ventil, zpátky přes výparník do kompresoru. Tento způsob regulace může být použit i pro dosažení přesných a stálých podmínek v oběhu rovněž při nabíhání systému, pro správný rozběh kompresorů.

Oběh je kompletně uvnitř laboratoře (na schématu na Obr. 42 je oddělen čárkovanou čarou), pouze pomocný zdroj chladu je umístěn ve venkovním prostředí. Měřicí okruh obsahuje dva deskové vodou chlazené výparníky zobrazený na Obr. 15, jejichž výkonové rozsahy se pohybují pro výparník 1 (E1 na Obr. 42) od 20 kW do 60 kW. A druhý výparník 2 (E2 na Obr. 42) je zkonstruován ve výkonovém rozsahu 50 až 80 kW chladicím. Měření proběhlo na výparníku E1. Současně se v oběhu CL80 také nachází paralelní větve pro připojení expanzních ventilů pro potřeby jejich testování, jak lze vidět na Obr. 43.

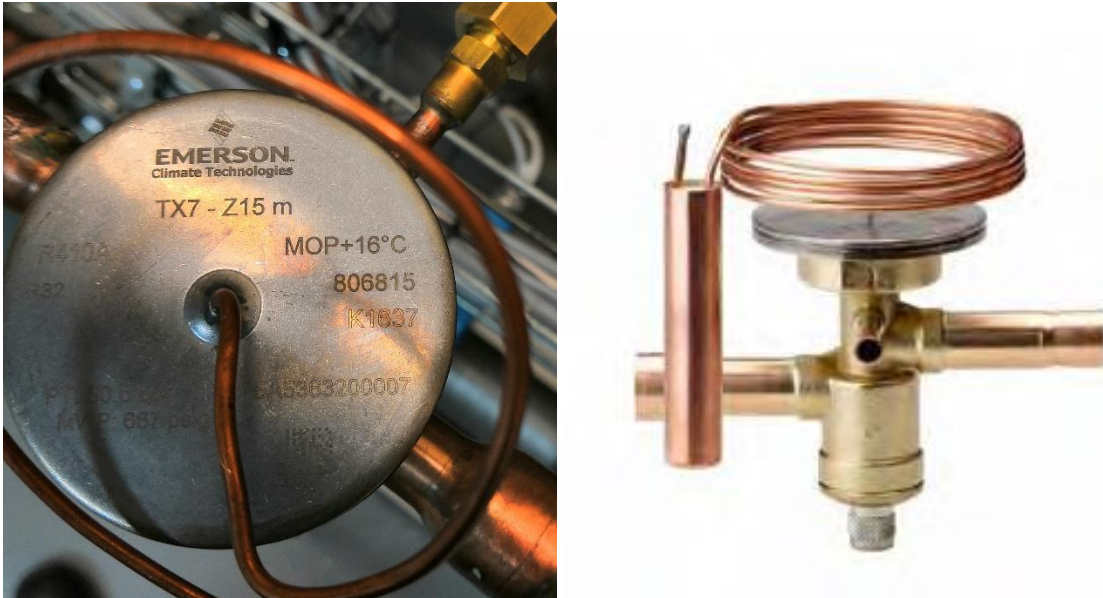
Regulace oběhu probíhala změnou otáček kompresoru od cca 3000 otáčky*min⁻¹ do 5500 otáčky*min⁻¹. Byl navržen software v rámci kterého byla vyhodnocena data na měřených ventilech, konkrétně pro termostatický expanzní ventil s vnějším vyrovnáním tlaku a pro elektronický expanzní ventil. Varianty expanzních ventilů použitých v měřeném zařízení budou popsány v následující kapitole.



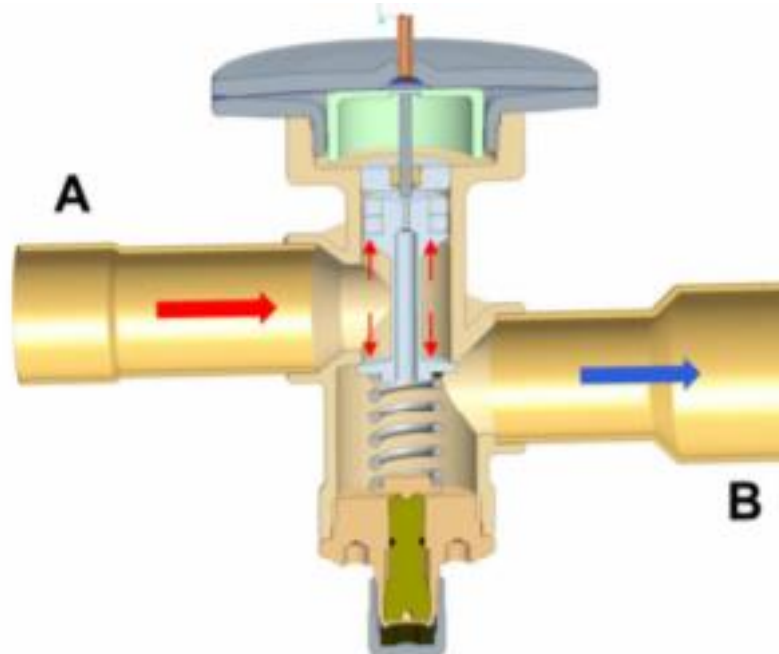
Obr. 43: Paralelní zapojení expanzních ventilů v oběhu CL80

7.2.1. TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU

Měřeným termostatickým expanzním ventilem v oběhu CL80 je ventil firmy Emerson s označením TX7 – Z15 m na Obr. 44.



Obr. 44: Termostatický expanzní ventil TX7 – Z15 m ve zkušebním okruhu CL80 [20]



Obr. 45: Řez ventilu TX7-Z15 m ve zkušebním okruhu CL80 [20]

Termostatické expanzní ventily TX7 jsou vhodné pro aplikace vyžadující hermetickou a kompaktní velikost ventilu v kombinaci se stabilním a přesným řízením přehřátí v širokém rozsahu zatížení a teploty vypařování.

R410A / R32 Selection Table

Capacity, R410A [kW]		Capacity, R32 [kW]		With MOP		Connection	
Normal Flow	Reverse Flow	Normal Flow	Reverse Flow	Type	Part No.	Inlet x Outlet	Equalizer
32.1	31.7	47.7	46.9	TX7-Z13 m	806 811	12 mm x 16 mm	6 mm
32.1	31.7	47.7	46.9	TX7-Z13	806 810	1/2" x 5/8"	1/4"
39.9	39.1	59.3	57.8	TX7-Z14 m	806 813	16 mm x 22 mm	6 mm
39.9	39.1	59.3	57.8	TX7-Z14	806 812	5/8" x 7/8"	1/4"
48.9	47.4	72.7	70.1	TX7-Z15 m	806 815	16 mm x 22 mm	6 mm
48.9	47.4	72.7	70.1	TX7-Z15	806 814	5/8" x 7/8"	1/4"
80.7	67.7	120	100.2	TX7-Z16 m	806 817	22 mm x 28 mm	6 mm
80.7	67.7	120	100.2	TX7-Z16	806 816	7/8" x 1-1/8"	1/4"
99.4	81.5	147.9	120.5	TX7-Z17 m	806 819	22 mm x 28 mm	6 mm
99.4	81.5	147.9	120.5	TX7-Z17	806 818	7/8" x 1-1/8"	1/4"
130.9	113.9	194.7	168.4	TX7-Z18 m	806 821	22 mm x 28 mm	6 mm
130.9	113.9	194.7	168.4	TX7-Z18	806 820	7/8" x 1-1/8"	1/4"
183.4	165.1	272.9	244.1	TX7-Z19 m	806 823	22 mm x 28 mm	6 mm
183.4	165.1	272.9	244.1	TX7-Z19	806 822	7/8" x 1-1/8"	1/4"

The nominal capacity (Q_n) is based on the following conditions:

Refrigerant	Evaporating temperature [°C]	Condensing temperature [°C]	Subcooling
R134A, R22	+4 °C	+38 °C	1K
R407C,	+4 °C	+38 °C bubble point/ +43 °C dew point	1K
R450A, R513A	+4 °C	+38 °C	1K
R410A, R32	+4 °C	+38 °C	1K

Obr. 46: Katalogové hodnoty ventilu TX7 [20]

Data a kompletní katalog je uveden v Příloze 10 této práce. Vhodnější zápis u chladiva R410A by byl místo kondenzačních teplot, kondenzační tlak, případně rozdíl kondenzačního tlaku k vypařovacímu tlaku z důvodu teplotního skluzu chladiva.

Software s výpočtem je přiložen v Příloze 11, která zahrnuje zpracování a zaznamenávání dat a jejich následnou úpravu a vyhodnocení v rámci této přílohy pro měření jiných typů ventilů a případně změně chladiv u tohoto oběhu CL80.

7.2.2. ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL V OBĚHU

Měřeným elektronickým expanzním ventilem v zkušebním okruhu CL80 je ventil EX5-U21 (Obr. 36), který je shodný s ventilem měřeném v oběhu CL20 a zároveň má i stejné vlastnosti a parametry chování a výkonu.

Data a kompletní katalog je uveden v Příloze 4 této diplomové práce.

Software s výpočtem je přiložen v Příloze 12, která zahrnuje zpracování a zaznamenávání dat a jejich následnou úpravu a vyhodnocení v rámci této přílohy pro měření jiných typů ventilů a případně změně chladiv u tohoto oběhu CL80.

7.2.3. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ OBOU TYPŮ VENTILŮ PRO CL80

Na následujícím grafu lze vidět ověření finanční výhodnosti TEV oproti EEV. Ceny uvedené jsou maximální velkoobchodní ceny pro snazší porovnání.

Tab. 20: Cenové zhodnocení ventilu TX7 [20]

Typ ventilu	Cena
TX7-Z15	158,3 €
Solenoidový ventil – 200 RH6 T5	81,1 €
Cívka k solenoidu – ESC230VAC	27,2 €
Součet	266,6 €

Použití solenoidového ventilu v chladicím oběhu je nutné z důvodu toho, že termostatický expanzní ventil sám o sobě není schopen plného uzavření trysky, takže dochází k průniku chladiva přes trysku dál do oběhu. Což by mohlo způsobit značné problémy kompresoru z důvodu kapaliny v pracovním prostoru kompresoru a jeho případné zničení.

Tab. 21: Cenové zhodnocení EX5 [20]

Typ ventilu	Cena
EX5-U21	230 €

Jak lze vidět v tomto případě dochází k opačnému efektu než je běžně uváděný. Největší nevýhodou pro elektronický expanzní ventil je standardně uváděna jeho cena. Nicméně v našem konkrétním případě porovnání obou typů ventilů se jedná o obrácený jev, když ventil termostatický expanzní je dražší než elektronicky ovládaný. Rozdíl v ceně je cca 15% ve prospěch elektronického ventilu.

8. ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provést měření na zkušebním chladicím okruhu se suchým výparníkem s konkrétními termostatickými expanzními a elektronickými expanzními ventily zadavatele této diplomové práce. Naměřené hodnoty jsou dále porovnány s katalogovými hodnotami jednotlivých typů ventilů firmy Emerson. Současně s tím byl vytvořen software pro vyhodnocování a analýzu výsledků měření a jejich následné použití pro interpretaci vlastností a chování daných ventilů v obězích.

V první části práce je charakterizováno chlazení jako celek, různé typy oběhů a jejich typické charakteristiky. Další část práce je zaměřena na chladiva, jejich známé atributy. Zároveň jsou zde zmíněny i legislativní nároky a požadavky na chladiva a jejich případné vyřazování z provozu. Pro konkrétní případy uvedených oběhů se zaměřuji na zhodnocení náhrady méně ekologických chladiv, u kterých se blíží rok jejich úplného zákazu. Výstup z této části by mohl být použit pro zvážení případné náhrady v obězích zadavatele diplomové práce.

V závěru této práce je podrobný popis jednotlivých ventilů, posouzení naměřených hodnot s katalogovými a aplikace vytvořeného softwaru na dané měření. Proběhlo měření i na druhém okruhu ve firmě Emerson pro oběh s větším výkonem, ze kterého je také výstupem software pro evaluaci činností pro odlišně zaznamenávaná data z jiného okruhu firmy Emerson. Použití softwaru bude poskytovat variantu pro snazší získání dat a jejich analýzu. Zároveň bude možné pro různá chladiva zjišťovat jejich chování bez nutnosti spouštění okruhu. V ideálním případě by mohl být tento software implementován do zařízení a bylo by následně možné vyhodnocená data stahovat „online“ přímo z IP adresy bez nutnosti složitého vyhodnocování.

Tato práce dává možnost pro navazující činnost a její případné včlenění do pracovního procesu zadavatele diplomové práce.

SEZNAM OBRÁZKŮ

OBR. 1.: CHLADICÍ STROJ JACOBA PERKINSE S TĚKAVOU LÁTKOU	4
OBR. 2: IDEÁLNÍ OBRÁCENÝ CARNOTŮV CYKLUS: A) OBĚH A B) T-S DIAGRAM OBĚHU [4]	6
OBR. 3: JEDNODUCHÝ PARNÍ STLAČOVACÍ OBĚH S HODNOTAMI TLAKU A ENTALPIE PRO CHLADIVO R134A [5]	6
OBR. 4: TLAK – ENTALPIE, P-H DIAGRAM UKAZUJÍCÍ JEDNODUCHÝ PARNÍ KOMPRESNÍ OBĚH [4]	7
OBR. 5: P-H DIAGRAM PRO CHLADIVO R717 (AMONIAK) S PŘEHŘÁTÍM A PODCHLAZENÍM [4]	8
OBR. 6: DVOUSTUPŇOVÉ ZAŘÍZENÍ S PARNÍM OBĚHEM A) SCHÉMA ZAPOJENÍ B) TEPELNÝ DIAGRAM [5]	9
OBR. 7: P-H DIAGRAM PRO CHLADIVO R744 S TRANSKRITICKÝM OBĚHEM S VYPAŘOVACÍ TEPLOTOU -10°C, KOMPRESÍ DO 100 BAR A CHLAZENÍM PLYNU NA 40°C [4]	10
OBR. 8: OBĚH S CHLADIVEM R744 PRO STŘEDNĚ A NÍZKOTEPLNÍ ZATÍŽENÍ [4]	10
OBR. 9: ABSORPČNÍ OBĚH – ZÁKLADNÍ OKRUH [4]	11
OBR. 10: ROZDĚLENÍ CHLADIV NA SYNTETICKÁ A PŘÍRODNÍ [7]	13
OBR. 11: PROTIPROUDÝ VÝPARNÍK V CHLADICÍM OKRUHU [16]	23
OBR. 12: VZDUCHEM CHLAZENÝ VÝPARNÍK OBĚHU CL20 ZKUŠEBNÍHO OKRUHU	24
OBR. 13: TRUBKOVÝ VÝMĚNÍK S CHLADIVEM V TRUBKÁCH [4]	24
OBR. 14: DESKOVÝ VÝMĚNÍK – ZOBRAZENÍ PRŮTOKU [4]	25
OBR. 15: VODOU CHLAZENÝ VÝPARNÍK OBĚHU CL80 VE ZKUŠEBNÍM OKRUHU	26
OBR. 16: TYPY KOMPRESORŮ [4]	27
OBR. 17: OBLASTI POUŽITÍ KOMPRESORŮ DLE CHLADICÍHO VÝKONU [4]	27
OBR. 18: ZÁVISLOST IZOENTROPICKÉ ÚČINNOSTI (IE) NA TLAKOVÉM POMĚRU JEDNOTLIVÝCH TYPŮ KOMPRESORŮ [4]	28
OBR. 19: SCROLL KOMPRESOR A PRINCIP ČINNOSTI (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES) [4]	29
OBR. 20: POHLED V ŘEZU NA SCROLL KOMPRESOR (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES)	30
OBR. 21: PRINCIP FUNKCE KONDENZÁTORU V OBĚHU [17]	31
OBR. 22: VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDENZÁTOR OBĚHU CL20 GÜNTNER (AXIÁLNÍ KONDENZÁTOR)	32
OBR. 23: DESKOVÝ KONDENZÁTOR VE ZKUŠEBNÍM OBĚHU CL80	33
OBR. 24: ZÁVISLOST PŘEHŘÁTÍ NA VÝKON VÝPARNÍKU [19]	34
OBR. 25: MOP FUNKCE VENTILU V OKRUHU	34
OBR. 26: SENSOR PŘEHŘÁTÍ V PŘÍMÉM EXPAZNÍM OKRUHU [4]	35
OBR. 27: TERMOSTATICKÝ EXPAZNÍ VENTIL, A) V OKRUHU, B) V ŘEZU [4]	36
OBR. 28: TERMOSTATICKÝ EXPAZNÍ VENTIL S EXTERNÍM VYROVNÁNÍM TLAKU [4]	37
OBR. 29: ELEKTRONICKÝ EXPAZNÍ VENTIL, A) POHLED ZEPŘEDU, B) POSUVNÁ CLONA (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES) [4]	38
OBR. 30: ZKUŠEBNÍ OBĚH CL20 S CHLADIVEM R507 [20]	40
OBR. 31: VNITŘNÍ BOX OKRUHU CL20	42
OBR. 32: PARALELNÍ VĚTVE PRO ZAPOJENÍ EXPAZNÍCH VENTILŮ DO ZKUŠEBNÍHO OKRUHU CL20	42
OBR. 33: TERMOSTATICKÝ EXPAZNÍ VENTIL TISE SW (12 MM) VE ZKUŠEBNÍM OKRUHU CL20 [20]	43
OBR. 34: ŘEZ VENTILU TISE VE ZKUŠEBNÍM OKRUHU CL20 [20]	43
OBR. 35: TABULKY O VENTILU TISE Z KATALOGU (VYBRANÝ VENTIL JE ZVÝRAZNĚN ŽLUTOU BARVOU) [20]	44
OBR. 36: ELEKTRONICKÝ EXPAZNÍ VENTIL V OBĚHU CL20	47
OBR. 37: ŘEZ ELEKTRONICKÝM EXPAZNÍM VENTILEM [20]	48
OBR. 38: TABULKY O VENTILU EX5-U21 Z KATALOGU PRO PLNÉ OTEVŘENÍ VENTILU (VYBRANÝ VENTIL JE ZVÝRAZNĚN ŽLUTOU BARVOU) [20]	48
OBR. 39: TEV CHOVÁNÍ V ZÁVISLOSTI NA NASTAVENÉM PŘEHŘÁTÍ [21]	51
OBR. 40: EEV CHOVÁNÍ V ZÁVISLOSTI NA NASTAVENÉM PŘEHŘÁTÍ [21]	52
OBR. 41: SOLENOIDOVÝ VENTIL 200 RB6 T4 S CÍVKOU [20]	53
OBR. 42: SCHÉMA OBĚHU CL80 S CHLADIVEM R410A [20]	54
OBR. 43: PARALELNÍ ZAPOJENÍ EXPAZNÍCH VENTILŮ V OBĚHU CL80	55
OBR. 44: TERMOSTATICKÝ EXPAZNÍ VENTIL TX7 – Z15 M VE ZKUŠEBNÍM OKRUHU CL80 [20]	56
OBR. 45: ŘEZ VENTILU TX7-Z15 M VE ZKUŠEBNÍM OKRUHU CL80 [20]	56
OBR. 46: KATALOGOVÉ HODNOTY VENTILU TX7 [20]	57

SEZNAM TABULEK

TAB. 1: REGULACE F PLYNŮ – PŘEHLED ZÁKAZŮ UVÁDĚNÍ NA TRH SKUPIN VÝROBKŮ [12]	16
TAB. 2: BEZPEČNOSTNÍ TŘÍDY CHLADIV	16
TAB. 3: CHLADIVA A JEJICH RYCHLOST HOŘENÍ.....	17
TAB. 4: ZAŘAZENÍ CHLADIV DO BEZPEČNOSTNÍCH TŘÍD	17
TAB. 5: CHLADIVA A JEJICH PŘEPOČET NA EKVIVALENT CO ₂ [13]	19
TAB. 6: SNIŽOVÁNÍ MNOŽSTVÍ F-PLYNŮ V PROVOZU	19
TAB. 7: SNIŽOVÁNÍ PODÍLU F-PLYNŮ U CHLADIV S PRŮMĚRNÝM EKVIVALENTEM CO ₂	20
TAB. 8: NÁHRADA CHLADIVA R507 [14].....	20
TAB. 9: NÁHRADA CHLADIVA R410A [14].....	21
TAB. 10: NÁHRADA CHLADIVA R134A [14]	21
TAB. 11: VHODNOST KOMPRESORŮ PRO JEDNOTLIVÁ CHLADIVA [4].....	31
TAB. 12: TISE VENTIL KATALOGOVÉ HODNOTY [20].....	46
TAB. 13: TISE VENTIL NAMĚŘENÉ (ZELENĚ) A KATALOGOVÉ HODNOTY.....	46
TAB. 14: CX5 VENTIL KATALOGOVÉ HODNOTY	50
TAB. 15: NAMĚŘENÉ A KATALOGOVÉ HODNOTY CX5 VENTILU	50
TAB. 16: VÝHODY A NEVÝHODY TEV OBECNĚ [21]	51
TAB. 17: VÝHODY A NEVÝHODY EEV OBECNĚ [21]	52
TAB. 18: CENOVÉ ZHODNOCENÍ VENTILU TISE [20].....	52
TAB. 19: CENOVÉ ZHODNOCENÍ EX5	53
TAB. 20: CENOVÉ ZHODNOCENÍ VENTILU TX7 [20].....	58
TAB. 21: CENOVÉ ZHODNOCENÍ EX5 [20]	58

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DINCER, Ibrahim. *Refrigeration systems and applications*. 2017. ISBN 978-1-119-23078-6.
- [2] *125 Years of Linde* [online]. B.m.: Linde AG. 2004. Dostupné z: <https://www.the-linde-group.com/en/legacy/attachment?files=tcm:1%5d14-9855,tcm:%5d14-9855,tcm:14-9855>
- [3] PEARSON, S. Forbes. Refrigerants Past, Present and Future. *Star Refrigeration* [online]. nedatováno. Dostupné z: http://www.r744.com/files/pdf_597.pdf
- [4] HUNDY, G H, A R TROTT a T C WELCH. *Refrigeration, air conditioning and heat pumps*. [online]. UK: Elsevier Ltd., 2016. ISBN 978-0-08-100647-4. Dostupné z: https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpRACHPE04/viewerType:toc//root_slug:refrigeration-air-conditioning/url_slug:prefaces?=undefined&issue_id=kpRACHPE04&hierarchy=
- [5] DVOŘÁK, Zdeněk. *Základy chladicí techniky*. Praha 1: STNL - Státní nakladatelství technické literatury, 1986.
- [6] WANG, Shan K. *Handbook of air conditioning and refrigeration*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 2000. ISBN 978-0-07-068167-5.
- [7] *Chladiva* [online]. B.m.: JDK s.r.o. 19. květen 2019. Dostupné z: <http://www.jdk.cz/cs/produkty/chladivo>
- [8] ÚŘEDNÍČEK, Bc. Radek. *Projekt získávání tepla z odpadní vody budov U5* [online]. B.m., 2007. Diplomová práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Dostupné z: https://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/4182/%C3%BA%C5%99edn%C3%AD%C4%8Dek_2007_dp.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [9] ŠTUDLAR, Bc. Václav. *Změny v technologiích chlazení s důrazem na environmentální dopady a s ohledem na legislativní omezení*. [online]. B.m., 2018. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni. Dostupné z: <https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/31367/1/Studlar%20Vaclav-DP%202018.pdf>
- [10] MŽP. *Rámcová úmluva OSN o změně klimatu* [online]. B.m.: OSN. 19. květen 2019. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/ramcova_umluva_osn_zmena_klimatu
- [11] MŽP. *Pařížská dohoda* [online]. B.m.: OSN. 2015. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/parizska_dohoda
- [12] *Regulace F-plynů* [online]. B.m.: SCHKT. 2015. Dostupné z: <https://www.chlazení.cz/legislativa/regulace-f-plynu>
- [13] SEDLÁŘ, Ing. Jan. *Legislativní situace v oblasti chladiv a výhledy do budoucna* [online]. 4. leden 2016. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13646-legislativni-situace-v-oblasti-chladiv-a-vyhledy-do-budoucna>
- [14] LINDE BOC. *Refrigerants. Product data summary*. [online]. Dostupné z: <http://www.linde-gas.com/en/legacy/attachment?files=tcm:ry17-108590,tcm:y17-108590,tcm:17-108590>

- [15] PETRÁK, Prof. Ing. Jiří a Ing. Miroslav PETRÁK. Legislativní opatření v oblasti chladicí techniky. *Vytápění, větrání, instalace* [online]. 2007, **2007**. Dostupné z: www.stpcr.cz/?download=articles/vvi-2007-05_s272.pdf
- [16] *Vyparníky* [online]. B.m.: JDK s.r.o. 30. květen 2019. Dostupné z: <http://www.jdk.cz/cs/produkty/vyparniky>
- [17] *Kondenzátory* [online]. B.m.: JDK s.r.o. 30. květen 2019. Dostupné z: <http://www.jdk.cz/cs/produkty/kondenzatory>
- [18] STOECKER, Wilbert F. *Industrial Refrigeration Handbook, Chapter CONDENSER*. B.m.: McGraw Hill Professional, nedatováno.
- [19] *Expanzní ventily* [online]. B.m.: JDK s.r.o. Dostupné z: <http://www.jdk.cz/cs/produkty/expanzni-ventily>
- [20] *Interní podklady a katalogy firmy Emerson*. B.m.: Emerson. 30. květen 2019
- [21] *Difference between a thermostatic expansion valve and an electronic expansion valve* [online]. B.m.: Hengel. 2017. Dostupné z: <https://www.hengel.com/en/differences-between-thermostatic-expansion-valve-and-electronic-expansion-valve.html>

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1: Ventil TI-SE,LE

PŘÍLOHA 2: Excel TXV CL20

PŘÍLOHA 3: Excel TXV CL20 Pk rozdělené

PŘÍLOHA 4: Ventil EX5-U21

PŘÍLOHA 5: Excel EXV CL20

PŘÍLOHA 6: Excel EXV CL 20 Pk rozdělené

PŘÍLOHA 7: Oběh CL20

PŘÍLOHA 8: Oběh CL20 Legenda

PŘÍLOHA 9: Oběh CL80

PŘÍLOHA 10: Ventil TX7

PŘÍLOHA 11: Excel TXV CL80

PŘÍLOHA 12: Excel EXV CL80