



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## TEPELNÉ ČERPADLO S CHLADIVEM R 290

R290 HEAT PUMP

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Toman

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2019



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	<b>Bc. Petr Toman</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

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

## **Tepelné čerpadlo s chladivem R 290**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

V současnosti jsou bytové domy nejčastěji vytápěny teplem, které vzniklo spálením některého z neobnovitelných zdrojů energie a je tedy spojeno s produkcí skleníkových plynů. Jedná se o způsob vytápění, který je dlouhodobě neudržitelný, neboť neumožňuje naplnit cíle Pařížské dohody z roku 2015. Podle aktuálně provedených studií je možné dosáhnout cílů Pařížské dohody pouze tehdy, když bude sektor vytápění dekarbonizován do roku 2050, tzn. bude využívat pouze obnovitelných zdrojů energie. Využití tepelných čerpadel, která jsou považována za obnovitelný zdroj energie, se nabízí jako možné řešení problému dekarbonizace sektoru vytápění. V současnosti jsou na trhu dostupná tepelná čerpadla, která dosahují vysokých výkonů a účinností a jsou tak vhodná pro vytápění bytových domů. Jejich problémem však je, že ke svoji činnosti většinou využívají chladiva, která jsou sama o sobě skleníkovými plyny.

### **Cíle diplomové práce:**

Cílem práce je navrhnout tepelné čerpadlo vhodné pro vytápění bytových domů, které využívá ekologické chladivo R290.

### **Seznam doporučené literatury:**

ŽERAVÍK, Antonín. Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]. Přerov: Antonín Žeravík, 2003, 311 s. : il. ISBN 80-239-0275-X.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook. 2010, Refrigeration. SI edition. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2010, 1 sv. (různé stránkování) : obr., tabulky, grafy + 1 CD-ROM. ISBN 978-1-933742-82-3.

ČSN EN 378. Chladicí zařízení a tepelná čerpadla. Praha: ÚNMZ, 2017.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem tepelného čerpadla typu vzduch-voda, které používá přírodní chladivo, propan. V práci jsou uvedeny jednotlivé druhy zařízení používajících zdroj nízkopotenciálního tepla k vytápění, dále jsou popsány prvky konstrukce kompresorových tepelných čerpadel a jejich nabídka na českém trhu. Hlavní částí práce je návrh chladivového okruhu tepelného čerpadla. V této části jsou navrženy jednotlivé komponenty, proveden výpočet a porovnání topného faktoru pro různé provozní parametry. Na závěr je proveden návrh skříně chladivového okruhu a vzduchového výměníku.

## **Klíčová slova**

kompresorové tepelné čerpadlo, zdroj vytápění, topný faktor, propanové chladivo, chlazení, nízkopotenciální teplo, konstrukce

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with design of air-water heat pump which uses natural refrigerant, propane. In the thesis there are mentioned various types of devices using the source of low-potential heat for heating. The main part of the thesis is the design of the heat pump cooling circuit. In this section, individual components are designed, the calculation and comparison of the heating factor for different operating parameters is performed. Finally, the construction of the coolant circuit and the air exchanger is designed.

## **Key words**

compressor heat pump, heating source, heating factor, propane refrigerant, cooling, low-potential heat, construction

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

TOMAN, P. *Tepelné čerpadlo s chladivem R 290*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 88 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D..

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem Diplomovou práci na téma **Tepelné čerpadlo s chladivem R 290** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

-----  
Datum

-----  
*Bc. Petr Toman*

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu Diplomové práce, p. Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.d. za odborné konzultace, trpělivost, rady a zejména přátelský přístup po dobu celého studia. Poděkování též patří p. Ing. Karlu Bartákovi ze společnosti Carel za pomoc při výběru vhodného systému regulace, p. Ing. Haně Suchánkové za pomoc při optimalizaci výměníků SWEP a p. Ing. Josefu Bártovi ze společnosti HTS Novosedly za poskytnutí softwaru pro výpočet lamelových výměníků.



## OBSAH

1	Úvod .....	11
2	Technologie tepelných čerpadel .....	12
2.1	Historie.....	12
2.2	Princip funkce tepelných čerpadel .....	13
2.3	Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP faktor .. .....	14
2.3.1	Jmenovitý topný faktor COP .....	14
2.3.2	Sezonní topný faktor SCOP .....	15
2.4	Rozdělení tepelných čerpadel dle typu chladivového okruhu .....	17
2.4.1	Kompresorové oběhy .....	17
2.4.2	Absorbční oběhy .....	18
2.4.3	Hybridní oběhy .....	20
2.5	Zdroje NPT a možné zapojení TČ .....	21
2.5.1	Tepelné čerpadlo s teplovodním otopným systémem.....	21
2.5.2	Vzduch jako zdroj tepla .....	22
2.5.3	Zemský povrch .....	22
2.5.4	Podzemní a povrchová voda .....	23
2.5.5	TČ s teplotovzdušným systémem vytápění.....	24
3	Kompresorové tepelné čerpadlo vzduch-voda .....	25
3.1	Tepelné čerpadlo v režimu vytápění .....	25
3.2	Tepelné čerpadlo v reverzním režimu .....	27
3.3	Odtávání výparníku.....	28
3.3.1	Odtávání za pomoci vzduchu.....	28
3.3.2	Elektrický systém odtávání .....	28
3.3.3	Odtávání horkými parami chladiva.....	28
3.4	Chladiva používaná v KTČ.....	29
3.4.1	Ekologie, dopady na životní prostředí .....	29
3.4.2	Syntetická chladiva .....	30
3.4.3	Přírodní chladiva.....	31
3.5	Komponenty chladivového okruhu KTČ.....	32
3.5.1	Kompresor .....	32
3.5.2	Kondenzátor .....	35
3.5.3	Expanzní ventil .....	37
3.5.4	Výparník .....	39
3.6	Konstrukční provedení KTČ vzduch-voda .....	41
3.6.1	Splitové jednotky .....	41
3.6.2	Kompaktní provedení .....	41
3.6.3	TČ vzduch-voda s nepřímým výparem.....	41

4	Tepelná čerpadla na českém trhu .....	42
	Nabídka TČ vzduch-voda.....	42
5	Návrh tepelného čerpadla pro bytový dům .....	45
	5.1 Zadání pro návrh tepelného čerpadla .....	45
	5.2 Volba chladiva.....	45
	R290, Propan .....	46
	5.3 Koncepce a návrh základních komponent chladivového okruhu TČ.....	48
	5.3.1 Kompresor .....	48
	5.3.2 Výparník.....	53
	5.3.3 Expanzní ventil.....	54
	5.3.4 Kondenzátor .....	55
	5.3.5 Návrh průměru potrubí .....	56
	5.3.6 Čtyřcestný ventil .....	57
	5.3.7 Filtrdehydrátor.....	57
	5.3.8 Průhledítko .....	58
	5.3.9 Sběrač kapalného chladiva .....	58
	5.3.10 Odlučovač kapalného chladiva.....	59
	5.3.11 Zpětná klapka .....	59
	5.4 Primární okruh TČ.....	60
	5.4.1 Výměník vzduch – nemrzoucí kapalina .....	60
	5.4.2 Ventilátor.....	61
	5.4.3 Oběhové čerpadlo.....	62
	5.5 Regulace, elektronické bezpečnostní prvky KTC .....	63
	5.5.1 Regulace tepelného čerpadla .....	63
	5.5.2 Bezpečnostní prvky .....	64
	5.5.3 Rozvaděč .....	65
	5.6 Množství chladiva v systému .....	65
	5.7 Režimy provozu tepelného čerpadla .....	66
	5.7.1 Provoz v režimu topení s nezávislým ohřevem TUV .....	66
	5.7.2 Letní provoz v režimu chlazení .....	67
	5.8 Přehled důležitých parametrů TČ .....	68
	5.9 Výpočet orientačního COP.....	72
	5.10 Návrh konstrukčního provedení tepelného čerpadla .....	76
	Omezení hlučnosti a přenosu vibrací.....	76
6	Závěr .....	79
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	81
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	84
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	86
	SEZNAM TABULEK.....	88

## 1 Úvod

Zajištění tepelné pohody vnitřního prostředí budov a zároveň ohřev teplé vody je každodenní potřebou všech obyvatel naší společnosti. Finance pravidelně vynakládané za energie na vytápění, chlazení a ohřev teplé vody tvoří nemalou součást rozpočtu každé domácnosti. Je proto vhodné se zamyslet nad jejich možnou úsporou v podobě využití alternativních zdrojů energie.

V současné době většina obyvatel panelových a bytových domů řeší vytápění a ohřev teplé vody za pomoci centrálního zásobování teplem (CZT), v menší míře za pomoci lokálních plynových kotlen, popř. automatizovanými kotelny na uhlí, či biomasu. U rodinných domů stále převládá vytápění za pomoci lokálních topenišť na uhlí, popř. dřevo. Měli bychom si uvědomit, že většina této energie pochází ze spalování.

Se spalováním všech paliv, zejména těch fosilních, úzce souvisí emise tuhých a plyných znečišťujících látek, v menší míře i emise těžkých kovů. Cílem společnosti je omezení těchto nežádoucích škodlivin, což je u malých topenišť dnes již poměrně náročné. Z tohoto pohledu je pro životní prostředí lepší vyrábět elektřinu z fosilních zdrojů ve větších energetických blocích s vysokou účinností, jaderných elektrárnách, či v paroplynových celcích. Budoucnost energetiky by měla být v bezemisních energetických zdrojích, s výrazným podílem alternativních zdrojů elektrické energie.

Jedním z nejprogresivněji se rozvíjejících alternativních zdrojů decentralizovaného vytápění nejen v rodinných domech jsou tepelná čerpadla. Jejich automatický provoz je z dlouhodobého hlediska ekonomicky výhodný, vzhledem k vysoké účinnosti je též minimalizován vliv na životní prostředí.

Rešeršní část této práce se zabývá historií, popisem technologie a principu tepelných čerpadel, popisem součástí chladičového okruhu a na něj navazujících nezbytných součástí. Detailně popsány jsou kompresorová tepelná čerpadla (KTČ) poháněná elektromotorem, zmíněny jsou též i alternativy v podobě KTČ se spalovacím motorem na zemní plyn. V malém měřítku budou popsány i absorpční a hybridní oběhy.

Hlavním cílem této práce je navrhnout tepelné čerpadlo vzduch - voda pro vytápění a ohřev teplé užitkové vody v bytových domech s požadovaným topným výkonem 15kW za podmínky A2/W55 (teplota okolního vzduchu 2 °C, teplota topné vody 55 °C). Tepelná čerpadla by měla být jednoduše kaskádovitě propojitelná se stupňovitou regulací pro zajištění vyšších topných výkonů. Dalším požadavkem je použití ekologického chladiče s nízkým potenciálem GWP (Global Warming Potential). Sestava tepelného čerpadla bude navržena ve dvou modulech, propojenými potrubním vedením s glykolovou teplotnosnou směsí. Komponenty budou voleny s ohledem na co nejnižší hlučnost a vysokou účinnost. Součástí práce budou termodynamické výpočty a návrh celého kompresorového chladičového okruhu a na něj navazujících součástí.

V závěru bude znázorněno schéma tepelného čerpadla, včetně možností jeho provozu v reverzním režimu.

## 2 Technologie tepelných čerpadel

Tepelná čerpadla jsou dnes považována za ekonomicky výhodný, moderní, decentralizovaný zdroj tepla sloužící k vytápění domů a ohřevu teplé vody (TV). Při specifické úpravě je lze použít též k chlazení. Tepelná čerpadla využívají nízkopotenciální tepelné energie (NPT), které je všude okolo nás dostatek. Abychom ji mohli použít k vytápění, musíme ji přečerpat na vyšší tepelnou úroveň a následně ji předat vhodnému topnému mediu. K tomuto účelu slouží právě tepelná čerpadla. Oproti konvenčním zdrojům tepla spalujícím fosilní zdroje nevypouští téměř žádné emise, což je velká výhoda.

Aby tepelné čerpadlo mohlo pracovat, je potřeba dodávat energii pro jeho práci, která je podstatně nižší, oproti celkové získané tepelné energii.

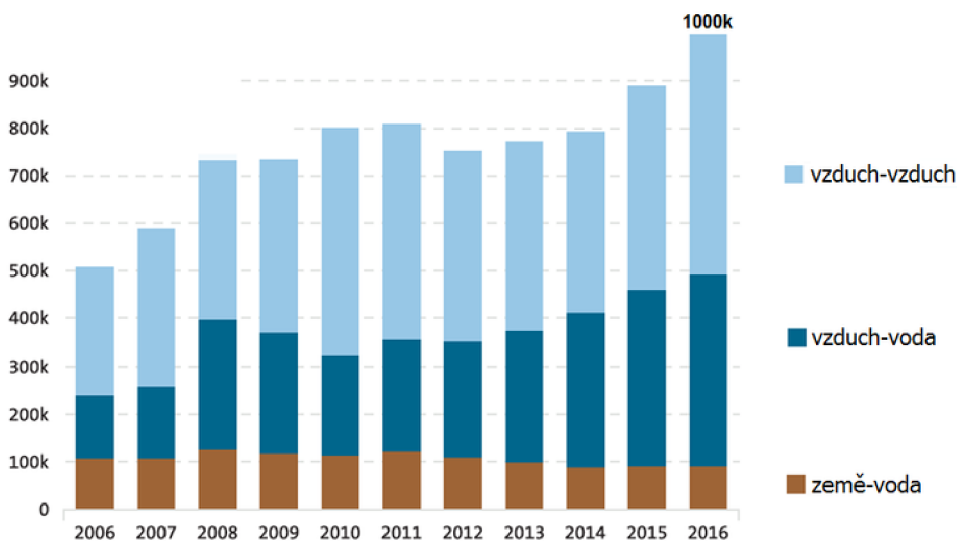
### 2.1 Historie

Princip funkce tepelných čerpadel předpověděl v 19. století Wiliam Thomson (známý jako Lord Kelvin) ve svém Druhém zákonu termodynamiky, který říká, že tepelná energie samovolně přechází z tělesa o vyšší teplotě na těleso o teplotě nižší a je schopna vykonat určitou práci. Pokud chceme, aby teplo přecházelo naopak, musíme mu dodat určitou energii, v našem případě za pomoci práce kompresoru tepelného čerpadla.

Jedno z prvních tepelných čerpadel sestrojil ve čtyřicátých letech 20. století Robert Weber, který si při pokusech s chladicím zařízením všiml, že se kondenzátor chladiva výrazně zahřívá. Následně jej využil k ohřevu teplé vody.

Výrazné zvýšení zájmu o tepelná čerpadla bylo v období ropné krize v roce 1980, kdy došlo k výraznému zdražení do té doby hojně využívaných fosilních paliv, zejména topných olejů. Společnost v té době hledala nový způsob vytápění. Tento zájem v Evropě poměrně rychle poklesl zároveň s poklesem ceny paliv. V některých oblastech světa, zejména v severní Evropě a Japonsku zájem o TČ přetrvával. Dalšího rozvoje se tato technologie dočkala na konci 90. let minulého století v souvislosti se snahou o ochranu ovzduší a životního prostředí.

Od té doby je patrný každoroční výrazný růst instalací TČ v rodinných domech, v posledních letech taktéž i u bytových domů a objektů občanské vybavenosti [4].



Obr. 2.1 Vývoj počtu instalací TČ v Evropě 2006-2016 [5]

## 2.2 Princip funkce tepelných čerpadel

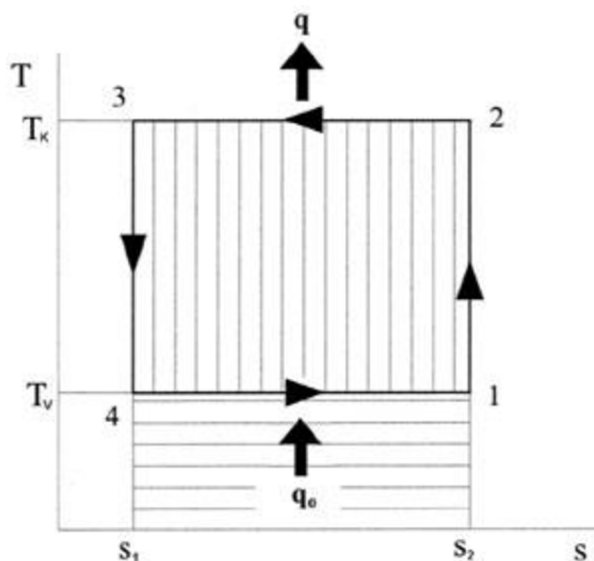
Z důvodu, že tepelná energie samovolně přechází z tělesa o vyšší teplotě do okolního prostředí o nižší teplotě, máme okolo sebe velké množství tzv. nízkopotenciální energie vázané ve vzduchu, zemské kůře a též ve vodě. Tato tepelná energie bohužel nelze přímo využít k vytápění, proto využíváme tepelná čerpadla k přečerpání této energie na vyšší teplotní úroveň. Takto upravené již lze využít k potřebným účelům.

Tepelné čerpadlo funguje podobně jako mrazák, z jedné strany odvádíme teplo (pro nás venkovní prostředí) a převádíme jej na vyšší teplotní úroveň (topný systém domu).

Důležitou součástí TČ je hermeticky uzavřený chladivový okruh. Dle typu zařízení chladivo v okruhu pohání buďto kompresor (kompresorové chladivové okruhy), anebo cirkulační čerpadlo (absorbční oběhy). Díky tomuto okruhu jsme schopni zvýšit potenciál tepelné energie, v našem případě z okolního vzduchu o teplotě 2 °C na vyšší úroveň, a následně ji předat vodě o výstupní teplotě 55 °C.

Aby tepelné čerpadlo mohlo fungovat, musíme kompresoru/cirkulačnímu čerpadlu dodat příslušnou energii. Tato energie může být elektrická, popř. mechanická (spalovací motor na zemní plyn, či kapalné palivo).

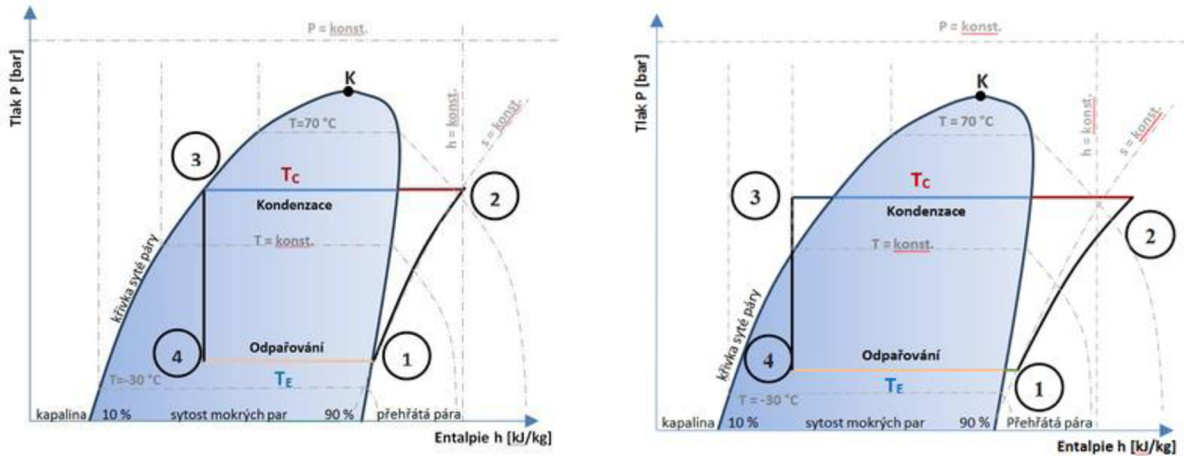
Chladivový okruh funguje na principu otočeného Carnotova cyklu (levotočivého). Kompresor tepelného čerpadla stlačuje plyn, který se ohřeje a předá svou tepelnou energii topné vodě, plyn kondenzuje a vzniklá kapalina je přímo vstříkována do výparníku, zde se odpaří a odebere teplo z okolního prostředí [6].



Obr. 2.2 Carnotův cyklus pro chladicí zařízení [6]

- |                |                                       |
|----------------|---------------------------------------|
| 1→2            | Adiabatická komprese                  |
| 2→3            | Kondenzace chladiva                   |
| 3→4            | Adiabatická expanze                   |
| 4→1            | Vypařování chladiva                   |
| q              | celkové teplo předané topnému systému |
| q <sub>0</sub> | teplo získané z okolního prostředí    |

V praxi se nejčastěji pracovní oběh chladicího zařízení vyjadřuje za pomoci p-h diagramu, který vyjadřuje závislost tlaku (p) na entalpii (h). Na obr. 2.3 je názorně zobrazen Rankinův oběh, který je tepelným čerpadlům a chladicím zařízeními bližší než Carnotův.



Obr. 2.3 Ideální Rankinův cyklus (vlevo), reálný cyklus (vpravo) [7]

### 2.3 Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP faktor

Pro elektricky poháněná tepelná čerpadla se během několika posledních desetiletí objevila celá řada parametrů hodnotících jejich energetickou kvalitu.

K porovnávání tepelných čerpadel mezi sebou jako výrobků, v rámci naprojektovaných, či realizovaných instalací, případně k porovnání tepelných čerpadel s jinými zdroji tepla v globálním měřítku se používá celá řada parametrů (srovnávacích kritérií) lišících se úhlem pohledu a způsobem hodnocení provozu tepelného čerpadla.

Energetickou kvalitu tepelných čerpadel jakožto výrobků lze dnes porovnat dvěma parametry, a to jmenovitým topným faktorem COP a sezonním topným faktorem SCOP.

#### 2.3.1 Jmenovitý topný faktor COP

Jmenovitý topný faktor COP (z angl. Coefficient of Performance) je definován jako parametr efektivity samotného tepelného čerpadla v normě pro laboratorní zkoušení tepelných čerpadel a chladicích zařízení ČSN EN 14511-1. Hranicí pro hodnocení je samotná funkční jednotka tepelného čerpadla.

Topný faktor je vyjádřen jako poměr topného výkonu k celkovému elektrickému příkonu jednotky za ustálených provozních podmínek, viz vztah v rov. 2.1 [8].

$$COP_t = \frac{P_c + A_c}{A_c} \quad (2.1)$$

$COP_T$  topný faktor

$P_c$  tepelný výkon získaný z okolního prostředí [kW]

$A_c$  celkový elektrický příkon tepelného čerpadla [kW]

Čítenel zlomku v rovnici 2.1 vyjadřuje rovněž celkový topný výkon  $T\check{C}$ .

Vzhledem k průběhu zkoušky, zejména u tepelných čerpadel se zdrojem tepla ze vzduchu, se jedná o poměr středního tepelného výkonu ku střednímu elektrickému příkonu za zkušební časový úsek. V rámci zkušebního časového úseku je též nutné uskutečnit několik cyklů ostávání výparníku (v našem případě výměníku vzduch-glykol). Tento proces je naopak vysoce dynamický.

Do celkového elektrického příkonu se započítává nejen příkon samotného kompresoru, ale i energetická náročnost odtávání (elektrických topných kabelů ve výměníku), potřeba elektrické energie pro regulační a zabezpečovací prvky TČ (elektronický expanzní ventil, vyhřívání dna kompresoru jako ochrana před kondenzací par chladiva apod.) a též i elektrický příkon nutný pro překonání tlakových ztrát při žádaném průtoku teplotnosných látek. Do celkového hodnocení elektrického příkonu se započítává i spotřeba ventilátoru na studené straně a příkon oběhových čerpadel (u topné strany pouze adekvátní část odpovídající tlakovým ztrátám na straně vody).

Hodnoty COP se zkouší v akreditovaných laboratořích při různých provozních podmínkách (teplota na vstupu do výparníku, teploty na výstupu z kondenzátoru), pro zaznamenání dostatečného provozního rozsahu zařízení. Pro tepelná čerpadla typu vzduch-voda, provozovaných za velkého rozsahu vstupních teplot, je zapotřebí změřit nejvíce provozních bodů (5 provozních bodů od  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$  na vstupu do výparníku). Naopak pro TČ, která odebírají teplo z vody se zkouší zpravidla dvě teploty ( $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Výstupní teplota se při měření zkouší v několika úrovních, a to:  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ . V protokolech o měření se uváděly jmenovité topné faktory COP při tzv. normovaných podmínkách, které jsou např. pro TČ vzduch-voda:

*A2/W35 (teplota na vstupu do výparníku  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , na výstupu z kondenzátoru  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ )*

V současné normě ČSN EN 14511-1 je sice uvedena podmínka pro měření účinnosti TČ vzduch-voda A7/W35, ale historicky se používá hodnota A2/W35.

V současnosti se občas faktor COP používá jako hodnotící kritérium pro efektivitu TČ. Evropská asociace pro tepelná čerpadla (EHPA) stanovuje minimální topné faktory COP, které musí zařízení ucházející se o značku Q-Label splňovat. Tyto hodnoty, jakožto minimální požadavky později převzala i celá řada dotačních programů, mj. Zelená úsporám, Kotlíkové dotace apod. Pro TČ vzduch-voda je požadavek na  $\text{COP} > 3,1$  (za podmínky A2/W35). Dnes, vzhledem k zavádění směrnic o ekodesignu a potažmo i o štítkování TČ je uvádění jmenovitých COP zbytečné, podobně jako používání těchto hodnot jako požadovaná kritéria [8].

### 2.3.2 Sezonní topný faktor SCOP

Topný faktor COP stanovený měřením v laboratorních podmínkách pro jednu kombinaci provozních podmínek nevyjadřuje dostatečně věrohodně provozní efektivitu zařízení. Tepelná čerpadla jsou provozována za proměnných vstupních a výstupních podmínek, zejména u vzduchových tepelných čerpadel se výrazně mění provozní podmínky na straně výparníku (mění se jak teplota, rovněž i relativní vlhkost vzduchu). S venkovní teplotou se mění i odběrový výkon na straně kondenzátoru. Dle dimenzování výkonu TČ se případně zvýšené požadavky výkonu kryjí záložním zdrojem tepla (elektrokotel).

Lepším kritériem hodnocení tepelných čerpadel je tzv. sezonní topný faktor SCOP (z angl. seasonal coefficient of performance), definovaný normou ČSN EN 14825.

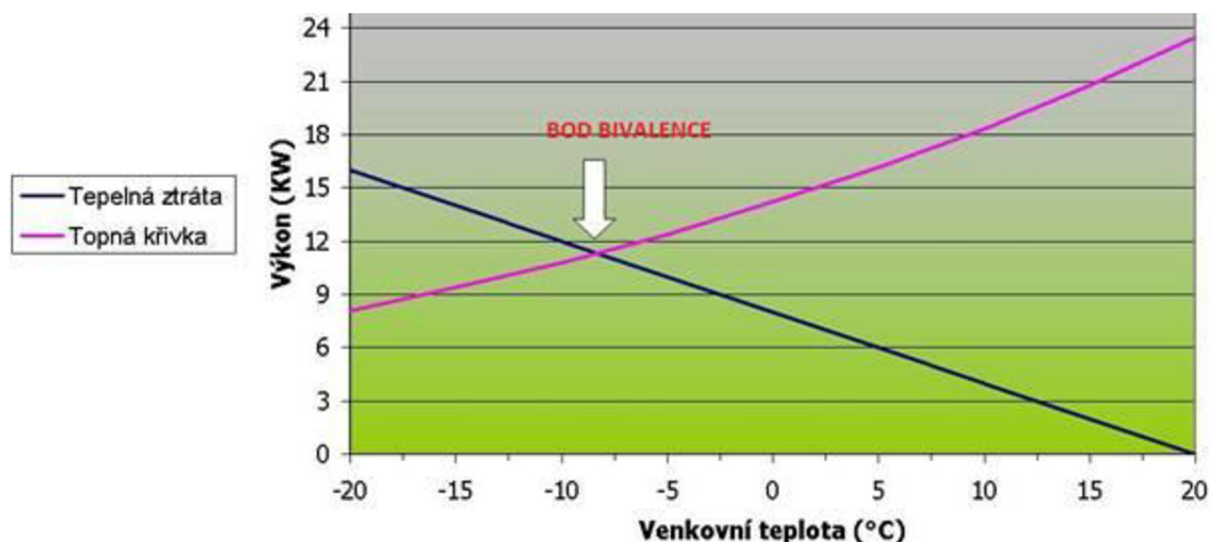
Výpočet SCOP vychází z celoroční bilance produkce tepla TČ a krytím potřeby tepla budovy definované návrhovou tepelnou ztrátou v otopné sezoně se standardizovanými provozními a klimatickými podmínkami.

Výpočet se provádí v otopném období rozděleném na intervaly po 1 K. Do výpočtu se zahrnuje nejen efektivita produkce tepla za chodu TČ, ale též i ztráty vlivem cyklování zařízení (pokud TČ má vyšší tepelný výkon, než je tepelná spotřeba budovy), energetická potřeba záložního elektrokotle (v případě, že výkon TČ je menší, než je TS budovy), energetická spotřeba TČ v pohotovostním režimu, při náběhu, ztráty ochlazováním do okolí v době mimo provoz, udržování zařízení na požadované minimální teplotě (při umístění chladivového okruhu ve venkovním prostředí, nutnost prohřívání potrubí s otopnou vodou proti zamrznutí). Pro výpočet je zapotřebí mít k dispozici sadu hodnot z laboratorního měření topného faktoru TČ stanoveným měření v laboratoři pro různé kombinace provozních podmínek dle ČSN EN 14511 a ČSN EN 14825 (mezilehlé hodnoty se interpolují). Protože se SCOP faktor počítá pro konkrétní návrhovou tepelnou ztrátu (NTZ) budovy, pro kterou je zařízení určeno, je zapotřebí ve zkušebně změřit i bod bivalence (topný výkon a topný faktor za podmínky, kdy je výkon TČ roven tepelné ztrátě, respektive odběrovému výkonu budovy).

Pro hodnocení faktoru SCOP je zapotřebí zvolit NTZ budovy pro dané tepelné čerpadlo. Čím nižší se NTZ zvolí, tím je větší ztráta cyklováním zařízení a menší dohřev záložním zdrojem, respektive u větší tepelných ztrát tomu bude naopak.

Hranicí hodnocení je tepelné čerpadlo se záložním zdrojem, zpravidla elektrokotlem.

SCOP se používá pro klasifikaci tepelných čerpadel do tříd energetické účinnosti při jejich štítkování na základě nařízení Evropské komise 811/2013 a zároveň pro porovnání s minimálními požadavky na ekodesign dle nařízení EK 813/2013. Nařízení pro výpočet SCOP se stále upravují [8,9,10,11,12].



Obr. 2.4 Bod bivalence, topná křivka TČ, tepelná ztráta budovy [13]



## 2.4 Rozdělení tepelných čerpadel dle typu chladivového okruhu

Jednotlivé chladivové okruhy mají společný princip, a tím je var (vypařování) a následná kondenzace pracovní látky, chladiva. Tímto dochází k přečerpávání energie.

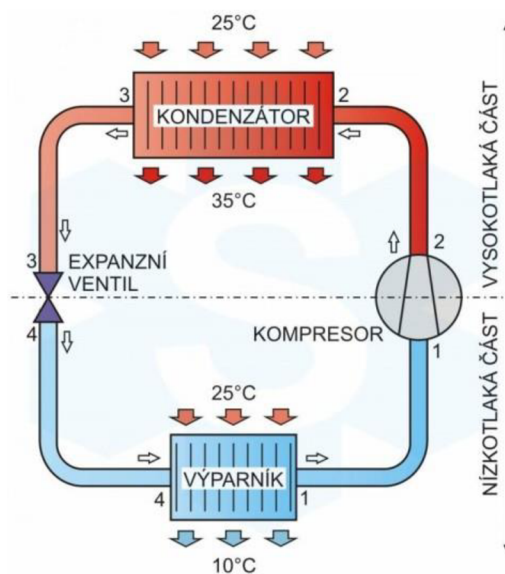
Nejčastěji používané aplikace tohoto principu:

- Kompresorové oběhy
- Absorbční oběhy
- Hybridní oběhy

### 2.4.1 Kompresorové oběhy

Tyto oběhy jsou dnes nejčastěji používaným systémem pro přečerpávání tepelné energie. Cirkulaci a stlačování pracovní látky v cyklu zajišťuje kompresor. Podstata a konstrukce jednotlivých typů kompresorů bude popsána později. Kompresory jsou v drtivé většině poháněny elektromotory, v menším měřítku se pro pohon používají spalovací motory, zejména na zemní plyn, kde se využívá i teplo výfukových plynů. Tyto spaliny procházejí společně s nasávaným vzduchem skrze výparník, kde následně vodní páry v nich obsažené kondenzují. Tímto dochází ke zvýšení celkového COP systému tepelného čerpadla.

Kompresorové systémy pracují na základě závislosti varu a kondenzace chladiva na jeho tlaku. Var chladiva za nízkého tlaku a teploty je žádaná vlastnost pro chladicí systémy. Díky příznivým termodynamickým vlastnostem pracovních látek okruhů, chladiv, mohou tyto systémy správně pracovat. Chladivo přichází do styku s celým vnitřním prostorem okruhu. Rozdělení a vlastnosti chladiv pro kompresorová zařízení bude uvedeno v kapitole 3.4.



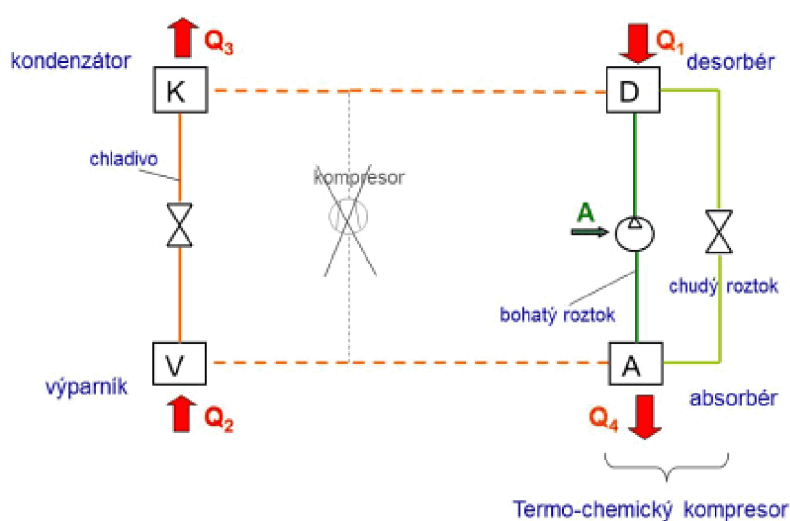
Obr. 2.5 Kompresorový okruh [15]

#### Princip funkce kompresorového okruhu:

Chladivo v kapalně fázi se za nízkého tlaku ve výparníku odpařuje (4-1) a odebírá nízkopotenciální teplo z okolí (vzduch, země, voda). Během vypařování kapaliny nejprve vzniká mokrá pára, postupně dochází k přehřátí par chladiva. Výkon výparníku označujeme jako chladicí výkon. Přehřáté páry chladiva pokračují do kompresu.

Zde jsou chladné páry stlačeny (1-2) na podstatně vyšší tlak (řádově o desítky barů), tím dojde k ohřátí chladiva. Pro pohon kompresoru je nutno dodat již zmíněnou mechanickou energii. Horké páry pokračují do kondenzátoru, kde postupně kondenzují (2-3) a předávají své teplo vodě. Teplo se zde uvolňuje zejména změnou fáze plynu v kapalinu (latentní teplo). energii předanou ohřívání vodě označujeme jako topný výkon. Kapalně chladivo za kondenzátorem má již nižší teplo, ale stále má vysoký tlak. Chladivo v tomto bodě je podchlazené. Za kondenzátorem následuje expanzní ventil, redukce tlaku chladiva (3-4). Odtud pracovní látka pokračuje do výparníku a celý proces se opakuje [1]. Celý cyklus je schematicky znázorněn na obr. 2.5.

### 2.4.2 Absorbční oběhy



Obr. 2.6 Schéma absorbčního oběhu [16]

Absorbční oběhy využívají pro přenos tepla z nižší na vyšší teplotní úroveň shodně, jako kompresorové oběhy, fázovou změnu chladiva ve výparníku a v kondenzátoru. Na rozdíl od kompresorových zařízení, využívá absorbční oběh jako hnací energii teplo z vysokoteplotního zásobníku. Využití tepelné energie pro pohon absorpčního cyklu předurčuje tento typ zařízení pro produkci chladu (respektive tepla) středních a vyšších výkonů v místech se zdrojem levné tepelné energie. Typickým využitím absorbčních zařízení jsou trigenerační jednotky (současná výroba elektrické energie, tepla a chladu), popř. dálkové zásobování chladem.

#### Princip funkce:

V absorbčním chladicím oběhu koluje chladivo a absorbční látka. Páry odpařeného chladiva odcházející z výparníku jsou absorbovány v absorberu do kapalné absorbční látky za současného uvolnění absorpčního tepla ( $Q_4$ ). Vzniklá kapalná směs je čerpadlem dopravena do části oběhu s vyšším pracovním tlakem. Následným zahřátím ( $Q_1$ ) této směsi dochází k vypuzení par chladiva z absorbční směsi. Poté páry putují do kondenzátoru, kde předávají tepelnou energii ( $Q_3$ ) topné vodě. Po z kondenzování prochází chladivo v kapalně fázi přes škrtící ventil do výparníku.

Zde vlivem snížení tlaku dochází k varu chladiva při nízké teplotě a odnímání tepla ( $Q_2$ ) ochlazenému mediu. Páry chladiva poté uzavírají pracovní oběh absorbcí v absorberu. Oddělenou větví se z vysokotlaké části oběhu přes škrtící ventil vrací do nízkotlaké části absorpční kapalina, chudá vypuzeného chladiva. Oběh je schematicky zobrazen na obr. 2.6.

Hnací, tepelná energie je desorbéru dodávána buď za pomoci integrovaných hořáků (přímo vytápěné absorpční oběhy), nebo za pomoci teplosměnných ploch ohřivaných horkou vodou/parou (nepřímo vytápěné absorpční oběhy).

Pro správnou funkci oběhu je zapotřebí vhodná kombinace látek chladivo-absorbent. Základní podmínkou vhodné dvojice látek je dobrá rozpustnost chladiva v absorpční látce a dále jejich možnost pracovat v daných teplotních a tlakových úrovních. Dalším aspektem volby je posouzení dostupnosti, ceny a vlivu na životní prostředí. Používané kombinace chladiv a absorbentů je uvedena v tabulce 2.1.

Tab. 2.1 Používané kombinace chladivo-absorbent [16]

chladivo	absorbent
NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O
H <sub>2</sub> O	roztok H <sub>2</sub> O-LiBr
H <sub>2</sub> O	NaOH
H <sub>2</sub> O	roztok H <sub>2</sub> O-LiCl

Kvalita absorpčního oběhu se vyjadřuje pomocí výkonového čísla  $COP_t$  (viz 2.1), které vyjadřuje poměr mezi získaným teplem a teplem dodaným. Získané teplo je z kondenzátoru ( $Q_k$ ) a teplo vzniklé chemickou reakcí v absorberu ( $Q_{ab}$ ). Dodávané teplo je do desorbéru ( $Q_d$ ), to musí být značně velké, proto se zpravidla používá zbytkové, odpadní teplo.

$$COP_t[-] = \frac{Q_k[kW] + Q_{ab}[kW]}{Q_d[kW]} \quad (2.2)$$

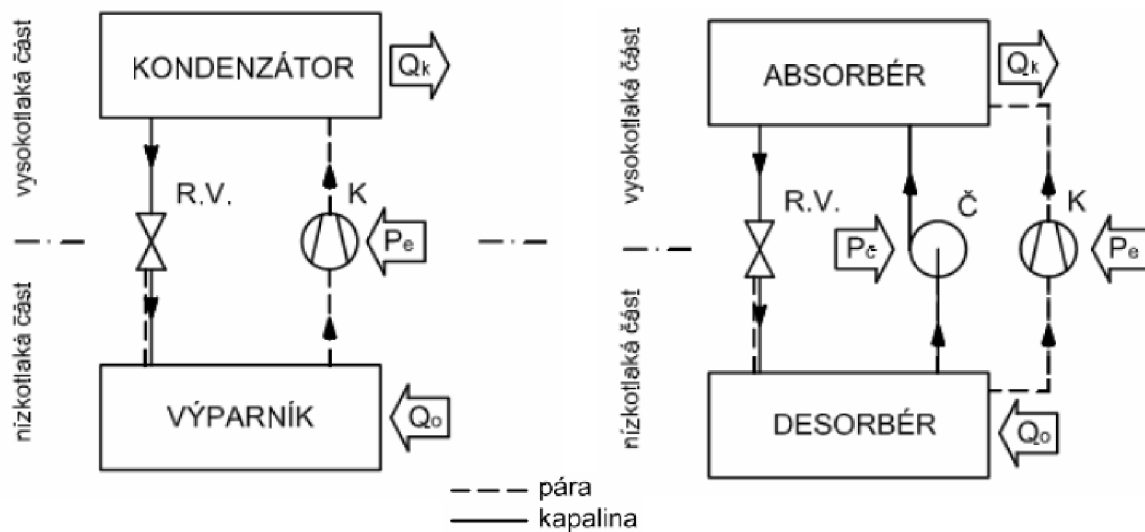
Odlišnosti v konstrukci absorpčních a kompresorových chladících zařízení formulují jejich výhody na nevýhody. Prvotní myšlenkou uplatnění absorpčních oběhů bylo nahrazení drahé hnací elektrické energie nutnou pro chod kompresoru levnější, tepelnou. Ne pokaždé je ale uplatnění absorpční technologie vhodné. Důkazem je dominantní množství zařízení, které využívají kompresorové chladící jednotky.

Mezi nevýhody absorpčních zařízení patří zejména jejich velikost a hmotnost, velký požadavek na dodávku řídicího tepla, poměrně velký obsah pracovních náplní a zejména pořizovací investiční náklady. Účinnost zařízení je v porovnání s tepelnými čerpadly nižší. Mezi výhody lze zařadit nízkou hlučnost, dlouhou životnost a velmi malé servisní náklady [16].

### 2.4.3 Hybridní oběhy

Hybridní chladicí oběh vznikne z kompresorového použitím vícesložkové pracovní směsi (chladiivo + absorbent). Místo výparníku se umístí desorbér a místo kondenzátoru absorbér. Chladiivo je mezi desorbérem a absorbérem dopravováno kompresorem. Absorbent může být veden buďto samostatným okruhem s pomocným čerpadlem (Č) (obr. 2.7 vpravo), nebo společně s chladivem přes kompresor (K)- tzv. mokrá komprese (obr. 2.7 vlevo). Tato koncepce však klade zvýšené nároky na použitý kompresor. Tyto nároky nejsou zatím dostatečně vyřešeny, proto se tato koncepce vyskytuje pouze u výzkumných zařízení.

Na rozdíl od absorbčních oběhů je u hybridních tepelných čerpadel desorbér umístěn na nízkotlaké straně a využívá nízkopotenciální teplo ( $Q_0$ ). Absorbér je umístěn na vysokotlaké straně a produkuje vysokopotenciální teplo ( $Q_k$ ). Dochází zde k podobnému způsobu transformace tepla, jako u kompresorového oběhu, což by mělo znamenat zvýšení topných a chladicích faktorů COP oproti absorbčním oběhům a teoreticky i možné převýšení těchto hodnot u kompresorových oběhů. Tento nárůst účinnosti je způsoben díky využití kombinace kondenzace chladiva a chemické reakci v absorbéru, respektive vypařování chladiva a chemické reakci v desorbéru [17].



Obr. 2.7 Schéma hybridního TČ s mokrou kompresí (vlevo), oddělený oběh (vpravo) [17]

## 2.5 Zdroje NPT a možné zapojení TČ



Obr. 2.8 Zdroje nízkopotenciálního tepla [19]

### 2.5.1 Tepelné čerpadlo s teplovodním otopným systémem

Na obr. 2.8 je znázorněno obvyklé zapojení tepelného čerpadla v kombinaci s teplovodním otopným systémem. Jedná se o nejčastější způsob vytápění obytných budov. Teplovodní otopný systém může být realizován pomocí otopných těles, podlahového, stěnového, či stropního topení, popř. lze realizovat napojení na podlahové konvektory, či vzduchotechnické výměníky. Největší výhodou je možnost dodatečné instalace TČ na již existující otopný systém za podmínky vhodně zvoleného zařízení. Otopný systém může být dimenzovaný jako nízkoteplotní (vhodnější), nebo jako vysokoteplotní, ten není pro tepelné čerpadlo vhodný (z důvodu vyšší teploty topné vody dochází ke snížení faktoru SCOP). Další výhodou teplovodní soustavy je možná akumulace tepla v domě jednak v konstrukci domu (např. pro podlahové topení v betonové podlaze, stěnové topení), popř. ve vodě (měrná tepelná kapacita vody je přibližně  $4,2\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$  při teplotě vody  $20\text{ }^\circ\text{C}$ ). Akumulační schopnost vody se realizuje jednak v samotné otopné soustavě, taktéž i dodatečně v instalovaných akumulacích nádržích. Tohoto se využívá v případě ohřevu teplé užitkové vody, dále lze tuto akumulaci využít, pokud se instaluje tepelné čerpadlo o výrazně vyšším výkonu, než je aktuální potřeba domu. Použitím akumulacích nádrží se omezí cyklování (časté spínání) tepelného čerpadla a tím se prodlouží jeho životnost. Další výhodou tohoto systému je možnost snadného připojení dalších zdrojů tepla, např. solárních teplovodních panelů, kotle na tuhá paliva, či zemní plyn.

Zdrojem nízkopotenciální energie je medium, ve kterém je naakumulovaná solární energie. Tímto zdrojem může být vzduch, voda, země.

Tepelná čerpadla rozdělujeme do 3 základních skupin, a to:

- vzduch-voda
- země-voda
- voda-voda

Kde první slovo, vzduch, označuje zdroj NPT a druhé slovo označuje medium, vodu, kterému je teplo z pomoci TČ odevzdáváno.

V následujících kapitolách 2.5.2-2.5.4 budu popsány zdroje NPT.

### 2.5.2 Vzduch jako zdroj tepla

Vzduch se nachází všude okolo nás, a je zdarma. To jsou jeho dvě největší výhody. Taktéž lze říci, že se jeho celková tepelná energie vlivem odběru tepelným čerpadlem nemění. Odebrané teplo ze vzduchu se totiž vrací ve formě tepelných ztrát budovy, která je za pomoci tohoto TČ vytápěna.

Nevýhodou tohoto zdroje je, že s poklesem venkovní teploty vzduchu výrazně klesá účinnost TČ. V době největší spotřeby tepla (velké mrazy) je topný výkon samotného zařízení nejnižší možný. Tento problém je řešen spuštěním přídatného zdroje tepla, kterým může být např. elektrokotel. Přídatný, bivalentní, zdroj tepla se spouští automaticky při určitém poklesu venkovní teploty. Vliv venkovní teploty na topný výkon a tepelné ztráty objektu je znázorněn na obr. 2.4. Místo protnutí křivek se nazývá bodem bivalence, tento bod určuje moment spínání, respektive odepínání přídatného zdroje tepla.

Další nevýhodou TČ je problematika namrzání výparníku při teplotách pod cca 5 °C. Námraza zde vzniká vlivem vlhkosti venkovního vzduchu a odběrem tepla. Tento problém lze řešit reverzací vytápěcího režimu, topnými kabely, respektive při teplotách nad 3 °C postačuje zastavení kompresoru s ponechaným zapnutým ventilátorem. Tento jev snižuje topný faktor a tedy i efektivitu zařízení [1,20].

### 2.5.3 Zemský povrch

Vzhledem k celoročně se měnícím klimatickým podmínkám se jedná o nejstabilnější zdroj NPT. Přibližně od hloubky 1,2 metru již nedochází k promrzání a teplota se mění pouze minimálně během celého roku, ke konci topného období bývá zpravidla nejnižší.

Toto zajišťuje majiteli TČ celoroční komfort užívání a zařízení zpravidla nepotřebuje bivalentní zdroj tepla [1,20].

V praxi se používají dvě základní aplikace:

- **Plošné kolektory**
  - nižší pořizovací náklady v porovnání s hloubkovými vrty, za cenu nižšího COP
  - výměník je realizován za pomoci polyetylenového potrubí v hloubce 1,2-1,5 m naplněných nemrznoucí směsí, ta odebírá teplo půdě a následně jej v deskovém výměníku, výparníku, předává chladivu v okruhu TČ
  - velikost plochy kolektoru je přibližně 3-5krát větší, než je užitná plocha budovy, musí být bez porostu dřevin, je nezastavitelná
  - speciální aplikací kolektoru jsou tzv. energetické koše, kolektor je svinut do podoby kuželu a umístěn do půdy (hloubka výkopu cca 3-5 metrů)

- **Hlubinné vrty**
  - použitelné v místech, kde není dostatečná plocha pro umístění kolektoru
  - důležitým kritériem je vodivost hornin v podloží
  - na 1 kW topného výkonu TČ je zapotřebí, v závislosti na podloží a toku podzemních vod) přibližně 15-28 m vrtu, přičemž cena vystrojeného vrtu bývá obvykle 1000-1200 Kč/1 m hloubky
  - ve vrtu je umístěno speciální polyetylenové potrubí, ve kterém proudí nemrznoucí směs, nejčastěji roztok vody a monoproplylenglykolu, či monoetylenglykolu.
  - zvláštním typem vrtu jsou energopiloty, kdy se při zakládání staveb využívá betonových základových pilot, do kterých se vloží potrubí, podobné jako vrty.

#### 2.5.4 Podzemní a povrchová voda

Tepelné čerpadlo voda-voda má nejvyšší topný faktor ze všech 3 uvedených zdrojů NPT, což je způsobeno díky vysoké měrné tepelné kapacitě vody. Tento zdroj NPT je z velké míry limitován velikostí zdroje vody, je proto potřeba specifická lokace.

Dle míry tvrdosti vody a přítomnosti nečistot lze využít otevřenou okruhu, kde je voda nasávána a prochází deskový výměník (riziko zanášení, nutná pravidelná údržba), poté je vypouštěna zpět, nebo uzavřené systémy (analogické s TČ země-voda)

#### TČ voda-voda využívají jako zdroj:

- **povrchovou vodu**
  - toky s vyšším průtokem (potoky, řeky), větší vodní plochy (nádrže, rybníky)
  - odběr tepla je realizován podobně, jako u zemního kolektoru, výměník se pokládá na dno řeky, rybníku, či nádrže.
  - nejnižší teplota vody jako zdroje je většinou nastavena na 4 °C, při poklesu teploty pod tuto hranici dochází k namrznání povrchu potrubí kolektoru, což snižuje účinnost systému
- **podzemní voda**
  - v zimě nedochází k namrznání výměníku, v hloubce větší než 10 m je stálá teplota 8-10 °C
  - podzemní voda se odebírá ze zdrojové studny, po ochlazení se vrací do tzv. vsakovací studny, je potřebná dobrá propustnost podloží
  - nejvyšší roční COP při nejnižších celkových nákladech, musí být ale ochrana výměníku před zamrznutím v případě poklesu hladiny spodní vody ve zdrojové studni
  - je možné využít jen pro měkkou vodu, bez znečištění
- **geotermální prameny**
  - vyšší teploty než běžná podzemní voda, vyšší topné výkony
  - kvůli chemickému složení vody a časté přítomnosti doprovodných plynů je nutné použít uzavřený systém, obdobně jako u hlubinných vrtů TČ

### 2.5.5 TČ s teplovzdušným systémem vytápění

Tepelná čerpadla předávající vysokopotenciální teplo do vzduchu jsou využívána pro vytápění, nebo i k chlazení. Zpravidla se konstruuje typu vzduch-vzduch.

Tato zařízení jsou vhodná k vytápění velkých prostor průmyslových hal, skladů, supermarketů a dalších prostor s relativně velkou výměnou vzduchu s požadavkem na stálou teplotu, popřípadě i vlhkost. Dále je lze použít pro vytápění, či temperování menších objektů jako jsou rodinné domy a kancelářské prostory. Pro některé typy těchto zařízení jsou zapotřebí rozvody vzduchotechniky (v případě nutnosti větrání). Pro systémy nižších výkonů se využívá oddělených splitových jednotek, kdy je venkovní jednotka s vnitřním výměníkem spojena chladivovým potrubím. Tě vzduch-vzduch využívají odběru tepla z venkovního vzduchu, anebo je lze využít pro rekuperaci vzduchu, kdy na rozdíl od rekuperačních jednotek sloužících pro předehřev přiváděného vzduchu do objektu, je lze ohřát na vyšší teplotu, než je teplota odváděného vzduchu. Díky tomu lze budovu nejen větrat, ale i vytápět.

Výhodou tepelných čerpadel s předáváním tepla do vzduchu je krátká reakční doba při požadavku změny teploty, snadná reverzace systému (vytápění/chlazení).

Nevýhodou je oproti TČ předávajícím teplo do vody absence možnosti akumulace tepla a ohřevu teplé vody. Je nutný bivalentní zdroj tepla, který zajistí vytápění prostor v době nedostatečného výkonu TČ [23].



Obr. 2.9 TČ vzduch-vzduch, splitová jednotka [22]



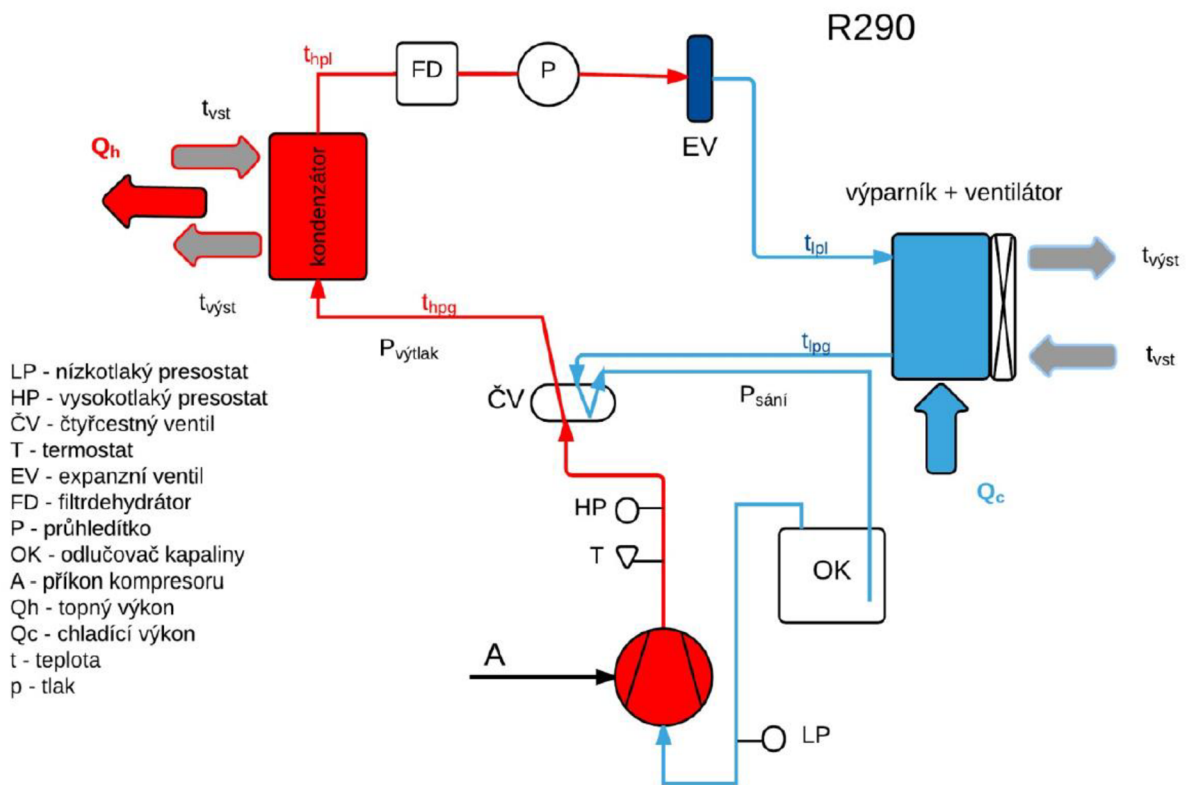
### 3 Kompressorové tepelné čerpadlo vzduch-voda

Kompressorová tepelná čerpadla typu vzduch-voda, která využívají venkovní vzduch, jsou v současné době dlouhodobě nejčastěji instalovaným typem TČ využívaných k vytápění. Využívají se zejména z důvodu dostatečného množství okolního vzduchu, jako zdroje NPT, který je jednak zadarmo, ale také nevyžaduje finančně náročných stavebních a zemních prací. Další výhodou je jejich cenová dostupnost a provozní náklady v porovnání například s automatizovanými kotli na tuhá paliva.

KTČ se vyrábějí v několika odlišných provedeních s odlišnými konstrukčními řešeními. Konstrukce TČ se liší de využití daného tepelného čerpadla, typu chladiva a prostředím, kde bude dané zařízení pracovat. Dnes jsou instalována především KTČ s možností režimu vytápění a chlazení, což je zajištěno reverzací chodu chladivového okruhu, kterou lze zároveň zajistit i odmrazování výparníku [18,23].

#### 3.1 Tepelné čerpadlo v režimu vytápění

V kapitole 2.4.1 je zevrubně popsán chladivový okruh KTČ. V této kapitole bude detailně popsán okruh s přímým výparem chladiva R290, propanu.



Obr. 3.1 Chladivový okruh, režim vytápění [18]

Na obr.3.1 je schematicky znázorněn chladivový okruh v režimu vytápění. Chladivo přichází ve formě mokré páry (směs plynu a kapaliny) do výparníku. Pro dokonalé vypaření směsi je zapotřebí chladivu předat dostatečné množství tepla. Toto teplo je získáváno prostřednictvím lamelového výměníku z okolního vzduchu (zdroje NPT). S ohledem na poměrně malou tepelnou kapacitu vzduchu je ho zapotřebí velké množství. Dostatečný průtok vzduchu je zajištěn nuceným průtokem za pomoci axiálního ventilátoru. Po odpaření by se měly páry chladiva dále ohřát pro zajištění větší stability, aby nedocházelo k nežádoucí

kondenzaci chladiva před kompresorem. Vzhledem k vypařovací teplotě, která může být i méně, než  $-20\text{ °C}$  je zapotřebí počítat i s nízkým absolutním tlakem v této části okruhu.

Pára poté z výparníku proudí přes čtyřcestný ventil do kompresoru. Z důvodu zajištění bezpečného provozu kompresoru je před jeho sáním umístěn odlučovač kapalného chladiva. Ten zajišťuje odloučení případných kapiček chladiva v přehřáté páře, tím se zajistí vyšší účinnost kompresoru a výrazně se napomáhá prodloužení jeho životnosti.

Na sacím potrubí kompresoru se nachází důležitý a nutný bezpečnostní prvek, a to nízkotlaký presostat. Tímto komponentem určujeme nejnižší možný tlak par chladiva, kdy je ještě možný bezpečný provoz kompresoru. V případě poklesu tlaku pod tuto hodnotu presostat rozpojí ovládací obvod stykače napájení kompresoru, tím vyřadí z provozu celé TČ. V případě opětovného nárůstu tlaku (např. ohřátím chladiva v okruhu) se presostat opět vrátí do sepnutého stavu. Stykač napájení nevyplíná regulaci.

Přehřátá pára s dostatečným tlakem bez obsahu kapalně fáze je nasávána kompresorem, který toto chladivo o nízké teplotě a tlaku přečerpá na vyšší tlak a jemu odpovídající teplotu. Na rozdíl od výparníku, kde mohou být vypařovací teploty velmi nízké, na výtlaku kompresoru mohou teploty par být až  $100\text{ °C}$ .

Na výtláčném straně kompresoru je osazen další bezpečnostní prvek, a tím je vysokotlaký presostat. Ten má podobnou funkci, jako nízkotlaký presostat, s tím rozdílem, že kontroluje maximální možnou hodnotu tlaku chladiva v okruhu. Při překročení nastavené hranice tlaku dojde okamžitě k rozpojení kontaktu presostatu a tím i k odpojení napájení kompresoru. Dále je na výtláčném potrubí umístěn termostat, kterým je definována maximální dovolená teplota chladiva za kompresorem. V případě překročení této teploty se kompresor opět odstavuje.

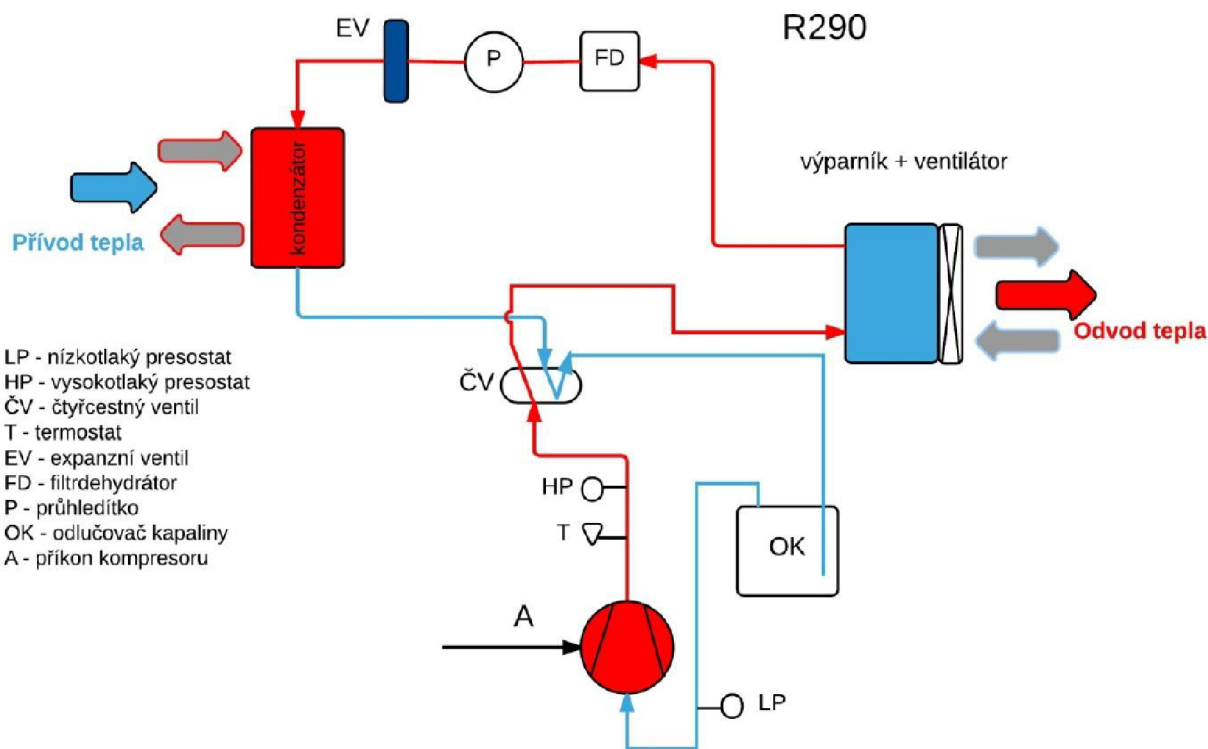
Stlačená přehřátá pára následně proudí přes čtyřcestný ventil do kondenzátoru. Zde dochází ke kondenzování par chladiva v deskovém (méně často trubkovém) výměníku. Chladivo mění svou fázi zpět na kapalinu. Aby k tomuto ději docházelo, je uvolňované teplo předáváno topné vodě. Pro zvýšení stability kapalně fáze chladiva a odstranění případných zbytků parní fáze zde dochází k jeho podchlazení. V celé sekci mezi kompresorem a expanzním ventilem má chladivo vysoký tlak, kondenzační teplota je proto podstatně vyšší než teplota vypařovací.

Za kondenzátorem je umístěn filtrdehydrátor, který zajišťuje pohlcování vlhkosti a zachycení případných nečistot v systému. Následuje průhledítka, které slouží zejména ke kontrole případných bublinek v kapalně fázi chladiva, ty mohou znamenat málo chladiva v systému, či nežádoucí plyny v systému. Součástí průhledítka bývá obvykle i vlhkoměr, který změnou barvy indikuje vlhkost v oběhu (dle míry zabarvení se prování výměna filtrdehydrátoru, případně vysoušení celého systému).

Poté je umístěn expanzní ventil (EV), který slouží ke vstřikování správného množství chladiva do výparníku, pro zajištění jeho optimálního provozního režimu. Hlavní funkcí EV je snížení tlaku kapalně chladiva a tím jeho převedení do oblasti mokré páry. Pomocí EV se přímo ovlivňuje vypařovací teplota, a zejména přehřátí par chladiva na výstupu z výparníku.

Na vstupu do výparníku je obvykle zapojen distributor kapalně chladiva. Tím je zajištěn rovnoměrný průtok všemi sekcemi výparníku. Ve výparníku se kapalně fáze chladiva odpařuje a celý cyklus opakuje [1,18].

### 3.2 Tepelné čerpadlo v reverzním režimu



Obr. 3.2 Chladivový okruh, režim chlazení / defrost výparníku [18]

Schéma KTC v reverzním režimu provozu je zobrazeno na obr. 3.2. Tento režim se využívá zejména z důvodu odmrazování výparníku, případně k chlazení budov.

Změna režimu vytápění do reverzního režimu je zajištěna prostřednictvím čtyřcestného ventilu. Stlačené páry chladiva proudí čtyřcestným ventilem do výparníku, kde dochází ke kondenzaci. Současně je uvolněné teplo odváděno na lamely výměníku, kde na povrchu dochází k odtávání námrazy. Výparník v tomto režimu zastává funkci kondenzátoru. Kapalně chladivo následně proudí skrz filtrdehydrátor, průhledítka, dále expanzním ventilem až do kondenzátoru. Při reverzaci plní význam výparníku. Při odpařování chladiva odebírá vysokopotenciální teplo topné vodě (ochlazuje ji). Průtok chladiva je ovlivňován nastavením expanzního ventilu. Přehřáté páry chladiva poté proudí do sán kompresoru, jehož funkce zůstává stejná.

Odmrazovací cyklus snižuje celkové COP, je s ním potřeba v každém případě počítat, zejména v našich podmínkách. Další způsoby odmrazování jsou uvedeny v kap. 3.3.

### 3.3 Odtávání výparníku

Během provozu TČ vzduch-voda, při nízkých teplotách okolního vzduchu, může docházet ke kondenzaci a namrzání vzdušné vlhkosti na výparníku. Námraza má negativní vliv na výkon výparníku, respektive na účinnost celého zařízení. Proto je důležité ji v pravidelných intervalech odstraňovat. Pro zjednodušení problematiky je vynecháno odmrazování kombinovaných TČ vzduch-voda s nepřímým výparem chladiva.

Odtávání, často nazývané jako defrost, či odmrazování se provádí přivedením tepla do výparníku. To lze provést několika způsoby.

#### 3.3.1 Odtávání za pomoci vzduchu

Podmínkou je kladná teplota okolního vzduchu. Elektronickým expanzním ventilem se uzavře přívod chladiva do výparníku, ventilátor se ponechá v provozu (jeden z mála případů defrostu, kdy přes výměník proudí vzduch). Pro spolehlivé a časově přijatelné odtávání se uvádí teplota vzduchu 4-6 °C [21].

#### 3.3.2 Elektrický systém odtávání

V teplosměnném lamelovém bloku výparníku jsou umístěné topné kabely (či tyče) ve volných měděných, či nerezových trubkách. Při nahřívání bloku se počítá s ohřevem vzduchu a jeho přirozenou termikou, takže se topné elementy nerozmisťují v bloku rovnoměrně, nýbrž se jich většina umístí v dolní části výměníku. U nízkých výparníků je možné umístit topné tyče pouze do vany, samotný blok je ohříván vlivem sálání a přirozeným prouděním vzduchu. U větších výparníků je topný okruh vany a samotného lamelového výměníku rozdělen na dva okruhy se samostatnou regulací. Během procesu odtávání jsou ventilátory a kompresor vypnuty [21].

#### 3.3.3 Odtávání horkými parami chladiva

Jedná se o efektivní způsob odtávání výparníku, který se většinou provádí reverzací chladivového okruhu. Teplo se přitom odebírá z vnitřního prostředí objektu. Součástí okruhu bývá i kondenzační smyčka pod odtokovou vanou výparníku, která se pro zjednodušení systému nahrazuje topným kabelem. Ventilátory jsou zpravidla vypnuté.

Jedná se o způsob odtávání s nižším vývinem vodní páry, protože horké páry chladiva dosahují nižší teploty oproti topným tyčím (kabelům).

Při odtávání a během provozu TČ při teplotách pod 3 °C je zapotřebí vyhřívát odtokovou vanu, včetně odvodu kondenzátu do kanalizace.

V případě využití tepelných čerpadel pro chlazení vnitřních prostor je nutné během odtávání výparníku zamezit úniku vodní páry do chlazeného prostoru. Toto se zajišťuje zejména uzavíráním odtávací klapky, či izolovanými kryty s tzv. Shut up pružnými návleky na výstupu vzduchu z výparníků [21].

### 3.4 Chladiva používaná v KTČ

Chladiva jsou nedílnou součástí každého kompresorového tepelného čerpadla. V chladicím okruhu mají funkci teplotnosné látky. Každé chladivo má specifické vlastnosti, a to zejména kondenzační, respektive vypařovací tlak a teplotu. Díky těmto vlastnostem může celý chladivový systém správně a dlouhodobě pracovat.

#### Vhodné chladivo pro určité zařízení se vybírá zejména s ohledem na:

- provozní podmínky a oblast použití
- požadavky na výkon a vstupní/výstupní teploty systému
- použité komponenty systému (zejména kompresory jsou konstruovány pro určitý typ chladiva a jemu odpovídající typ mazacího oleje)
- dostupnost a cena chladiva
- ekologie (dnes je tato podmínka velmi důležitá, dochází k postupnému omezování některých chladiv, respektive jeho výměně za ekvivalentní chladivo)

Z hlediska odpařování chladiva rozdělujeme chladiva do dvou skupin s odlišnými vlastnosti během vypařování a kondenzace.

- **Azeotropní chladiva** - odpar i kondenzace chladiva probíhá při konstantní teplotě
- **Zeotropní chladiva** - odpařování směsi chladiva probíhá při určitém rozmezí teplot, které označujeme jako teplotní skluz. Proto při větším úniku tohoto typu směsi je zapotřebí provést výměnu celého obsahu chladiva TČ.

#### 3.4.1 Ekologie, dopady na životní prostředí

Historicky měla některá chladiva, zejména těžké freony, značně devastující vliv na ozonovou vrstvu Země. Z tohoto důvodu se postupně začal řešit jejich dopad na životní prostředí, povinné revize a zejména po přijetí Montrealského protokolu dochází k omezování výroby některých zařízení obsahující chladiva s vysokými parametry GWP [21,24].

K hodnocení chladiv se používají tyto Ekologické ukazatele:

- **GWP** Global Warming Potential, potenciál globálního oteplování atmosféry
  - vyjadřuje kolikrát více daná molekula chladiva přispívá k oteplování atmosféry, než 1 molekula oxidu uhličitého.
  - GWP slouží zejména pro výpočet ekvivalentu oxidu uhličitého
- **ODP** Ozon Depletion Potential, potenciál závislosti (napadení) ozonové vrstvy
  - vyjadřuje míru škodlivosti daného chladiva pro ozonovou vrstvu
  - udává, kolik kilogramů chladiva R11 je ekvivalentní 1 kilogramu příslušného chladiva
- **TEWI** Total Equivalent Warming Impact, celkový vliv chladiva na ohřev atmosféry
  - udává se v kg oxidu uhličitého. Započítává se nejen vliv samotného chladiva, ale i ekvivalent oxidu uhličitého za celou dobu životnosti zařízení

### 3.4.2 Syntetická chladiva

Z důvodu výhodných termodynamických vlastností byla tato chladiva velmi často používána, postupně byly zjišťovány jejich nepříznivé vlivy na životní prostředí. Z tohoto důvodu došlo k zákazu používání některých druhů (zejména skupin CFC a HCFC).

U HFC chladiv je nastaveno dle nařízení Evropského parlamentu č.817/2014 postupné omezování výroby a instalací zařízení obsahující některá tato chladiva s vysokým GWP, potažmo zákaz oprav těchto zařízení, a tím dochází k jejich postupnému vyřazování z provozu.

Kromě již zmíněného omezení platí pro zařízení s obsahem chladiv s vyšším ekvivalentem CO<sub>2</sub>, než 5 tun (respektive 10 tun u hermetických systémů) ekvivalentu oxidu uhličitého jsou povinné každoroční revize těsnosti chladivových okruhů. [1.24]

#### Syntetická chladiva se rozdělují do třech základních skupin:

- **CFC**
  - jedná se o chloro-fluoro-karbony, častěji označované jako tvrdé freony
  - mají vysoké GWP i ODP, jejich používání je zakázáno
  - jedná se např. o chladiva R11, R12, R13, R113 a R114
- **HCFC**
  - chlorofluorované uhlovodíky, které mají ve své molekule atom vodíku
  - označovány jako měkké freony, původně učeny jako náhrada CFC
  - relativně nízké ODP, GWP střední až vysoké
  - vzhledem k hodnotě ODP se dnes již nesmí používat
  - např. chladiva R21, R22, R141b, R123
- **HFC**
  - hydro-fluoro-karbony, označovány jako F-plyny
  - v molekule nemají molekuly chloru, ODP=0, mohou mít vysoké GWP
  - na trhu od roku 1992, dnes postupně omezovány a vyřazovány z provozu kvůli vysokému GWP, postupně nahrazovány perspektivními, ekologickými, přírodními chladivy
  - např. chladiva R134a, R407c, R410a
- **HFO**
  - hydro-fluoro-olefiny
  - vyvinuty jakožto náhrada předešlých skupin společnými silami koncernu DuPont a Honeywell, zejména pro automobilový průmysl a transportní chladicí zařízení.
  - nulové ODP, nízké GWP
  - např. chladiva R1234yf (pro autoklimatizace)  
R449a (pro chlazení během přepravy)

### 3.4.3 Přírodní chladiva

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

Přírodní chladiva jsou složena jednak z uhlovodíků, označovány jako HC chladiva (např. R290-propan, R600a-izobutan, R601a, R1270-propylen). Druhou skupinu tvoří anorganická chladiva (např. R717-amoniak, R718-voda, R744-oxid uhličitý).

V průmyslu je jako chladivo nejčastěji používán amoniak, oxid uhličitý a propan.

Pro chladicí zařízení malých rozměrů (ledničky a mrazáky) se používá izobutan [1,21,26].

- **Amoniak (R717)**
  - zařazen do třídy B2, jedovatý, částečně hořlavý, nevýbušný
  - výborné chladicí vlastnosti
  - není korozivní
  - nesmí se používat měděné součásti systému, pouze ocelové
  - vysoké provozní tlaky, pro malé systémy nepoužitelný
  - použití pro velké chladicí systémy (např. hokejové stadiony)
  
- **Oxid uhličitý (R744)**
  - třída A1 – netoxický, nehořlavý
  - horší účinnost okruhu, než s amoniakem
  - páry těžší než vzduch, vysoké koncentrace způsobují malátnost osob, popřípadě může vytěsnit kyslík a způsobí smrt udušením
  - s vodou korozivní, nutné nerezové provedení systému
  - vysoké pracovní tlaky, konstrukční náročnost
  - alternativa pro R717, společné chladicí okruhy, jako primární chladivo v kaskádních systémech
  - využití v TČ vyšších výkonů- např. Mitsubishi Q-ton pro ohřev teplé užitkové vody (TUV) pro budovy s její vyšší spotřebou (hotely, školy)
  - nevýhoda: potřebný vysoký teplotní spád topné vody na kondenzátoru, nevhodné pro vytápění budov, naopak velmi vhodné pro ohřev TUV
  
- **Propan (R290)**
  - třída A3, vysoce hořlavý
  - maximální náplň chladiva 0,75kg, jinak Ex-podmínky, Atex1
  - termodynamicky podobný R22, nižší hodnoty tlaků než u R744 pro podobné kondenzační a vypařovací teploty
  - vhodný i pro menší systémy, například pro tepelná čerpadla
  
- **Izobutan (R600a)**
  - třída A3, vysoce hořlavé chladivo
  - malá objemová chladivost, současně s nízkými provozními tlaky, omezení jen pro malé systémy
  - lze jím nahradit R12 za cenu nižší chladivosti

### 3.5 Komponenty chladivového okruhu KTČ

Konstrukce chladivového okruhu kompresorového tepelného čerpadla se skládá ze čtveřice důležitých částí. Těmi jsou kompresor, výparník, kondenzátor a expanzní ventil. Tyto komponenty nejvíce ovlivňují výslednou účinnost celého systému. Kromě těchto částí jsou v okruhu použity další části, zejména čtyřcestný ventil, průhledítka, filtrdehydrátor, ventily pro napojení při servisních úkonech (na sací i výtlačné straně kompresoru). Součástí složitějších okruhů mohou být i odlučovače kapalného chladiva, sběrače kapalného chladiva, odlučovače a zásobníky oleje, uzavírací ventily a zpětné klapky. Nesmíme zapomenout ani na prvky ochrany, zejména nízkotlaký a vysokotlaký presostat, termostat atd.

#### 3.5.1 Kompresor

Chladivové kompresory jsou nejdůležitější součástí celého okruhu, mnohdy jsou techniky označovány na srdce tepelného čerpadla. Závisí na nich mnoho provozních parametrů, zejména topný výkon, faktor COP, volba chladiva, rozběhový a jmenovitý elektrický proud. Na rozdíl od vzduchových kompresorů jsou na chladivové kompresory kladeny vysoké nároky. Jde především o těsnost systému, protože únik chladiva znamená značné provozní problémy, které mohou vést až ke zničení kompresoru. Dalším důležitým faktorem jsou proměnlivé pracovní podmínky, dochází k prudkému nárůstu kondenzačního tlaku (při ohřevu teplé vody), popř. i k poklesům sacích tlaků (např. při nízkých venkovních teplotách).

Jako první se v chladírenství začaly používat kompresory pístové, následně se začaly používat kompresory rotační, posléze Scroll a šroubové kompresory. V současné době dochází k využívání kompresorů s frekvenčně řízenými motory z důvodu snazší regulace výkonu celého TČ [1,21].

Kompresory lze dělit podle několika skupin, na základě principu funkce, provedení a způsobu činnosti.

##### a) dle principu funkce:

- **kompresory objemové:** nasáté páry chladiva jsou postupně stlačovány, až do objemu odpovídající výstupnímu tlaku par chladiva, respektive velikosti výtlačné komory kompresoru.
- **kompresory rychlostní:** nasávané páry chladiva jsou v kompresoru urychleny na vysokou rychlost, následně dochází ke zpomalení par v difusoru, tím se jejich pohybová energie mění na tlakovou.

##### b) dle výrobního provedení:

- **kompresory hermetické:** elektromotor a kompresor jsou na jedné hřídeli, hermeticky nerozebíratelně uzavřeny ve společné nádobě, vyvedeno je sací a výtlačné potrubí, elektrické napájení, olejová náplň je společná, kompresory se neopravují
- **kompresory polohermetické:** jednotlivé součásti kompresoru jsou spojeny rozebíratelnými spoji, kompresor je možno opravovat a servisovat, celé soustrojí elektromotoru a kompresoru je umístěno v těsném obalu.
- **kompresory ucpávkové:** hřídel kompresoru je vyvedena z klikové skříně přes ucpávku, spojení s motorem je provedeno spojkou.



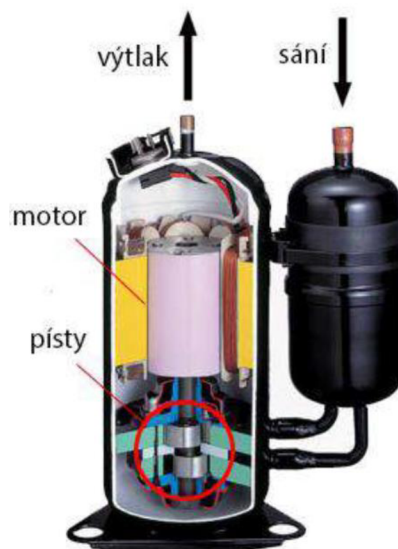
c) dle principu funkce:

- **pístové kompresory:** Ke kompresi dochází přímočarým, vratným pohybem pístu, který je poháněn klikovým mechanismem, excentrem, či rotující šikmou deskou. Pro menší výkony se vyrábějí v hermetickém provedení. Využití nalézají zejména v bílé technice (domácí chladničky, průtokové chladiče nápojů). Pro TČ jsou nevhodné, případné vniknutí kapalného chladiva do prostoru válce způsobuje jeho zničení, další nevýhodou je škodný prostor pístu. Zobrazen je na obr. 3.3 [21]



Obr. 3.3 Pístový kompresor,  
hermetické provedení [18]

- **rotační objemové kompresory:** Na trhu existuje celá řada konstrukčně rozdílných kompresorů. Do této skupiny patří např. kompresory s rotujícím pístem (viz obr. 3.4), lamelové kompresory. Kompresi zajišťuje pohyb válcového tělesa uvnitř komory, kdy lamely oddělují sací a výtlačnou část komory. Využívají se v hermetickém provedení s jedním, či dvěma písty. Provedení se dvěma písty je vhodnější, zajišťuje rovnoměrnější zatížení hřídele, nižší hlukové zatížení a vibrace. Dnes se využívají zejména v kombinaci s frekvenčně řízeným elektromotorem.

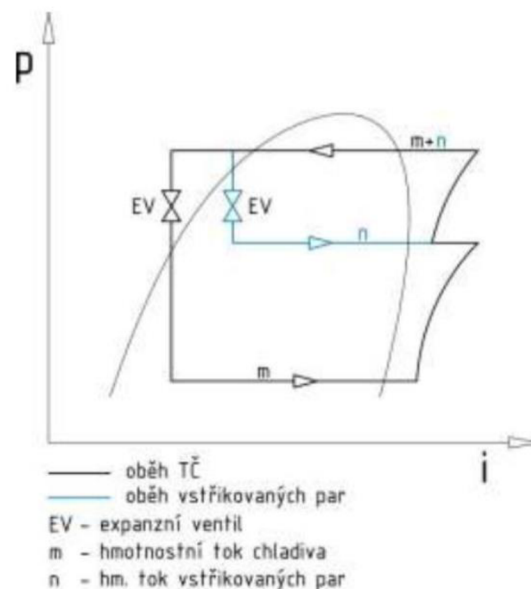


Obr. 3.4 Kompresor se 2 excentrickými písty [20]

- Scroll kompresory:** V současné době se jedná o zcela jistě nepoužívanější typ kompresorů pro tepelná čerpadla. Princip funkce kompresoru spočívá ve dvou spirálách vložených do sebe, kdy je jedna spirála pevná a druhá se po ní excentricky odvaluje. Tímto dochází k postupnému stlačování plynu, který je nasáván po obvodu spirál a jeho postupnému stačování směrem k jejich středu. Prostředkem pevné spirály opouští stlačené, ohřáté plynné chladivo kompresor. Výhodou tohoto typu kompresoru je absence škodného prostoru, s téměř stoprocentní dopravní účinností. Dále díky své konstrukci nejsou náchylné k nasátí kapalně fáze chladiva. Těsnost spirál je docílena velmi přesným obrobením dosedacích ploch. Schéma je zobrazeno na obr. 3.5. Princip Scroll kompresoru je znám již dlouhou dobu, masivní sériová výroba začala až s příchodem číslicově řízených obráběcích strojů. V provedení **on/off** může být kompresor pouze v provozu na 100 % výkonu, anebo vypnutý. Tímto je dosaženo provozu zařízení při optimálním výkonu, čímž je dosaženo nejvyšší možné účinnosti. Životnost zařízení je přímo úměrná počtu startů. Pro jejich snížení se používá **inverterové** provedení elektromotoru, u kterého lze řídit jeho otáčky, a tím upravovat výkon kompresoru. Zamezí se cyklování zařízení a dochází k menšímu namáhání kompresoru. S regulací výkonu je však spjata nevýhoda v podobě kolísání účinnosti v rozsahu výkonu zařízení, při nižších otáčkách i horší distribuce mazacího oleje v chladicím okruhu.



Obr. 3.5 Scroll kompresor [20]



Obr. 3.6 EVI technologie [20]

Scroll kompresory prošli dlouhodobým vývojem a dnes se v praxi často používá jejich modifikovaná provedení, tj. další generace. **EVI (ENHANCED VAPOUR INJECTION) Scroll** kompresory patří mezi další generaci Scroll kompresorů. Jejich podstatným rozdílem oproti předešlé generaci je vstřik chladných par do prostoru mezi

spirálami během komprese, je docíleno snížení výtlačné teploty chladiva a tím se rozšiřuje pracovní oblast kompresoru. Pro vstřík chladiva je zapotřebí chladivový okruh doplnit expanzním ventilem (viz obr. 3.6). Evi Scroll kompresory jsou na trhu jak v On/ff tak i v invertorově řízeném provedení.

Následnou generací jsou **Digital Scroll** kompresory, které využívají osové pohyblivosti rotorů pro přerušování fáze stlačování. K jeho přerušování dochází při oddálení rotorů kompresoru. Regulace je proto možná v rozsahu 10-100 % jmenovitého výkonu [1,20,21].

- **Ostatní typy chladivových kompresorů:** Pro tepelná čerpadla se využívají pouze pro velké výkony, např. chlazení hokejových hřišť, či pro průmyslové aplikace. Výrobní provedení je obvykle polohermetické, či ucpávkové. Do této skupiny lze zařadit **šroubové kompresory**, u kterých dochází ke stlačování par chladiva odvalováním 2 pístů v podobě šroubovice. Provedení může být buďto s mazacím olejem, nebo bezolejové. Výhodou jsou jeho relativně malé rozměry, nemají škodný prostor. Nevýhodou jsou axiální síly působící na ložiska rotoru, v případě mazání olejem i složitost mazacího systému, či vestavěný kompresní poměr. Použití pro topné výkony v řádu stovek kilowatt. Pro výkony v řádu megawatt lze použít rychlostní, **rotační kompresory**. Tyto turbokompresory se používají jen v případě velkých objemů nasávaných par chladiva. Jedná se o poměrně složitá zařízení. Kompresor se skládá z rotorové části a statoru s difuzorem. Regulace výkonu je možná dvěma způsoby, a to regulací otáček za pomoci převodovky, druhou možností je natáčení rotorových lopatek. Pro tepelná čerpadla se využívají jen velmi omezeně [21]. Turbokompresory používá ve svých zařízeních např. společnost FrioTherm pro tepelná čerpadla s topným výkonem až 9,2MW [26].

### 3.5.2 Kondenzátor

Kondenzátor je tepelný výměník, který je umístěn na vysokotlaké straně chladivového okruhu. Jeho úkolem je předání tepelného výkonu z chladiva do topné vody. Dále v něm dochází k podchlazení kapalného chladiva z důvodu dosažení větší stability kondenzátu s co nejnižším obsahem plynné fáze, bublin.

Pro KTČ se jako kondenzátory využívají zejména deskové výměníky, v menší míře se využívají kotlové výměníky (trubkové). U TČ typu vzduch-vzduch se používají lamelové vzduchové výměníky, obdoba lamelových výparníků (viz kapitola 3.5.4).

- **Deskové kondenzátory:** Nejčastěji používaný typ kondenzátorů u KTČ. Obvykle se využívá protiproudého zapojení, kterým dojde ke zmenšení teplosměnné plochy a zejména zvýšení výstupní teploty topné vody z výměníku. Velkou výhodou jsou kompaktní rozměry výměníku, snadná instalace, vysoká účinnost, chemická odolnost, široké spektrum příslušenství (izolační kryty, systém uchycení), možné vysoké provozní

tlaky. Nevýhodou je zejména malá mezera mezi deskami - snadné zanášení, tudíž je nutné zajistit čistotu topné vody s nízkým obsahem rozpuštěných látek.

Materiál desek výměníku je většinou nerezová ocel, pájená měděnou pájkou. V případě vyšších provozních parametrů se používají svařované deskové výměníky. Pro chemicky agresivní kapaliny lze použít titanové desky.

Deskové kondenzátory se vyrábějí i v provedení rozebíratelném.

U tohoto provedení je nutnost těsnění mezi deskami, snadno se čistí, avšak jsou nevhodná pro aplikace s vyššími provozními tlaky a chladivy (kondenzátor určený zejména pro vodní páru) [27].



Obr. 3.7 Deskový kondenzátor, rozebíratelné provedení (vlevo), nerozebíratelné (vpravo) [27]

- **Kotlové kondenzátory:** Jsou konstruovány jako trubkové kondenzátory, kdy chladivo kondenzuje v mezitrubkovém prostoru a ohřívána kapalina proudí v trubkách. Rovnoměrný tok chladiva je dán zejména uspořádáním trubek ve svazku a též vloženými přepážkami. Na rozdíl od deskových kondenzátorů mají kotlové kondenzátory nižší účinnost, nižší tlakové ztráty, lépe se čistí. Používají se zejména v provezech s nižší čistotou ohřívajícího média a v průmyslových aplikacích s vysokými topnými výkony [18,21].

Samostatnou skupinou jsou trubkové kondenzátory pro přímý ohřev teplé užitkové vody používané společností Dimplex. Jedná se o vinutý kondenzátor z měděných trubek umístěný v ohřivači vody, který je v přímém kontaktu s užitkovou vodou. Chladivo kondenzuje uvnitř potrubí. Výhodou provedení je vyšší účinnost a nízká cena výměníku. Nevýhodou je např. vyšší korozní aktivita prostředí, jelikož užitková voda obsahuje rozpuštěné ionty kyslíku, popř. i chloru, který se často používá k desinfekci pitné vody [29].

### 3.5.3 Expanzní ventil

Expanzní ventily, označované též jako škrťací (vstřikovací) slouží ke vstřikování správného množství chladiva do výparníku a tím k řízení jeho optimálního režimu provozu.

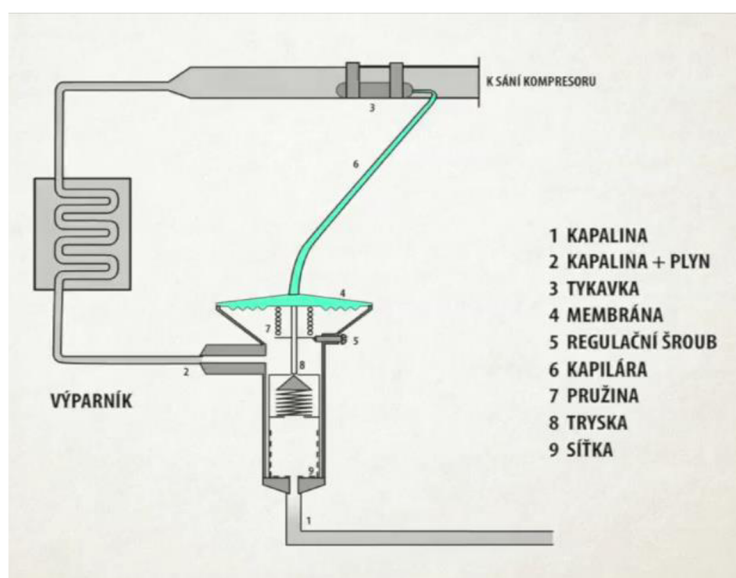
V expanzním ventilu se provádí redukce tlaku chladiva, současně dochází k převedení jeho kapalně fáze do oblasti mokrých par chladiva. Současně se snižováním tlaku zajišťuje EV teplotu přehřátí par chladiva za výparníkem, což je hlavní regulovaná veličina pro regulaci velikosti otevření trysky. EV vstřikuje do výparníku pouze takové množství kapalného chladiva, které je za daných podmínek schopna se vypařit a přehřát.

Kromě vypařovacího tlaku a přehřátí chladiva řídí EV i kondenzační tlak.

Expanzní ventily se vyrábí v provedení s mechanickým, či s elektronickým ovládáním.

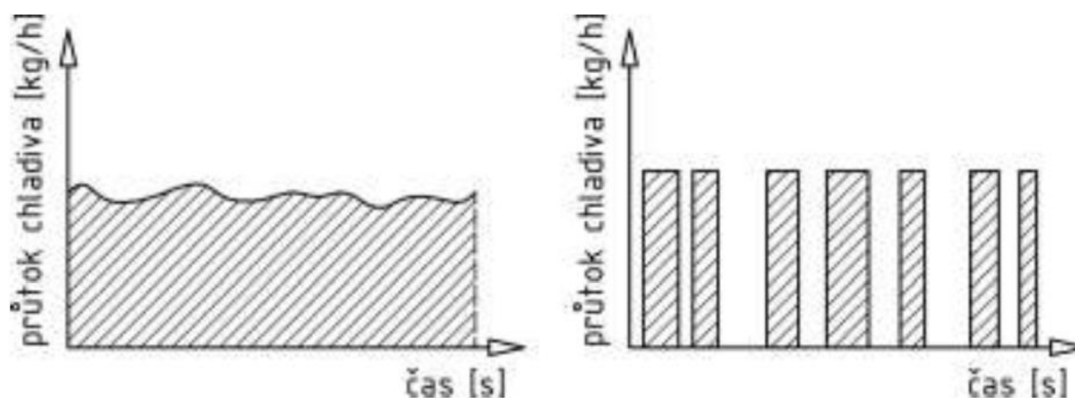
- **Termostatický expanzní ventil (TEV):** Na rozdíl od automatických expanzních ventilů, které regulují pouze vypařovací tlak, jsou TEV spojeny s tykavkou. Ta je dotykem spojena s výstupním potrubím výparníku. Náplň tykavky bývá kapalná, plynná, nebo absorbční. Zpravidla se používá k náplni chladivo stejné, jako je v okruhu, tím lze docílit konstantního přehřátí chladiva za výparníkem při velkém rozsahu vypařovacích teplot. Podle změny teploty tykavky se ekvivalentně změní tlak náplně, který se přenáší prostřednictvím kapiláry nad membránu ventilu. Při vzrůstu teploty tykavky se následně zvýší tlak na membránu ventilu, tím dojde k otevření kuželky ventilu a vstříku kapalného chladiva do výparníku.

TEV se seřizuje na garantovaný jmenovitý výkon zařízení, tj. že za konstantního tlaku propustí právě tolik chladiva, které je schopno přepravit požadovaný tepelný výkon. Tomuto chladivu musí za stejnou časovou jednotku výparník předat teplo, kompresor jej stlačit a následně kondenzátor odebrat topný výkon. Vytvoří se tím vyvážený stav. Porušením rovnovážnosti dochází k ovlivnění celého chodu oběhu. Schématický náčrt je znázorněn na obr. 3.8 [18,21].



Obr. 3.8 Termostatický expanzní ventil [14]

- **Elektronický expanzní ventil:** Zvýšení účinnosti chladících okruhů v souvislosti s jejich zvětšováním a propojováním s sebou přineslo potřebu kvalitnější regulace expanzních ventilů. Funkci tykavky zde přebírá teplotní a tlakové čidlo na konci výparníku, které předává elektronický signál řídicí jednotce EEV. Hodnoty z čidel jsou aktuální, bez časové prodlevy jako je tomu u tykavky. Řídicí jednotka plynule vyhodnocuje stav. Řízení otevírání ventilu je prováděno v závislosti na typu provedení EEV. Pro **pulzní EEV**, který pracuje jako klasický elektromagnetický ventil s vysokou četností otevírání, se používá PWM- pulzu s proměnlivou délkou. Ventil se v pravidelných intervalech otevírá, délka intervalu je dána zatížením EEV, bývá obvykle do 10 s (5 s je ventil otevřený a 5 s zavřený). Ventil samotný je v provedení hermetickém, ovládaný za pomoci solenoidu umístěnému z vnější strany ventilu. Při použití pulzních EEV se nemusí instalovat předřazené elektromagnetické uzavírací ventily z důvodu, že EEV se v případě výpadku dodávky elektrického napájení sám uzavírá. Výhodou je rovněž jejich dlouhá životnost, např výrobce Danfoss garantuje více než 60 milionů cyklů. Je zapotřebí dbát na správné dimenzování, zejména u velkých výkonů může docházet ke kapalinovým pulzacím v potrubí. Průtok chladiva v závislosti na čase je zde impulzní. Pro větší výkony zařízení je vhodnější použití **EEV s krokovým motorem**. Tímto se docílí plynulého, přímočarého posunu dřívku ventilu a zamezení vzniku tlakových pulzací v systému. Řídicí jednotka rovněž, jako v předešlém případě, přijímá signály od čidel, signál dále ale nepředává solenoidu, nýbrž krokovému motoru, který se při každém pulzu pootočí o přesně stanovenou úhel, který je dán velikostí ventilu. Někteří výrobci nabízí např servopohony s 1600 kroky. Pro tento typ ventilu je typická proporcionální charakteristika závislosti průtoku chladiva na čase [1,21]. Porovnání jednotlivých charakteristik je znázorněno na obr. 3.9.



Obr. 3.9 Proporcionální charakteristika průtoku chladiva (vlevo), impulzní charakteristika průtoku chladiva (vpravo) [20]

### 3.5.4 Výparník

Výparník je tepelný výměník umístěný na nízkotlaké straně chladivového okruhu. Slouží k odebrání tepla okolnímu prostředí, přičemž toto teplo prochází do chladiva, které se jeho pohlčováním odpařuje a dále přehřívá.

Podle způsobu regulace přívodu chladiva a zaplavení teplosměnné plochy se výparníky dělí na dvě skupiny. První skupinou jsou **výparníky zaplavené**, u nichž se vstřík chladiva řídí výškou hadiny chladiva buďto v samotném výparníku, nebo v pomocné sběrné nádobě. Druhou skupinu tvoří **výparníky suché**, které jsou dnes používané chladivových okruzích častěji. Jejich označení souvisí s tím, že na konci výparníku odchází do sání kompresoru přehřátá pára. Regulace množství chladiva je zajištěna expanzními ventily (viz kap. 3.5.3).

**V současnosti se KTČ vyrábějí ve dvou základních konstrukčních provedeních:**

- **Přímé vypařování chladiva:** mokré páry chladiva jsou přivedeny do výparníku, který je v přímém kontaktu se zdrojem NPT. Výhodou tohoto systému je vyšší účinnost oproti nepřímému odparu chladiva a jednodušší konstrukce. Nevýhodou je těžší kontrola těsnosti okruhu, vyšší objem chladiva. V praxi se používá zejména pro TČ odebírající teplo ze vzduchu, omezeně pro TČ země-voda s plošným kolektorem
- **Lamelové výparníky:** používají se výhradně pro KTČ odebírající teplo z okolního vzduchu. Konstrukci výparníku tvoří 1 a více řad, zpravidla měděných trubek, uvnitř kterých proudí chladivo. Vnější mezitrubkový prostor je vyplněn hliníkovými lamelami, skrze které proudí vzduch. Podélné trubky bývají rozděleny do několik sekcí se stejnou tlakovou ztrátou. Za expanzním ventilem je umístěn distributor chladiva (bude popsán dále), následně je chladivo rozváděno do jednotlivých sekcí. Na konci výparníku je sběrná trubka přehřátého chladiva která má větší průměr než trubka přívodní, z důvodu zvětšení objemu pracovní látky. Pro zajištění odvodu zkondenzované vody z okolního vzduchu se lamelový výparník doplňuje sběrnou vanou s odtokem. Odvod kompresorového oleje je zajištěn mírným nakloněním výparníku směrem k odvodu přehřátého chladiva. Pro výkon výměníku je důležitý zejména počet trubek v řadě (výška výparníku), počet trubkových řad (hloubka výparníku), délka výparníku, počet vstříků chladiva, rozteč lamel. Průtok vzduchu je zajištěn za pomoci ventilátoru, zpravidla se dvěma rychlostními stupni otáčení.



Obr. 3.10 Lamelový výparník Ciat [30]

- **trubkové kolektorové výparníky:** využívají se pouze u KTČ v kombinaci se zemním kolektorem, pro nižší topné výkony řádově do 10kW. Kolektory se instalují s trubkami o maximální délce 75 až 80 metrů. Kvůli stejným tlakovým ztrátám je nutné mít stejně dlouhé jednotlivé větve kolektoru. Nevýhodou je horší návrat oleje do kompresoru, na potrubí kolektoru je potřeba vytvořit tzv. sifonky sloužící ke sběru chladivového oleje. Provedení kolektoru je obvykle z měděných trubek s povrchovou ochranou proti korozi.
- **nepřímé vypařování chladiva:** mezi chladivový okruh a zdroj NPT je vřazen okruh s nemrznoucí kapalinou. Hlavním důvodem k použití nemrznoucí kapaliny je podstatné zmenšení objemu chladiva. Vzhledem k povinnostem revizí těsnosti chladivových systémů s obsahem HFC chladiv je tento typ okruhů používán zejména u KTČ typu země-voda a voda-voda. Nemrznoucí kapaliny se s ohledem na další parametry zařízení používají na bázi ethylalkoholu a monoethylglykolu. Provedení výměníku nemrznoucí kapalina-okolní prostředí je nejčastěji z polyetylenového potrubí. Dle typu podloží se používá ochranný obsyp pískem, či provedení potrubí se zvýšenou ochranou. Nevýhodou je nižší účinnost z důvodu napájení oběhového čerpadla, vložení další teplotnosné kapaliny.
- **Deskové výparníky:** Jsou podobné konstrukce, jako deskové kondenzátory. Výparník pracuje za nižších teplot a tlaků. Jelikož pracuje s plynnou fází chladiva, bývá podstatně větší než kondenzátor. Je zapotřebí jej chránit proti nechtěné kondenzaci par okolního vzduchu izolací. Součástí deskového výměníku musí být vždy distributor chladiva pro rovnoměrné a optimální tepelné využití jednotlivých desek.

Nedílnou součástí každého výparníku je **distributor chladiva**, často nazýván také jako rozdělovač chladiva. Zajišťuje rovnoměrný tok a využití jednotlivých větví výparníku. Distributor chladiva musí být vždy umístěn co nejbližší expanznímu ventilu ve svislé poloze. Existuje několik koncepcí tlakových distributorů a to Ventouriho rozdělovač, Clonkový rozdělovač. Na beztlakém principu pracuje rozdělovač Kalk od výrobce Küba. Tlakovou ztrátu distributoru je nutné zohlednit při návrhu expanzního ventilu [21].

Vzhledem k velkému množství příslušenství a ovládacích prvků chladivových systémů budou tyto součásti zmíněny v kapitole 5.



### 3.6 Konstrukční provedení KTČ vzduch-voda

Kompresorová tepelná čerpadla se vyrábějí v několika variantách. Jsou konstruována jednak jako kompaktní monobloková, či jako dělené, tzv. splitové jednotky.

#### 3.6.1 Splitové jednotky

U tohoto typu provedení je tepelné čerpadlo rozděleno do dvou částí. Venkovní jednotku tvoří výparník, vnitřní jednotku tvoří kondenzátor. Obě tyto jednotky jsou spojeny chladivovým potrubím. Kompresor lze umístit jak do venkovní, taktéž i do vnitřní jednotky. Při tom je ovšem potřeba brát na zřetel generovaný hluk. Tento typ KTČ obsahuje větší množství chladiva než kompaktní jednotky o stejném výkonu [1].

#### 3.6.2 Kompaktní provedení

Kompaktní TČ jsou konstruována jako zařízení, která mají veškeré komponenty chladivového oběhu umístěné v jedné skříni. Vyrábějí se v provedení pro venkovní i vnitřní instalaci. V současné době se instalují zejména ve venkovním provedení.

Kompaktní tepelná čerpadla mají díky svému provedení velmi jednoduchou instalaci, kdy stačí k jednotce přivést potrubí s topnou vodou, která po průchodu kondenzátorem chladivového okruhu distribuuje teplo do budovy. Kromě potrubí je potřeba přivést elektrické napájení a kabeláž k ovládání jednotky, potrubí k odvodu kondenzátoru z výparníku.

Přívodní potrubí je potřeba ve venkovním prostředí velmi dobře tepelně zaizolovat, včetně ochrany proti vodě. Při mrazech je důležité prohřívání systému z důvodu zamezení zmrznutí potrubí a vzniku poruch. Prohřívání je možné zajistit jednak během cirkulačního čerpadla topné vody, či nouzovým způsobem, v případě poruch TČ, topnými kabely.

Vzhledem k umístění komponent generující hluk v jedné skříni, je potřeba brát v potaz nutnost aplikace protihlukových krytů a dalších opatření. Při umísťování venkovní jednotky je nezbytné se zamyslet nad prouděním vzduchu od jednotky, dále na přepážky a objekty, popř. i na další TČ instalovaná v okolí. Toto je důležité zejména z důvodu odrazu akustických vln, či jejich sčítání, aby nedoházelo k překročení hlukových limitů, tudíž k rušení sousedních obyvatel. Označovány též jako tepelná čerpadla monobloková [18,20].

#### 3.6.3 TČ vzduch-voda s nepřímým výparem

Na trhu se v menší míře objevují tepelná čerpadla vzduch-voda s nepřímým výparem chladiva (popis v kapitole 3.5.4). Jedná se ve své podstatě o tepelné čerpadlo typu země-voda, ke kterému byl místo zemního kolektoru připojen výměník nemrznoucí kapalina-vzduch. TČ tedy obsahuje méně chladiva oproti splitovým jednotkám, ovšem dosahuje nižšího COP. Systém krom jiného obsahuje navíc jedno oběhové čerpadlo.

#### 4 Tepelná čerpadla na českém trhu

První tepelné čerpadlo na území České republiky bylo nainstalováno v roce 1991, jednalo se o TČ IVT Energy 7000 typu země-voda se 450 metrů dlouhým zemním kolektorem. Z počátku se instalovaly zejména tepelná čerpadla země-voda, se kterými byly velmi dobré zkušenosti ze severních oblastí Evropy, zejména Švédska a Dánska [31].

Postupně dochází ke zvyšování počtu ročně instalovaných zařízení, výrazný nárůst prodeje lze zaznamenat po roce 2000. V posledních několika letech, zejména po roce 2015 je patrný poměrně strmý nárůst počtu instalací jednotek TČ. V současné době se nejčastěji pro ohřev vody prodávají tepelná čerpadla vzduch-voda, počet ročně instalovaných TČ typu země-voda stagnuje, typ voda-voda se v České republice instaluje jen ve velmi omezeném počtu. Vliv na nižší počet instalovaných zemních TČ má zejména náročnost zemních prací, u kolektorů je potřebná volná plocha pozemku, u vrtů jejich pořizovací cena a dále přípravný proces včetně povolení řízení. Větší využití TČ voda-voda je omezeno vhodnými zdroji vody, zejména kolísáním hladiny podzemních vod, množstvím rozpuštěných látek, vsakovacími poměry podloží a u povrchových vod značné kolísání hladiny v relativně suchých letních měsících. Pro TČ vzduch-vzduch jsou omezujícím kritériem zejména hlukové emise venkovní jednotky a účinnost při vysoké vlhkosti a nízkých teplotách okolního vzduchu, nejsou proto vhodná do horských oblastí.

##### Nabídka TČ vzduch-voda

V této kapitole bude zmíněno několik typů tepelných čerpadel prodáváných na území České republiky. Budou zde zmíněna pouze TČ s topným výkonem přibližně 15 kW. Cena jednotlivých TČ nebude uvedena z důvodu velké variability základního vybavení zařízení, případně potřebného příslušenství.

- **NIBE F2040-16**
  - topný výkon 14 kW pro střední podnebí při SCOP 3,43
  - provedení venkovní kompakt, dodává se i ve splitové verzi
  - rotační dvojité kompresor
  - chladivo R410A, náplň 4 kg
  - vnitřní jednotka v několika provedeních (samostatná jednotka regulace, či v provedení se zabudovaným zásobníkem TV)
  - hladina akustického tlaku 47 dB(A) (měřeno 2 m od venkovní jednotky) [32]



Obr. 4.1 Nibe F2040 [32]

- **IVT AirX 170**

- topný výkon pro W52 neuveden
- maximální teplota topné vody 52 °C (do A-15), 60 °C (do A-5)
- provedení venkovní kompakt (lze i ve verzi split)
- dvojitý rotační kompresor, frekvenčně řízení Mitsubishi electric
- chladivo R410A, množství chladiva 4 kg (kompakt)
- vnitřní jednotka ve 2 verzích (se zásobníkem TV, či bez)
- hladina akustického tlaku 40 dB(A), měřeno 1 m od venkovní jednotky



Obr. 4.2 IVT AirX 170 [23]

- **Thermia Atec 18kW**

- topný výkon 12,87 kW, COP 2,13 při A2/W55
- Scroll kompresor
- chladivo R407c, množství chladiva 5,6 kg
- hladina akustického tlaku 70,5dB(A), neuvedeny podmínky
- vnitřní jednotka s kompresorem (nepřímý výpar chladiva), lze i v provedení venkovní kompakt



Obr. 4.3 Thermia Atec 18 kW [33]

- **Vnitřní kompaktní TČ**
  - výrobci např. Dimplex, výkon 5-50 kW (při A2/W35) [29]
  - Acond: řada TČ 20-55 kW (při A2/W35) [34]
  - bližší informace nebyly zveřejněny



*Obr. 4.4 Acond, kompaktní jednotka TČ [34]*

## 5 Návrh tepelného čerpadla pro bytový dům

### 5.1 Zadání pro návrh tepelného čerpadla

Pro konstrukční návrh tepelného čerpadla byly zadány následující požadavky:

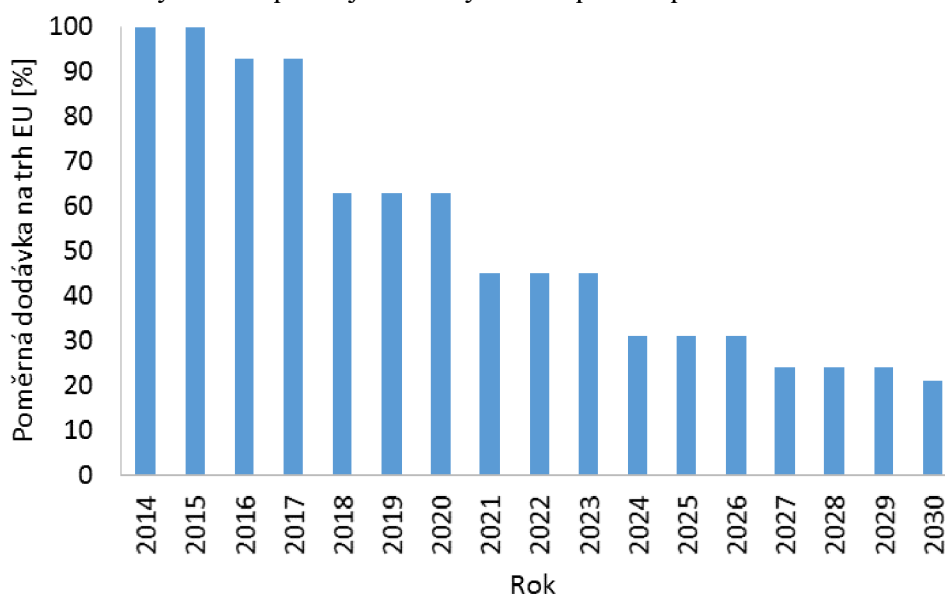
- Kompresorové tepelné čerpadlo typu vzduch-voda
- topný výkon 15 kW za podmínky A2/W55
- možnost zapojení tepelných čerpadel do kaskády se stupňovitou regulací dle aktuální potřeby tepla
- vnitřní provedení, jednotka s rozměry pro snadné stěhování, limitní zejména šířka a výška (tj. rozměry dveří)
- nízká hlučnost do 50 dB(A)
- ekologické, přírodní chladivo
- co nejvyšší možná účinnost, tj. COP
- bezpečnost provozu

S ohledem na celoroční provoz tepelného čerpadla, jakožto primárního zdroje tepla pro celou budovu, je potřeba brát v úvahu zejména namrzání lamel výparníku (počítejme s teplotou pod 5 °C). Je proto nutné zvolit vhodný systém a režim provozu odmrazování výparníku. Při namrzání venkovního výměníku TČ nad 5 °C lze použít samostatný doběh ventilátoru.

### 5.2 Volba chladiva

Výběr vhodného chladiva patří mezi jedno z klíčových rozhodnutí při návrhu KTC. Chladivo se volí zejména s ohledem na oblast použití zařízení. Jeho volba zásadně ovlivňuje vlastnosti celého zařízení a výběr jednotlivých komponent. Jednotlivé součásti chladivového okruhu jsou totiž optimalizovány výrobcem přímo pro dané chladivo.

Inovativní, přírodní chladivo R290-propan bylo zvoleno zejména s ohledem na ekologii, vhodnost chladiva pro otopný systém a případné toxické vlastnosti. Dalším parametrem byla dostupnost jednotlivých komponent pro dané chladivo.



Obr. 5.1 Omezování dodávek HFC plynů na trh EU [35]

Tab. 5.1 Postupný zákaz uvádění zařízení na trh [35]

Zařízení s HFC chladivy	Zákaz uvádění na trh	
Chladicí a mrazicí zařízení pro domácnosti s GWP 150 a vyšším	1.1.2015	
Chladicí a mrazicí zařízení pro komerční použití v hermetickém provedení	GWP 2500 a více	1.1.2020
	GWP 150 a více	1.1.2022
Stacionární chladicí zařízení s GWP 2500 a vyšším, jehož provoz je na těchto chladivech závislý, s výjimkou pro zařízení určené pro chlazení pod -50 °C	1.1.2020	
Sdružené centrální chladicí systémy pro komerční použití s výkonem nad 40 kW, s chladivem s GWP nad 150, s výjimkou kaskádních zařízení (kde je povoleno GWP do 1500)	1.1.2022	
Přenosné pokojové klimatizační zařízení s GWP 150 a vyšším	1.1.2020	
Dělené klimatizační jednotky s náplní menší než 3 kg, s GWP 750 a vyšším	1.1.2025	

Pokud by byly zanedbány ekologické důvody, existují zde legislativní omezení plynoucí z nařízení Evropské rady a parlamentu číslo 517/2014, v článku 11 s ohledem na GWP použitého chladiva. Zákazy platí pouze pro HFC chladiva, tzv. F-plyny. Termíny postupného zákazu uvádění zařízení na trh jsou uvedeny v tabulce 5.1. Dalším aspektem výběru je plánované omezování dodávek průmyslových HFC chladiv na trh v Evropské unii (obr. 5.1). Toto omezování je charakterizováno ekvivalentem oxidu uhličitého [35].

### R290, Propan

Chladivo R290, propan bylo zvoleno zejména z důvodu, že se jedná o moderní chladivo, bez vlivu na ozonovou vrstvu Země (ODP=0), má nízké GWP s hodnotou 3. Skládá se pouze z jedné složky, chemicky čistý uhlovodík s jednoduchými meziatomovými vazbami (chemický vzorec  $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ ). Má vyhovující termomechanické vlastnosti, dosahuje poměrně vysokých COP faktorů, je azeotropní. Hustota propanu je nižší, než hustota chladiva R22 což znamená snížení náplně chladiva přibližně o 40 %. Oproti HFC chladivům má propan nižší výtlačné teploty za stejného tlaku. V porovnání s oxidem uhličitým pracuje chladivový oběh za podstatně nižších tlaků.

Podstatnou nevýhodou propanu je jeho vysoká hořlavost, stupeň hořlavosti A3. V případě úniku chladiva do okolí KTC může za určitých podmínek dojít k prudkému zahoření směsi, tudíž je zde riziko požáru, respektive výbuchu. Tím může dojít ke způsobení zranění, či škod. Z bezpečnostních důvodů je proto v normě ČSN EN 378 omezeno maximální možné množství náplně chladiva v okruhu, rovněž je stanovena minimální plocha a objem místnosti ve které je zařízení umístěno [1,3].

V normě ČSN EN 378, příloze C 3.4 je uvedeno:

Chladivový oběh je instalován v samostatné skříni, která je oddělená od vnitřního prostředí budovy. Skříň je opatřena ventilačním zařízením, se zajištěním výměny vzduchu s venkovním prostředím za pomoci vzduchovodů. Zároveň musí být zajištěna dodatečná opatření k zamezení vzniku elektrostatického náboje, možné provedení společně s ochranným uzemněním dle ČSN 33 2000-5-54 ed. 3. V takto vybavených skříních je možné provozovat zařízení s chladivy zařazenými v kategorii A2, respektive A3.

Dále je v normě definováno maximální možné množství náplně chladiva v zařízení instalovaném v jedné skříni. Z tohoto důvodu je pro vyšší topné výkony uvažováno zapojení více tepelných čerpadel do kaskády, tedy paralelní provoz více jednotek TČ s nadřazenou regulací.

Maximální množství náplně hořlavého chladiva je definováno v rovnici 5.1:

$$m_{max} = 130 * LFL \quad (5.1)$$

$m_{max}$  maximální množství náplně chladiva [kg]  
LFL dolní mez hořlavosti [ $kg \cdot m^{-3}$ ]

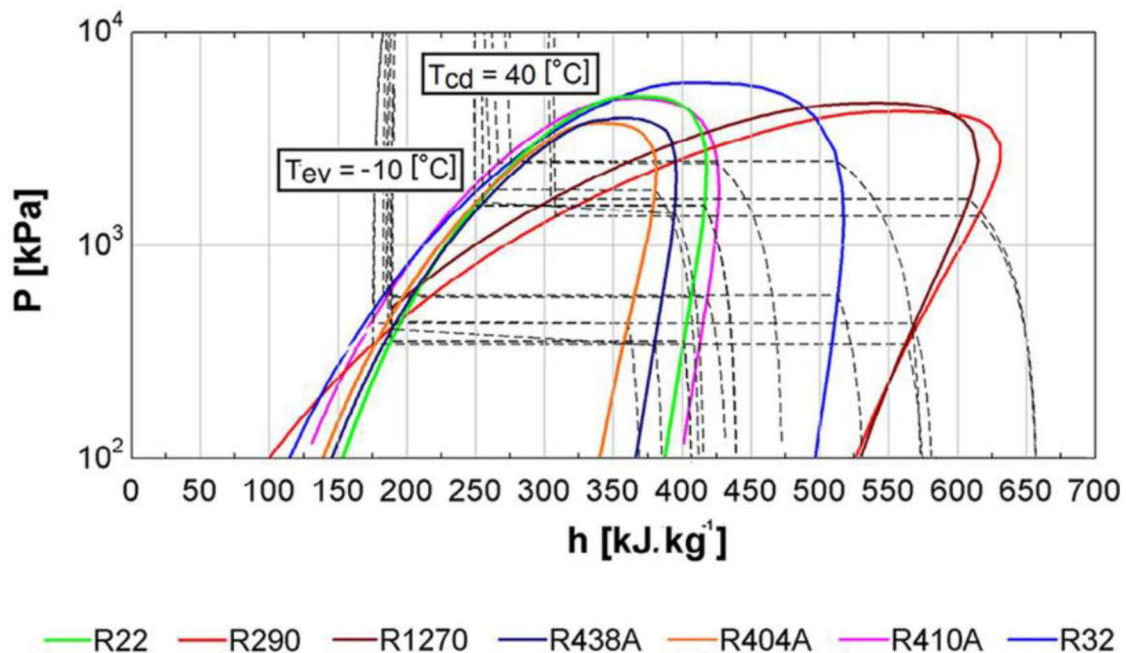
Dolní mez hořlavosti pro R 290 je  $0,038 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$m_{max} = 130 * 0,038 = 4,94 \text{ kg}$$

Maximální množství náplně R290, propanu, tedy nesmí překročit 4,94 kg chladiva v jedné kompaktní jednotce, celý chladivový okruh musí být umístěn v jedné uzavřené skříni. Zároveň musí být zabezpečen přívod vzduchu a odvod případného uniklého hořlavého chladiva mimo budovu.

Z požárních důvodů musí být elektrické součásti (kompresor, expanzní ventil, nouzový ventilátor, čtyřcestný ventil, presostat) v nevybušném, tzv. Ex provedení. Toto opatření znamená, že v případě úniku chladiva a vzniku výbušné směsi nedojde k iniciaci výbuchu vlivem jiskření u elektrických zařízení ve vnitřním prostoru skříně. Nezbytné je hermetické provedení okruhu chladiva. Bezpečnostní opatření budou zmíněna v kapitole 5.5.2

Práce na systému s hořlavým chladivem má rovněž svá striktní pravidla, která jsou podobná, jako při práci s hořlavými plyny obecně. Jedná se zejména o zákaz manipulace s otevřeným ohněm v blízkosti manipulace, nutnost důkladného odvětrávání prostoru ventilátorem, zařízení pro odsátí chladiva musí být v ex provedení. Před pájecími pracemi na okruhu je nutný proplach systému inertním plynem, zpravidla suchým dusíkem [3].



Obr. 5.2 Porovnání chladiv v P-h diagramu [37]

### 5.3 Koncepce a návrh základních komponent chladivového okruhu TČ

Na základě hmotnostního omezení náplně chladiva uvedeného v kapitole 5.2.1 byl zvolen nepřímý výpar chladiva a rozdělení KTČ do 2 částí propojených potrubním vedením s nemrznoucí teplotonosnou kapalinou. Jednotka umístěná ve vnitřním prostoru budovy bude obsahovat kompletní chladivový okruh. Ve druhé části, venkovní jednotce, která bude tvořena lamelovým výměníkem vzduch-nemrznoucí směs a ventilátorem, musí být instalován systém odtávání lamel.

Po výběru vhodného chladiva je potřeba navrhnout důležité komponenty chladivového okruhu, které podobně jako chladivo mají podstatný vliv na vlastnosti a zejména na účinnost tepelného čerpadla jako celku. Mezi tyto komponenty patří zejména kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník.

Kromě chladivového okruhu je v systému obsažen okruh s nemrznoucí směsí, ten bude navržen v kapitole 5.4.

Kompresor byl navržen ve výpočtovém softwaru Select 8.1, společnosti Copeland, expanzní ventil byl navržen prostřednictvím webového rozhraní ExVLab společnosti Carel. Výparník a kondenzátor byl navržen v programu SSP G8 od společnosti SWEP. Pro další výpočty byl použit program Excel, pro určení některých parametrů chladiva poté program CoolPack.

#### 5.3.1 Kompresor

Výběr kompresoru záleží kromě chladiva zejména na požadovaném topném výkonu chladivového okruhu. V tomto případě má být topný výkon 15 kW za podmínek A2/W55. Výběr této součásti byl limitován úzkou nabídkou sortimentu od výrobců, pro propanové chladivo jsou na trhu kompresory zejména pro relativně malé výkony. Toto omezení nabídky je pravděpodobně způsobeno omezenou maximální hmotností náplně.

Výběr kompresoru je možný mezi dvěma předními světovými výrobci kompresorů. První možností je on/off Scroll kompresor s označením ZH16-KCU. Výrobcem je společnost Copeland, patřící do velké skupiny Emerson climate technologies, která je předním světovým výrobcem komponent pro chladicí techniku. Druhou možností je invertorem řízený kompresor s označením APB52FAAMT konkurenční společnosti Siam compressor industry.

Copeland vyrábí kompresor ZH16-KCU určený pro vytápění, tedy určený pro tepelná čerpadla i ve variantě pro chlazení pod obchodním označením ZB49KCU. Jedná se o kompresor s takřka stejnými termodynamickými vlastnostmi, na trhu je však delší dobu. V technické dokumentaci ke kompresoru jsou pro kompresory **ZH16-KCU** uvedeny následující informace:

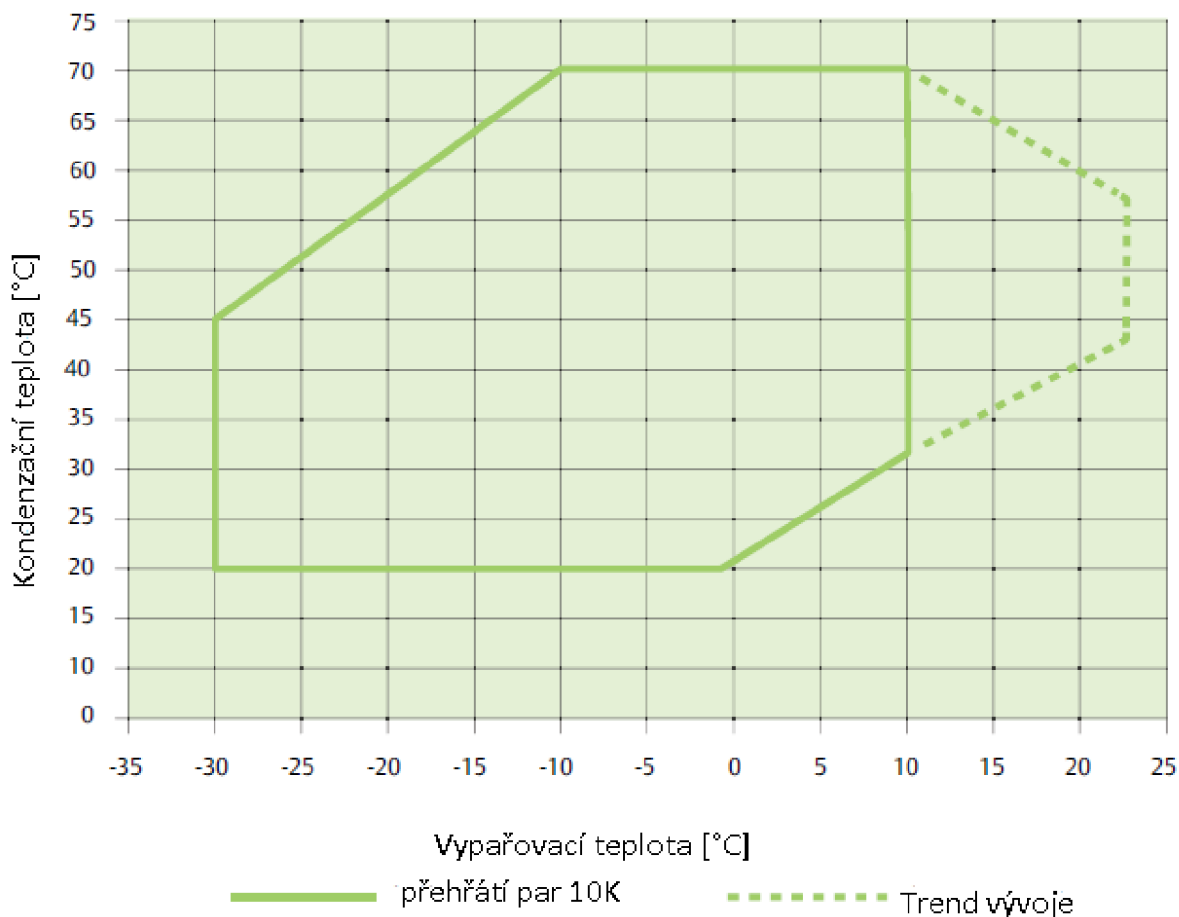
- Scroll kompresor, varianta on/off
- provedení s axiálními, či radiálními vstupy
- náplň oleje, který je určen pro propan
- certifikovaný dle Atex, určen pro hořlavá chladiva
- ochrana elektrických částí IP 65 (podle IEC 60529)
- bez přístupových ventilů, bez průhledítka
- hermetické provedení
- velký operační rozsah krajních provozních hodnot (obálka kompresoru), která je znázorněna na obrázku 5.3



Kompresor Copeland je tzv. ON-OFF kompresor, nelze tedy plynule regulovat otáčky, potažmo výkon jako u invertorově řízených kompresorů. Společnost Copeland vyvíjí a v blízké době plánuje uvést na trh i variantu Scroll kompresoru s frekvenčním řízením otáček. On/Off kompresor pracuje po většinu doby chodu při optimálních otáčkách, jeho účinnost je tedy nejvyšší možná v daných podmínkách. Nevýhodou je ovšem nižší životnost, která je dána počtem startů.

Pro získání vyšších topných výkonů se běžně používá zapojení kompresorů do paralelního, tandemového, typu zapojení. U tohoto zapojení kompresorů je úměrně jejich výkonu větší jak výparník, tak i kondenzátor. Tento typ konstrukce však nelze aplikovat při použití chladiva R290, množství chladiva v okruhu by zcela jistě přesáhlo maximální množství definované v příslušné normě.

Z výše uvedeného důvodu je lepší využít kaskádového zapojení tepelných čerpadel v paralelním provozu s nadřazenou regulací, která bude spínat jednotlivá tepelná čerpadla dle aktuální potřeby tepla [38].

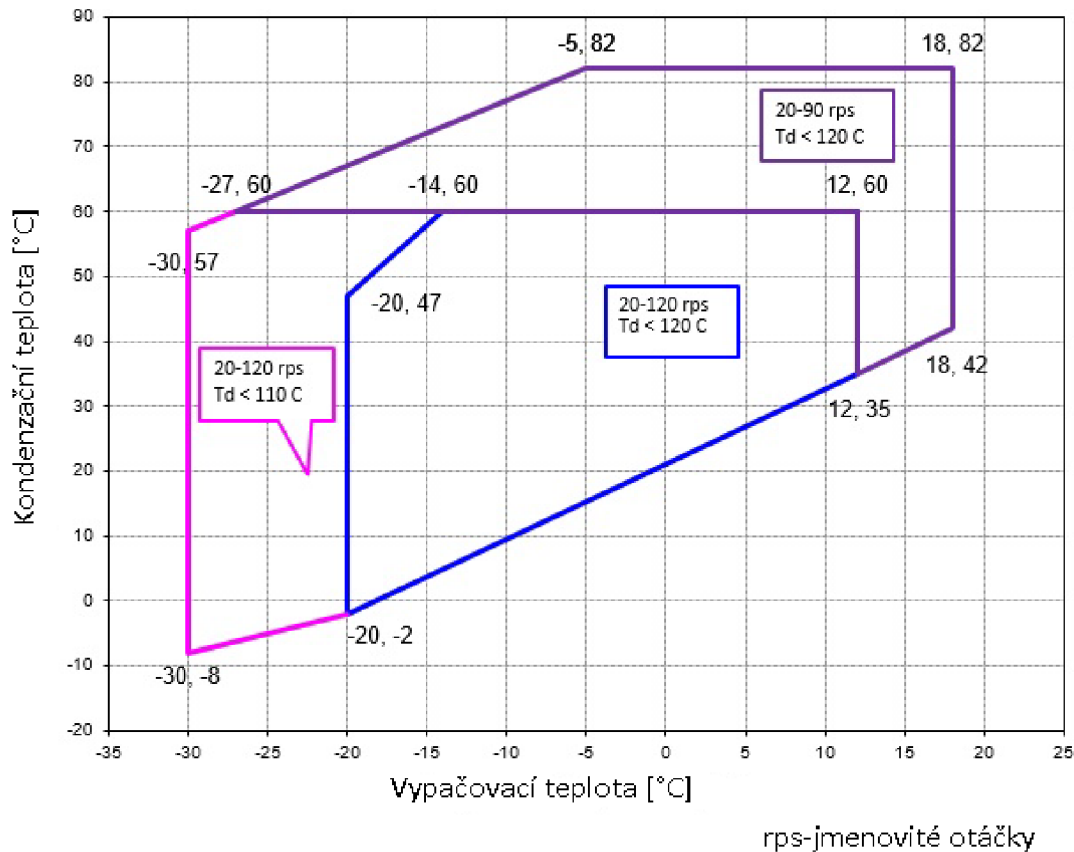


Obr. 5.3 Operační rozsah kompresoru ZH16-KCU [38]

Druhou variantou je použití invertorově řízeného kompresoru konkurenčního výrobce a to nadnárodní společnosti SIAM. Kompresor byl vybrán z poměrně úzké nabídky kompresorů určených pro propan, typ s obchodním označením APB52FAAMT. Tento kompresor lze řídit v širokém rozsahu otáček, tedy výkonu. Tudíž lze přizpůsobit výkon celého tepelného čerpadla aktuální spotřebě tepla budovy. Systém regulace je však složitější a výrobně dražší díky nutnosti instalace frekvenčního měniče [39]. Operační rozsah kompresoru je zobrazen na obrázku 5.4.

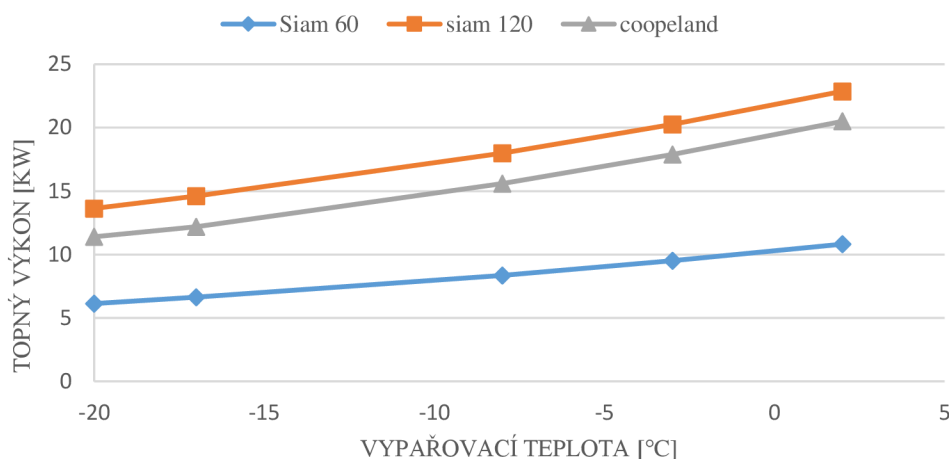
informace z technické dokumentace **SIAM APB52FAAMT**:

- variabilita 20 % až 120 % jmenovitých otáček kompresoru
- kondenzační teplota až 82 °C
- minimální vypařovací teplota -30 °C
- je potřeba zachovat rozdíl tlaku na sání a výtlačku nejméně 0,2 MPa
- hermetické provedení, ATEX certifikace
- maximálně 10 on-off cyklů za hodinu, doba chodu alespoň 3 minuty

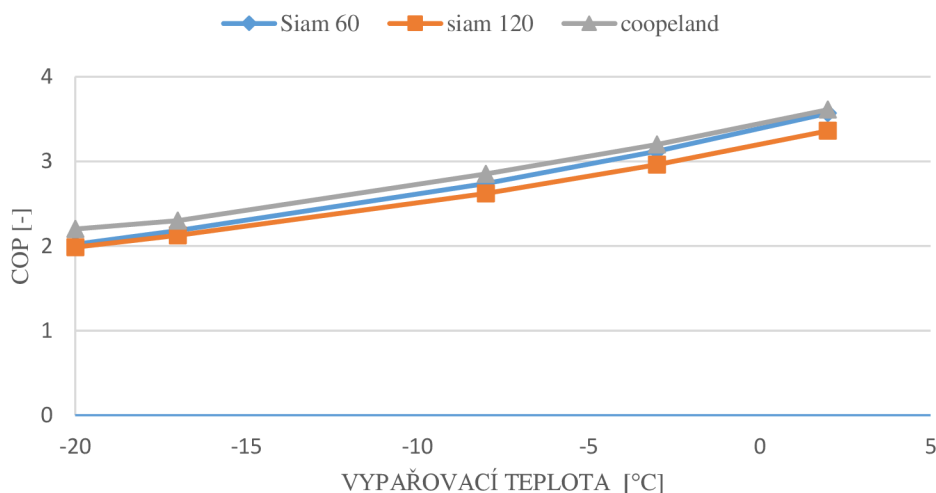


Obr. 5.4 Operační rozsah kompresoru Siam [39]

Jako hodnotící kritéria výběru vhodného kompresoru byly zvoleny dva parametry. Hlavním hodnotícím kriteirem výběru je požadovaný topný výkon s ohledem na co nejvyšší účinnost, druhým parametrem je topný faktor COP. Hodnoty pro výpočet topného výkonu a k následnému určení COP kompresoru Siam byly získány z technické dokumentace výrobce pro 60 % a 120 % jmenovitých otáček kompresoru. K následnému výpočtu topného faktoru bylo použito rovnice 2.1. Hodnoty musely být interpolovány pro kondenzační a vypařovací teplotu totožnou s návrhem kompresoru od společnosti Copeland. Data ke kompresoru ZH16-KCU byla čerpána z výpočtového programu Select 8.1.



Obr. 5.5 porovnání závislosti topného výkonu na vypařovací teplotě



Obr. 5.6 porovnání závislosti topného faktoru COP na vypařovací teplotě

Dle grafu znázorněného na obr. 5.5 poskytuje nejvyšší topný výkon kompresor výrobce Siam při 120 % jmenovitých otáček. Topný výkon dosahuje maxima zejména v období snížené potřeby tepla v budovách vlivem vyšší venkovní teploty. Z tohoto důvodu se využívá v regulaci TČ s invertorovými kompresory omezení maximálního výkonu s ohledem na teplotu venkovního prostředí budovy. Dojde tím ke zvýšení topného faktoru, který je graficky zobrazen na obrázku 5.6 a též k provozu při optimálnějších podmínkách. Vzhledem k jednoduššímu systému regulace a vyššímu COP v celém rozsahu vypařovacích teplot je dále počítáno pouze s on-off kompresorem Copeland.

Vzhledem k volbě nepřímého výparu chladiva je počítáno s vypařovací teplotou o 10 K nižší, než je teplota nasávaného vzduchu. Tento teplotní rozdíl zajistí dostatečný tepelný spád jednak na výparníku chladiva, tak na lamelovém výměníku vzduch-nemrznoucí kapalina. Přehřátí vzniklých par chladiva je 6 K. Kondenzační teplota je navržena na 58 °C, která byla zvolena s ohledem na výrobcem kompresoru doporučené podchlazení kapalného chladiva o 10 K.

Pro navrhovaný kompresor Copeland ZH16-KCU byly za výše uvedených podmínek vypočteny v prostředí Select 8.1 parametry uvedené v tab. 5.2.

Tab. 5.2 Parametry chladivového okruhu pro A2/W55

kompresor	ZH16-KCU	
	hodnota	jednotka
veličina		
vypařovací teplota	-8	°C
tlak na sání (vypařovací)	3,69	bar
kondenzační teplota	58	°C
tlak na výtlačku (kondenzační)	20,3	bar
chladicí výkon	10,4	kW
topný výkon	15,6	kW
elektrický příkon kompresoru	5,49	kW
hmotnostní tok chladiva v okruhu	42,6	g/s
izoentropická účinnost kompresoru	63,9	%

Topný výkon, který je schopný dodat chladivový okruh s navrženým kompresorem převyšuje zadaný požadavek 15 kW za daných podmínek A2/W55. Kompresor je proto vhodný.

### 5.3.2 Výparník

Výparník je dimenzován v závislosti na parametrech kompresoru pro dané provozní podmínky. Za těchto provozních podmínek musí být schopen předat dostatečné množství tepla chladivu, tím se zajistí tepelná rovnováha a optimální provoz zařízení.

Výparník byl zvolen deskový na bázi chladiva R290 ve výpočtovém softwaru společnost Swep SSP G8. Zároveň byl poptán ekvivalentní výparník u společnosti Alfa-Laval, vzhledem k takřka totožným parametrům ale několikanásobně vyšší prodejní ceně je nadále uvažováno s výparníkem společnosti SWEP.

Na základě programem navržených výparníků byl zvolen výparník s typovým označením F85Hx44/1P, vzhledem k počtu desek je jeho součástí distributor chladiva, jeho tlakovou ztrátu je potřeba brát v potaz při následném návrhu elektronického expanzního ventilu. Teplo bude odebíráno nemrznoucí směsí, která je složena ze 40% vodního roztoku etylenglykolu, který má teplotu zamrznání  $-23,5^{\circ}\text{C}$ . Výměník je v nerezovém provedení, pájený měděnou pájkou. Parametry výparníku jsou uvedeny v tab. 5.3.

Výměník bude umístěn ve vertikální poloze, přívod chladiva bude v horní části, odvod plynného chladiva je ze spodní části. Toto opatření je nutné z důvodu výrobcem použitého distributoru chladiva k jeho rovnoměrnému rozdělení mezi jednotlivé desky, dále potom k zajištění kontinuálního odvodu chladivového oleje zpět na sání kompresoru.

Výparník bude pracovat při teplotách nižších, než je teplota rosného bodu vzduchu v budově. Je proto nutné jej zaizolovat, jednak za pomoci kaučukové izolace, nebo použitím izolačního obalu dodávaného výrobcem.

Tab. 5.3 Parametry deskového výparníku SWEP

výparník		F85Hx44/1P	
veličina		hodnota	jednotka
předávaný tepelný výkon		11	kW
teplota chladiva	vstup	-7,44	$^{\circ}\text{C}$
	výstup	-2	$^{\circ}\text{C}$
průtok chladiva		42,6	g/s
rychlost chladiva- výstup		6,55	m/s
teplota nemrznoucí kapaliny	vstup	-1	$^{\circ}\text{C}$
	výstup	-6	$^{\circ}\text{C}$
průtok nemrznoucí kapaliny		649	g/s
rychlost kapaliny		0,71	m/s
maximální tlaková ztráta na straně chladiva		160	kPa
tlaková ztráta na straně kapaliny		16	kPa
počet desek		44	ks

Výše navržený výparník svým teplosměnným výkonem odpovídá navrženému chladivovému okruhu v kapitole 5.3.1, dokonce navrhovaný výkon 10,4 kW převyšuje.

### 5.3.3 Expanzní ventil

Expanzní ventil slouží ke vstřiku správného množství chladiva do výparníku.

V závislosti na široké oblasti vypařovacích teplot, při kterých je plánovaný provoz KTČ, s přihlédnutím k tlakové ztrátě v distributoru chladiva, byl za pomoci webového výpočtového rozhraní společnosti Carel vybrán elektronický expanzní ventil E2V24-B. Jedná se o ventil s plynulou regulací vstřiku chladiva, unipolární, poháněný krokovým motorem.

Přídavné označení B znamená, že se jedná o plně svařený typ ventilu, hermetický. Stator krokového motoru je umístěn na vnější straně ventilu, lze jej odejmout bez zásahu do chladivového okruhu. Rotor motoru je uzavřen v horní části ventilu pod hermetickým krytem. Samotný EEV má široký regulační rozsah, od 3 do 30 kW. Provedení ventilu je z korozivzdorné nerezové oceli, certifikovaný dle ATEX pro hořlavá chladiva. Ventil osazený krokovým motorem je zobrazen společně s driverem na obr. 5.7.

Vedle výše zmíněného ventilu E2V24-B byl nabízen i ventil E2V18-B, u kterého bylo dosaženo krajních průtočných parametrů zejména u vyšších vypařovacích teplot.

K regulaci EEV je navržena moderní řídicí jednotka (driver krokového motoru) stejného výrobce, Carel EVD Evolution. Tato jednotka bude komunikovat s řídicí jednotkou celého tepelného čerpadla pomocí sběrnice ModBus, či sériovým přenosem RS485. Pro správnou funkci driveru je potřeba umístit čidlo vypařovacího tlaku a čidlo teploty na výstup z výparníku [40].



Obr. 5.7 CAREL- EEV + driver [40]

Navržený expanzní ventil splňuje svou průtočnou kapacitou požadavek, dokonce má poměrně velké výkonové rezervy. Při provozu mimo limitní parametry nebude docházet k nežádoucím stavům, zejména tlakovým pulzacím kapalného chladiva a zvýšeným vibracím, respektive vyšší hlučnosti.

### 5.3.4 Kondenzátor

Kondenzátor slouží k předání tepelné energie topné vodě. Na základě požadavku vysoké účinnosti a kompaktním rozměrům jednotky byl vybrán vhodný deskový kondenzátor výrobce SWEP, s obchodním označením B25THx24/1P.

Parametry kondenzátoru v režimu topení jsou uvedeny v tab. 5.4.

Propan má poměrně vysokou teplotu na výstupu z kompresoru. Je proto vhodné tento potenciál využít k ohřevu teplé vody, která se dle norem má ohřívat alespoň na 60 °C. K tomuto lze využít vložený deskový výměník, tzv. desuperheater. Topný výkon pro ohřev teplé užitkové vody bude zcela určitě nižší než výkon předávaný otopné soustavě, což je dáno zejména její vyšší teplotou. Výměna tepla mezi topnou vodou a TUV je zajištěn prostřednictvím trubkového výměníku umístěného v zásobníku TUV. Desuperheater je plánován o stejném teplosměnném výkonu jako kondenzátor, v totožném provedení.

Vliv desuperheateru bude zejména při provozu v režimu chlazení, kdy je cílem maximální možné využití tepla. Možný je ohřev teplé vody, či účinný ohřev bazénové vody. Zbytkové kondenzační teplo bude odvedeno do venkovního prostředí, vzduchu.

Vzhledem ke stejnému topnému výkonu je v již zmíněné tabulce uveden rozbor pro zapojení pouze jednoho kondenzátoru. Reálný přestup tepla v jednotlivých výměnících bude potřeba ověřit po sestavení zařízení v rámci testovacího provozu. Ohřev teplé vody na vyšší teplotu bude zajištěn nižším průtokem topné vody prvním teplosměnným výměníkem umístěným za kompresorem. V době bez potřeb ohřevu TUV bude desuperheater propojen za pomoci 2 trojcestných ventilů v sériovém provozu s kondenzátorem, kdy bude celý topný výkon Tč distribuován do otopné soustavy. Toto opatření je potřebné z důvodu ochrany výměníku před přehřátím.

Tab. 5.4 Parametry kondenzátoru pro samostatné zapojení

kondenzátor		B25THx24/P	
veličina		hodnota	jednotka
teplosměnný výkon		15,6	kW
chladivo	teplota - vstup	86,4	°C
	kondenzační teplota	58	°C
	podchlazení	10	K
	teplota - výstup	48	°C
	hmotnostní tok	42,6	g/s
topná voda	teplota - vstup	45	°C
	teplota - výstup	55	°C
	tlaková ztráta	9,79	kPa
	hmotnostní tok	373	g/s
položka		označení	
konstrukce výměníku	počet desek	24 ks	
	materiál desek	nerezová ocel	
	pájka	měděná	
	tlaková třída	M - maximální tlak 48 bar	

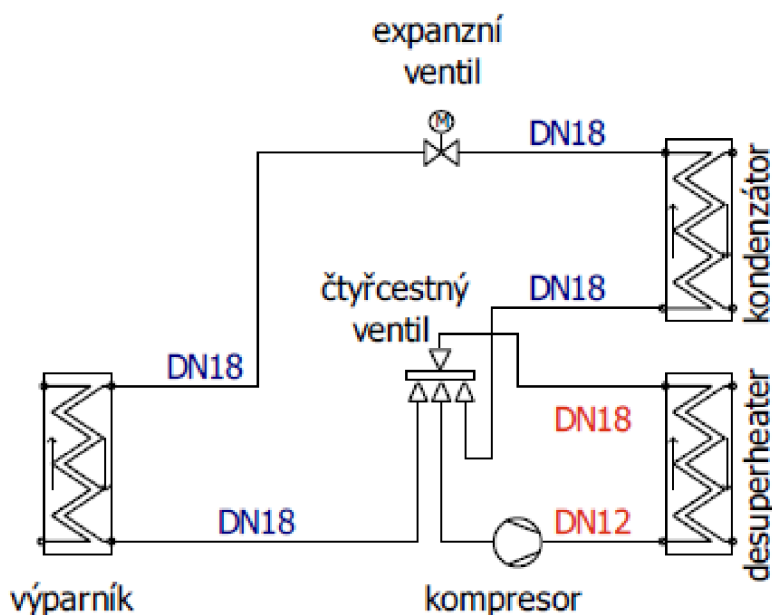
### 5.3.5 Návrh průměru potrubí

Rychlost chladiva v potrubí je důležitým parametrem při návrhu chladivového okruhu. Nízká rychlost plynného chladiva způsobuje špatné vracení kompresorového oleje, naopak příliš vysoká rychlost způsobuje zvýšenou hlučnost. Podobně je na tom i kapalně chladivo, které by naopak mělo proudit co možná nejnižší možnou rychlostí, aby nedocházelo ke vzniku kapalinových rázů.

Doporučené rychlosti v potrubí:

- sání kompresoru 5-20 m/s
- výtlač kompresoru 10-18 m/s
- kapalně chladivo do 1,5 m/s

Pro chladivový okruh je použito měděné potrubí, spoje musí být provedeny tvrdým pájením pájkou s obsahem fosforu. Pájení smí provádět pouze proškolená osoba. Kromě potrubí jsou v okruhu použity i měděné fitinky, kterými je zajištěn stejný průtočný průřez v místě ohybů potrubí. V případě mechanického ohýbání trubek hrozí vznik netěsností. Na obr. 5.8 je znázorněn systém tepelného čerpadla, s popisem dosud popsaných součástí chladivového okruhu, včetně navrhovaných průměrů potrubí. Vzhledem k reverzaci systému bylo nutno přistoupit ke kompromisu při návrhu potrubí, při změnách toku kapalného a plynného chladiva v okolí expanzního ventilu. Úseky potrubí, ve kterých bude proudit chladivo s teplotou pod rosným bodem okolního vzduchu je nutné patřičně zaizolovat kaučukovou izolací.



Obr. 5.8 Základní schéma chladivového okruhu, včetně dimenze potrubí



### 5.3.6 Čtyřcestný ventil

Chladivový okruh bude v provedení s možností reverzace chodu, to znamená že bude možné změnit tok chladiva. Pro změnu toku chladiva se využívá čtyřcestného ventilu.

Z důvodu omezené nabídky trhu pro propanové chladivo, je použito čtyřcestného ventilu určeného pro chladivo podobných vlastností, a to pro R22.

Čtyřcestný ventil vhodný pro navrhovaný okruh byl vybrán z on-line katalogu společnosti Danfoss s obchodním označením STF 061L1209 v provedení F, s přímým výstupem potrubí, který zároveň zajišťuje dostatek prostoru k instalaci [43].

Tab. 5.5 Parametry čtyřcestného ventilu [43]

čtyřcestný ventil Danfoss		
veličina	hodnota	jednotka
přívod od kompresoru	12,8	mm
připojení pro kondenzátor, výparník	19,2	mm
maximální teplota	120	°C
minimální teplota	-20	°C
maximální tlak	31	bar



Obr. 5.9 Čtyřcestný ventil Danfoss [43]

### 5.3.7 Filtrdehydrátor

Vzhledem k plánované dlouhé životnosti celého tepelného čerpadla je zapotřebí zajistit průběžné odlučování vlhkosti a případných nečistot z chladiva. Tuto funkci v oběhu zajišťuje filtrdehydrátor. Vzhledem k použití systému zpětných klapek v oběhu, stačí použití levnějšího, jednosměrného filtru. Ten je tvořen hermetickým obalem, s porézní hygroskopickou vložkou.

Filtrdehydrátor byl vybrán na základě navrženého průměru potrubí, typu chladiva a podle chladicího výkonu okruhu z katalogu společnosti Danfoss. Filtr je nabízen pod obchodním označením DCL 023Z4532, je zobrazen na obrázku 5.10 [43].



Obr 5.10 Filtrdehydrátor Danfoss [43]

### 5.3.8 Průhledítka

Tato komponenta je volena čistě podle průměru potrubí. Slouží ke kontrole stavu chladiva před expanzním ventilem. Pro chladivo R290 se vyrábí pouze ve variantě s měděnými vývody určenými k pájení. Součástí průhledítka je indikátor vlhkosti, který při zvýšené vlhkosti, tedy nutnosti vyměnit filtrdehydrátor změni své zbarvení. Průhledítka bylo vybráno Danfoss SGN 18s [43].



Obr. 5.11 Průhledítka Danfoss [43]

### 5.3.9 Sběrač kapalného chladiva

Vzhledem k vlastnostem propanového chladiva, které má tendenci snadno vytvářet kapalnou fázi a tím snižovat teplosměnnou plochu kondenzátoru, bylo vhodné užít zásobníku kapalného chladiva před expanzním ventilem. Zároveň je tímto opatřením zajištěn přívod kapalného chladiva bez příměsí plynu do expanzního ventilu. Sběrač by měl mít svůj objem dimenzován alespoň na 80 % objemu chladiva v okruhu, mimo jiné pro případ servisních zásahů [21]. Výstup ze sběrače je opatřen solenoidovým ventilem. Zpětný tok chladiva do systému je nemožný, před vstupem do odlučovače je umístěna dvojice zpětných klapek. Odhad množství chladiva v systému je proveden v kapitole 5.6

Sběrač byl vybrán s ohledem na topný výkon tepelného čerpadla a střední hmotnosti chladiva v okruhu 4,1 kg o objemu 5,6 litru ve vertikálním provedení od společnosti Frigomec [25].



Obr. 5.12 Sběrač kapalného chladiva [25]

### 5.3.10 Odlučovač kapalného chladiva

Pro bezpečnou funkci kompresoru je nutné na sání zajistit, aby chladivo bylo pouze plynné, bez příměsí kapalné fáze. Ochrana kompresoru je zajištěna instalací odlučovače kapalného chladiva. Odlučovače jsou konstruovány na nižší provozní tlaky oproti sběračům kapalného chladiva, vnitřní konstrukce je velmi totožná. Zapojení je pouze s tím rozdílem, že potrubí ústící do odlučovače je vedeno k jeho dnu a sací potrubí vedoucí z odlučovače do kompresoru je umístěno v horní části, tím pádem nemůže dojít k nasátí kapalného chladiva. U kompresoru ZH16-KCU je instalace odlučovače povinná. Odlučovač by měl být schopen pojmout přibližně 50% náplně chladiva [38].

V okruhu je proto plánována instalace odlučovače o objemu 3,4 litru od společnosti Frigomec, který je podle doporučení výrobce kompresoru dostačující pro chladicí výkon až do 15,6 kW. [25]

### 5.3.11 Zpětná klapka

Systém 4 zpětných klapek je instalován z důvodu zajištění stejného směru průtoku chladiva před zásobník kapalného chladiva, filtrdehydrátor a expanzní ventil. Pro správnou funkci je nezbytná jejich těsnost v závěrném směru, a naopak co nejnižší tlakové ztráty při průchodu chladiva v otevřeném směru. Zpětné klapky jsou voleny pouze v návaznosti na průměr použitého potrubí. Zpětné klapky byly zvoleny od výrobce Danfoss typu 18NRVH. Přítlak zpětné klapky v závěrném stavu zajišťuje jednak provozní přetlak chladiva, též i přítlačná pružinka, díky které je zaručeno otevření zpětné klapky až od přetlaku 0,3 bar.



Obr. 5.13 Zpětná klapka Danfoss [43]

## 5.4 Primární okruh TČ

Primární okruh, tj. oběh s nemrznoucí kapalinou, slouží k přivedení NPT ze vzduchu do chladivového okruhu tepelného čerpadla.

Je tvořen lamelovým výměníkem vzduch-nemrznoucí teplotonosná kapalina, čerpadlem zajišťujícím cirkulaci kapaliny. Součástí okruhu je i výparník, který byl již dimenzován v kapitole 3.4.1. Nezbytný je též ventilátor, kterým je zajištěn nucený přívod vzduchu na lamely výměníku. Nemrznoucí směs je tvořena 40% roztokem etylenglykolu ve vodě.

### 5.4.1 Výměník vzduch – nemrznoucí kapalina

Výměník je dimenzován v úzké souvislosti k okruhem chladiva. Pro zajištění optimálního provozu celého systému musí být výměník navrhován tak, aby předal za všech předpokládaných provozních podmínek dostatek tepla nemrznoucí směsi a ta dále výparníku.

Návrh výměníku byl proveden za pomoci programu e-Genius, který vyvinula společnost HTS Novosedly, výrobce vzduchových lamelových výměníků.

Výměník by měl být zároveň kompaktní pro možné umístění uvnitř budovy s následným přivedením vzduchu za pomoci potrubí z venkovního prostředí. Boční rozměry by neměly překročit rozměr dveřního otvoru. Hloubka výměníku musí být menší, než 80 cm.

Vzhledem k ekonomickému hledisku byl vybrán následující, sériově vyráběný výměník s typovým označením HPX25/W/32T8R800A, je vyroben v kompaktním provedení z měděných trubek, lamely jsou navrženy hliníkové s hydrofobní povrchovou úpravou.

Celý výměník je po obvodu ukotven v nosné konstrukci z eloxovaného hliníku.

Odtávání výměníku bude zajištěno pomocí topných tyčí, či kabelů umístěných ve volných trubkách v bloku, topné elementy budou umístěny zejména v dolní části výměníku, v horní části omezeně. Jejich výkon a umístění bude potřeba ověřit ve zkušebním provozu. Je počítáno s přirozenou termikou ohřivaného vzduchu. Dále bude nutné instalovat topný kabel ve sběrné vaně kondenzátu a jeho odvodu do kanalizace. Parametry navrženého výměníku jsou uvedeny v tab. 5.6.

Tab. 5.6 Parametry výměníku

výměník HPX25/W/32T8R800A		
veličina	hodnota	jednotka
teplosměnný výkon (A2/W55)	10,86	kW
tlaková ztráta na straně vzduchu	37	Pa
tlaková strana na straně kapaliny	72,1	kPa
počet trubek v řadě / výška	32/800	-/mm
počet řad / hloubka	8/153	-/mm
délka	800	mm
počet sekcí	10	ks
počet trubek v sekci	24	ks
počet volných trubek	8	ks
připojovací průměr potrubí (DN)	32	mm

Výměník je navržen pro provoz při A2/W55 (výstupní teplota vzduchu  $-1,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), teplota nemrznoucí kapaliny (vstupní teplota  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , výstupní  $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Při těchto podmínkách je teplosměnný výkon dostatečný.

## 5.4.2 Ventilátor

Ventilátor je jednou z důležitých součástí okruhu, na které přímo závisí spolehlivost provozu celého zařízení. Zajišťuje průtok dostatečného množství vzduchu lamelovým výměníkem.

Ventilátor je umístěn na straně výstupu vzduchu za výměníkem. Maximální průměr ventilátoru je v tomto případě 800 mm, tedy čelní rozměry výměníku. Tento rozměr není pro tento návrh limitní, jelikož ventilátory s průměrem rotoru okolo 700 mm mají průtok alespoň 8000 m<sup>3</sup>/h při jmenovitých otáčkách. EX provedení není v tomto případě potřeba, ventilátor není umístěn v přímém kontaktu s chladivovým okruhem.

S ohledem na proměnný průtok vzduchu v celém provozním rozsahu KTČ je vybírán primárně ventilátor s plynulou regulací otáček.

Ventilátor je zvolen z katalogu předního světového výrobce ventilátorové techniky, společnosti EBM PAPST, zejména z důvodu velkého výběru a skladové dostupnosti. Vzhledem k rozměrům a potřebnému průtoku byl zvolen ventilátor v provedení EC. Vhodný ventilátor má označení A6D650-EC03-ESM, kde EC03 označuje třífázové provedení elektromotoru s frekvenčním řízením otáček, ESM značí energeticky úsporný ventilátor. Jmenovité parametry ventilátoru jsou uvedeny v tabulce 5.7 [41].



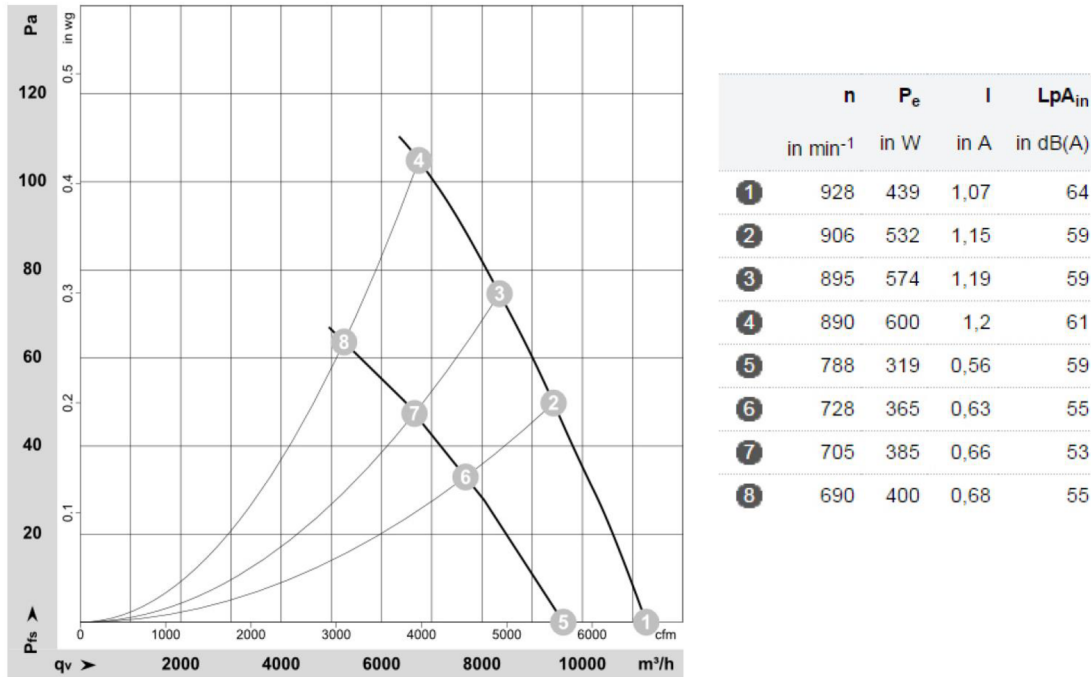
Obr. 5.14 Ventilátor A6D650-EC03-ESM [41]

Tab. 5.7 Parametry ventilátoru [41]

Ventilátor A6D650-EC03-ESM		
veličina	hodnota	jednotka
průměr rotou	650	mm
jmenovitý objemový průtok	6450	m <sup>3</sup> /h
jmenovité otáčky	860	min <sup>-1</sup>
příkon	520	W
distribuční tlak	115	Pa

Při průtoku vzduchu nad 7300 m<sup>3</sup>/h výrobce varuje před zvýšenými vibracemi a hlučností ventilátoru, doporučuje maximální průtok vzduchu do 6500 m<sup>3</sup>/h. Předpokládaný průtok vzduchu je uvažován maximálně do 5500 m<sup>3</sup>/h při podmínkách A2/W55.

Ventilátor koncepčně vychází z řady A6D630, dle výrobce má nižší příkon, vyšší účinnost. Charakteristika ventilátoru je zobrazena na obr. 5.15.



Obr. 5.15 Charakteristika ventilátoru A6D650-EC03-ESM [41]

### 5.4.3 Oběhové čerpadlo

Oběhové čerpadlo nemrznoucí kapaliny je dimenzováno podle tlakových ztrát ve výměníku, výparníku a v potrubí. Další aspektem výběru je potřebný minimální průtok v systému, který je pro podmínky A2/W55 přibližně 0,63 kg/s.

Vhodné čerpadlo bylo vybráno z katalogu společnosti Willo, s obchodním označením Willo-Yonos-PICO 25/1-10 (1-10 značí zvýšení tlaku nemrznoucí kapaliny v ekvivalentu výšky vodního sloupce, což odpovídá maximálnímu přetlaku 98 kPa), v provedení pro nízké teploty přečerpávaných medií. Uvedené čerpadlo zároveň poskytuje pro celkové tlakové ztráty výměníků v okruhu 81,7 kPa dostatečnou rezervu výkonu. Průtok při maximálních otáčkách čerpadla je pro navrhovaný systém 1,8 l/s.

Čerpadlo má přípojovací (vnější) průměr potrubí 28 mm. U tohoto typu čerpadel lze invertorově řídit otáčky a tím následně ovlivňovat teplotní diferenci na výparníku TČ, regulaci lze taktéž provést externě prostřednictvím datové sběrnice Modbus.

Průměr propojovacího potrubí je navržen rovněž v dimenzi 28 mm. Rychlost nemrznoucí směsi v oběhu by zároveň měla proudit rychlostí od 0,7 m/s do 2,0 m/s [42].



Obr. 5.16 Oběhové čerpadlo nemrznoucí kapaliny [42]

## 5.5 Regulace, elektronické bezpečnostní prvky KTČ

K zajištění optimálního a zejména bezpečného chodu celého zařízení je potřeba vhodně zvolit regulaci celého zařízení a konfiguraci bezpečnostních prvků.

### 5.5.1 Regulace tepelného čerpadla

Pro řízení tepelného čerpadla je zvolen systém společnosti Carel s označením Smart HP. Společnost je předním světovým výrobcem regulačních systémů pro chladivové okruhy a tepelná čerpadla. Volba systému regulace byla ovlivněna rozsáhlou ucelenou nabídkou výrobce, včetně již existujících navržených systémů pro zařízení podobné koncepce, byť s jiným typem chladiva. Parametry regulace je možné měnit za pomoci softwaru, který je pro omezený počet použití volně stažitelný na webu. Nese název One Tool. Dále tato hlavní regulace umí komunikovat s ostatními podřízenými regulacemi na základně protokolu Modbus, respektive sériovým přenosem RS485. Toto je důležité zejména pro správné řízení expanzního ventilu, regulaci primárního okruhu TČ, řízení topného okruhu a dále pro možnou komunikaci zařízení s uživatelem prostřednictvím ovládacího panelu.

Součástí nabídky uceleného systému je i komunikační modul pro dálkovou zprávu zařízení prostřednictvím webového rozhraní.

Další výhodou je pro koncového uživatele možnost pořízení stejného typu regulace pro další potřebu, například řízení vzduchotechniky či osvětlení od jednoho výrobce.

### Řízení KTČ lze rozdělit do několika dílčích skupin:

- regulace otopné soustavy a ohřevu teplé vody
- regulace chladivového okruhu
- regulace primárního okruhu

Jednotlivé dílčí regulace spolu musí komunikovat, předávat si informace. Při požadavku na ohřev TUV, či vytápění je předán pokyn ke spuštění kompresoru, tím je sepnut a tepelné čerpadlo začne dodávat tepelný výkon, zároveň dochází k ochlazování primárního okruhu. Zde instalované oběhové čerpadlo je regulováno na základě rozdílu teplot kapaliny ve výparníku. Při zvýšení rozdílu teplot nad 5 K dochází ke zvýšení jeho otáček. V závislosti na teplotě nemrznoucí kapaliny je spínán ventilátor ve vzduchovém výměníku. Zde při teplotách vzduchu pod 5 °C dochází ke vzniku námrazy, což je pro systém poruchová veličina.

Pokud dojde ke snížení teploty nemrznoucí kapaliny o více než 10 K oproti teplotě nasávaného vzduchu, při současně zvýšených otáčkách kompresoru a oběhového čerpadla, dojde k jejich zastavení současně s vypnutím kompresoru. Regulace se přepne do režimu odmrazování. V této fázi sepne stykač topných kabelů, výměník se začne ohřívat a kondenzát je sveden do kanalizace. Délka cyklu odtávání je závislá na venkovní teplotě a je potřeba ověřit při laboratorním zkoušení.

V návaznosti na regulaci chladivového okruhu pracuje driver servopohonu expanzního ventilu, ten je regulován na základě přehřátí chladiva ve výparníku. Komunikace driveru je pouze s regulací chladivového okruhu.

Řízení více KTČ pracujících do jednoho otopného systému lze provést za pomoci adresování regulací jednotlivých tepelných čerpadel, kdy jedna, tzv. master regulace řídí topný okruh a dle potřeby spíná jednotlivá TČ dle aktuální potřeby topného výkonu. Regulace jednotlivých TČ poté řídí pouze chladivový a primární okruh.

Aby bylo rovnoměrné opotřebení jednotlivých TČ je vhodné nastavit jejich střídavé spínání vzhledem k počtu startů, či hodin provozu.

Pro bezpečný, spolehlivý a optimální provoz zařízení je nutné rozdělit rozhraní regulace do několika úrovní přístupu.

#### Optimální nastavení přístupů je následující:

- **výrobce:** v této úrovni jsou uložena tovární nastavení výrobce bez možnosti jejich změn, jedná se zejména o nastavení maximálních provozních teplot kompresoru, maximální provozní tlak zařízení, minimální tlak kapalin v okruzích, nastavení blokace spuštění zařízení v případě sepnutí bezpečnostních prvků, aj. Součástí této úrovně regulace je zpravidla i zaznamenávání historie poruch v podobě kódů s časem alarmu.
- **servisní technik:** Přístup do této úrovně je zajištěn za pomoci definovaného současného stisknutí určitých tlačítek na ovládacím panelu regulace. V této úrovni lze nastavit provozní parametry, jako jsou např. délky odtávání výměníku, nastavení topných křivek, maximálních teplot topné a užitkové vody, spínací teploty zařízení, možnost zapnutí a vypnutí externího topného zdroje apod.
- **uživatel:** jedná se pouze o základní přístup, který slouží k zevrubné kontrole uživatelských parametrů jako jsou provozní teploty, nastavení požadované vnitřní teploty, teploty topné vody, či zastavení celého zařízení bez nutnosti odpojení od elektrického napájení.

#### 5.5.2 Bezpečnostní prvky

Pro bezpečný provoz celého systému je zapotřebí následujících bezpečnostních prvků.

- **Presostat:** ochranný prvek, který odpojí napájení kompresoru při překročení limitních parametrů daných jeho výrobcem. Pro hlídání úrovně minimálního tlaku slouží nízkotlaké presostaty, pro kontrolu maximálního provozního tlaku se využívají vysokotlaké presostaty.

Na trhu jsou dostupné presostaty s pevně nastavenou tlakovou úrovní, tzv. patronové presostaty (výrobcem je pevně nastavena talířová pružina, se kterou nelze hýbat), existují rovněž i nastavitelné presostaty (ty lze libovolně nastavit, mají ale nižší odolnost vůči tlaku, hrozí špatné nastavení tlaku obsluhou a poté poškození systému).

Pro konstruované tepelné čerpadlo byly vzhledem k doporučení výrobce vybrány následující pevně nastavené bezpečnostní presostaty od výrobce Emerson climate technologies:

- **PS4-W1 low pressure** –nízkotlaký presostat, vypínací tlak 1,35 bar, který odpovídá teplotě vypařování propanu -35 °C, kompresor má dolní hranici vypařovací teploty -30 °C
- **PS4-W1 high pressure** –vysokotlaký presostat, vypínací tlak 31 bar, který odpovídá kondenzační teplotě chladiva 80 °C, kompresor má maximální teplotu kondenzace omezenou do 70 °C.

Samotné presostaty jsou napojeny na stykač napájení kompresoru, v případě jejich aktivace dojde k rozpojení kontaktů, tím se přeruší napájení ovládacího stykače a přeruší se napájení kompresoru. Rovněž je aktivováno alarmové hlášení regulace [38].



- **Termostat:** podle záručních a provozních podmínek výrobce musí být kompresor na svém výtlaku osazen termostatem, kterým je hlídána maximální teplota stlačených par propanu. Doporučen je termostat Copeland s označením 8854416, který je pevně nastaven výrobcem na 120 °C, určen je pro výtlačná potrubí o průměru 12 mm. Termostat při překročení maximální provozní teploty zajistí bezpečné odstavení kompresoru.
  - **Detektor chladiva:** z důvodu použitého chladiva třídy A3 je nutné zajistit detekci případných úniků chladiva dle ČSN EN 378. Pro tuto detekci byl vybrán detektor úniku z katalogu společnosti Danfoss, označení GDH CT 5000. Citlivost detektoru je od 0 až do 5000 ppm. Tento snímač při detekci úniku chladiva sepne ovládací obvod, který je spojen se samostatným stykačem v ATEX nevířivém provedení. Ten zajistí odpojení celé technické místnosti s TČ od napájení, spustí nouzové odvětrávání a signalizaci.
- **Systém nouzového odvětrání:** pro případný únik chladiva je nutné zajistit nouzové, havarijní odvětrání skříně TČ. K tomu slouží přívodní potrubí čerstvého vzduchu, potrubí odvádějící případnou hořlavou směs mimo vnitřní prostor budovy bude osazené ventilátorem v EX provedení. Vzhledem k možnému riziku výbuchu musí být instalované potrubí opatřeno proti vzniku statického náboje, uzemněno. Aby nemohlo dojít k úniku chladiva do vnitřních prostor budovy, musí být skříň v těsném provedení.

### 5.5.3 Rozvaděč

Rozvaděč s modulem regulace, jištěním jednotlivých součástí KTČ, společně s ovládacím panelem obsluhy bude umístěn mimo skříň chladivového okruhu. Veškerá elektroinstalace bude vyvedena do rozvaděče, otvory ve skříně TČ musí být zároveň opatřeny průchodkami certifikovanými do výbušného EX prostředí. Tento typ provedení může být použit pouze za současného zabezpečení okruhu chladiva pomocí detektoru úniku chladiva. Při zaznamenání úniku musí být tento rozvaděč bezpodmínečně odpojen od napájení elektrickou energií.

### 5.6 Množství chladiva v systému

Pro přibližný výpočet hmotnosti chladiva v systému byl použit výpočetní software, který je volně přístupný ke stažení na webových stránkách Slovenského Zvazu pre chadiacu a klimatizačnu techniku. Výpočet je pouze orientační, optimální množství náplně bude potřeba upravit dle naměřených hodnot v celém provozním spektru TČ.

Vzhledem k absenci výpočtového modelu pro chladivo R290 bylo zvoleno chladivo podobných termomechanických vlastností a to R22 [44].

Vypařovací teplota byla zvolena pro podmínky A2W55, tedy -8 °C, byly zvoleny typy kompresoru, výměníků, typ zásobníků chladiva a jejich umístění. V návrhu již bylo vypočítáno maximální množství náplně propanu v jednom tepelné čerpadle, které podle normy ČSN EN 378 činí 4,8 kg.

Pro R22 činí spodní odhad hmotnosti chladiva 7,4 kg, horní odhad je 9,45 kg. Vzhledem k přibližně poloviční hustotě kapalného propanu oproti chladivu R22 se hmotnost náplně bude pohybovat v rozmezí přibližně od 3,7 kg do 4,75 kg.

Z výše uvedeného odhadu hmotnosti chladiva je zřejmé, že maximální množství náplně hořlavého chladiva splňuje podmínku uvedenou ve zmíněné normě.

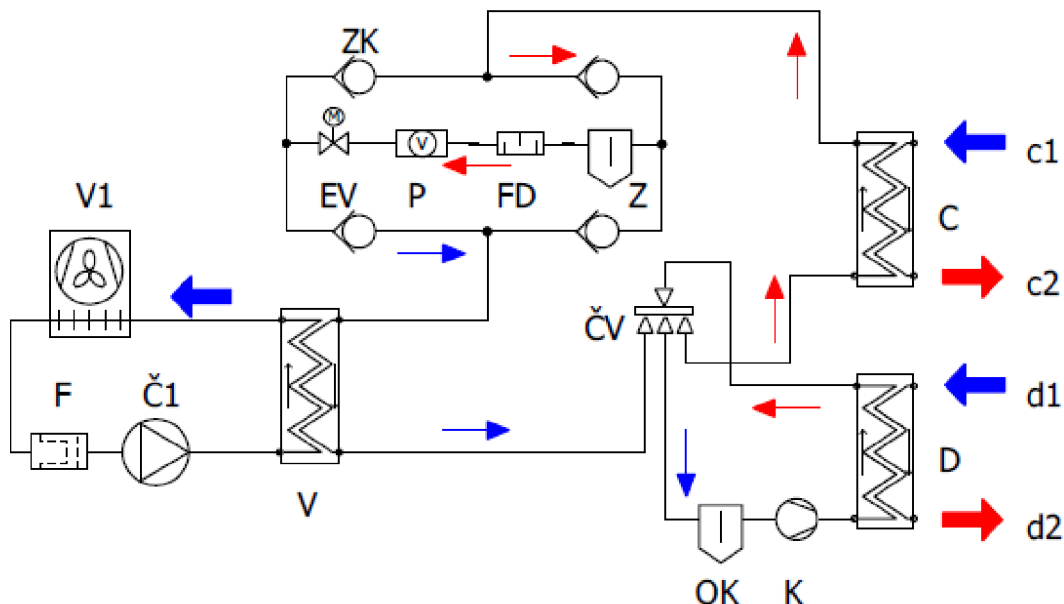
## 5.7 Režimy provozu tepelného čerpadla

Návrh tepelného čerpadla počítá se dvěma provozními režimy. Zimní provozní režim znamená vytápění a ohřev teplé vody. Pro provoz v letním období, kdy je kromě potřeby zajištění ohřevu teplé vody, zejména v horkých dnech požadavek na chlazení.

### 5.7.1 Provoz v režimu topení s nezávislým ohřevem TUV

V případě jednoduchého zapojení jednotky je celkový tepelný výkon 15,6 kW, s tím že lze nezávisle odebírat část tepelné energie za vyšší teploty pro účinný ohřev teplé vody. Tím není potřeba přepínat celý systém pouze pro nahřívání TUV s nižší účinností, protože v tomto režimu by chladivový okruh pracoval s vyšší kondenzační teplotou, TUV musí být dle příslušných norem ohřáta minimálně na 60 °C, kondenzační teplota by musela být alespoň 65 °C. V tomto případě se TUV ohřívá nepřímo pomocí topné vody, k ohřevu jsou využity horké páry chladiva za kompresorem.

Schéma s popisem systému je na obr. 5.17, kde červené tenké šipky označují tok chladiva ve vysokotlaké části okruhu, tenké modré šipky označují tok v nízkotlaké části okruhu.



Obr. 5.17 Schéma tepelného čerpadla – režim topení

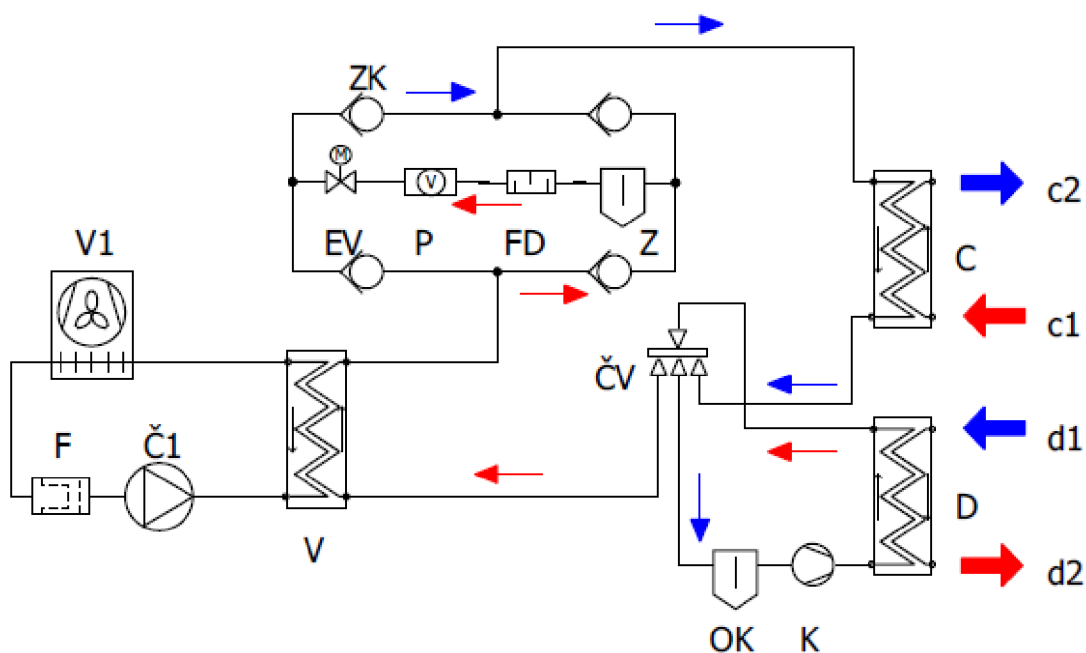
význam použitých zkratk:

K	kompresor	EV	expanzní ventil
D	desuperheater	c1	přívod topné vody
ČV	čtyřcestný ventil	c2	odvod topné vody
C	kondenzátor	d1	přívod chladné TUV
ZK	zpětná klapka	d2	odvod TUV
Z	zásobník kapalného chladiva	V1	výměník vzduch-glykol
FD	filtrdehydrátor	F	filtr nemrzoucí kapaliny
P	průhledítko	Č1	oběhové čerpadlo NK

### 5.7.2 Letní provoz v režimu chlazení

Režim chlazení je určený pro letní období, kdy je zpravidla potřeba chladit vnitřní prostory budov pro zajištění tepelné pohody uživatelů. Odváděné teplo je škoda mařit ve venkovním výměníku, je vhodné jej ekonomicky zužitkovat. V současné době se zároveň neustále zvyšuje množství rodinných a menších bytových domů s venkovními bazény. S tím úzce souvisí požadavek na jejich vytápění. Nabízí se proto využití odpadního tepla z tepelného čerpadla právě pro jeho ohřívání. Ohřev vody se provádí vřazeným deskovým výměníkem do systému filtrace bazény, který je z druhé strany napojen na stejnou topnou větev TČ, jako je ohřev TUV. Při reverzním provozním režimu se desuperheater chová jako klasický kondenzátor chladiva, ve výparníku dochází pouze k odvodu zbytkového tepla ze zkondenzovaného chladiva. Vzhledem k distributoru chladiva v deskovém výparníku může docházet k částečné expanzi chladiva z důvodu vysokých tlakových ztrát. Pravděpodobný chladicí výkon Tč v reverzním provozu nebude dosahovat stejných parametrů jako v topném režimu, kondenzátor není původně navrhován k výparu chladiva. Zároveň je potřeba zaměnit přítok vody do kondenzátoru (c1 a c2). Směr oběhu nemrznoucí směsi zůstává neměnný, rozdíl teplot mezi chladivem a teplotou okolí je dostatečně velký pro provoz výparníku v režimu kondenzátoru jako souproutý výměník, předpokládaná teplota okolí 30 °C, teplota podchlazeného chladiva 48 °C).

Schéma okruhu v reverzním režimu je zobrazeno na obr. 5.18.

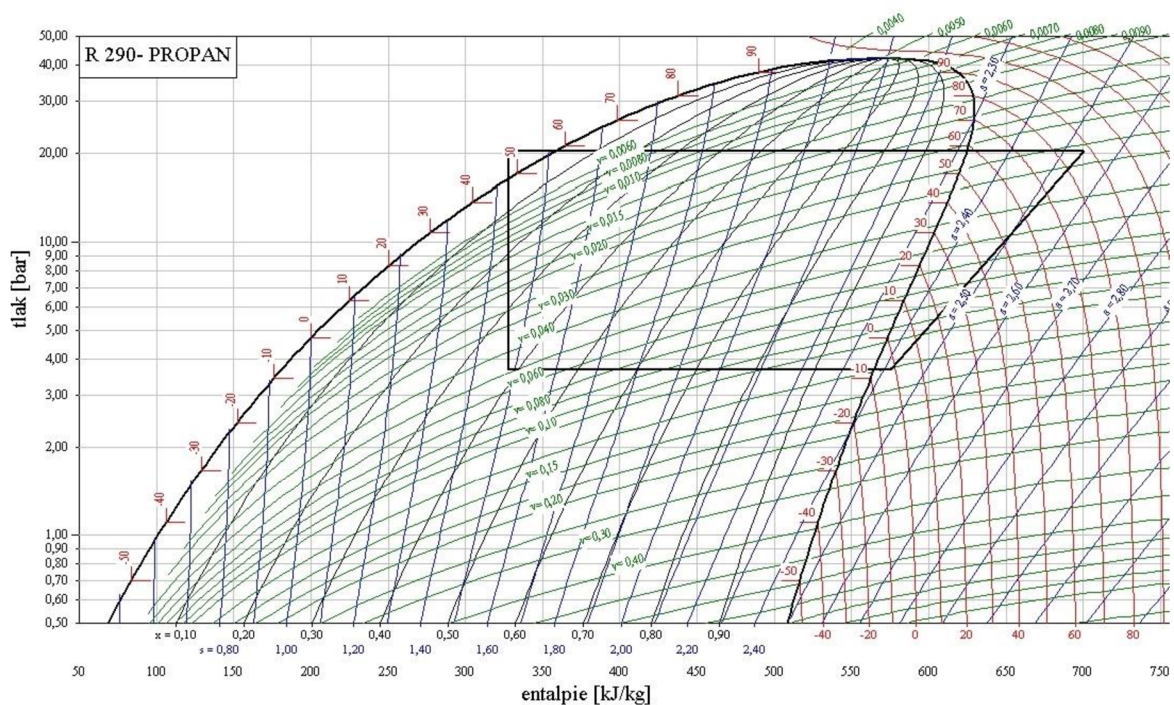


Obr. 5.18 Schéma tepelného čerpadla – režim chlazení

### 5.8 Přehled důležitých parametrů TČ

Vypočtené parametry jsou pouze orientační, zvláště u vyšších předávaných výkonů ve výměnících může docházet k větším odchylkám výpočtu. Průtok vzduchu a kapalin je uvažován při konstantní rozdílu teplot na vstupu a výstupu výměníků. Relativní vlhkost nasávaného vzduchu byla zvolena na základě průměrné vlhkosti vzduchu v České republice za dané teploty, uvažuje se částečná kondenzace, přičemž relativní vlhkost na výstupu zůstává stejná. Vypočtené parametry pro výstupní teplotu vody 55 °C jsou uvedeny v tab. 5.8, poté následují teoretické výpočty pro teplotu vody 45 °C v tab. 5.9 a jako poslední je uveden výpočet hodnot pro teplotu vody 35 °C v tab. 5.10. K výpočtům byly použity programy uvedené v kapitole 5.3.

Pracovní cyklus chladivového okruhu včetně započítané tlakové ztráty výparníků a izoentropické účinnosti kompresoru je zobrazen v P-h diagramu na obr. 5.19, který byl sestaven za pomoci programu CoolPack.



Obr. 5.19 Pracovní cyklus chladivového okruhu znázorněný v P-h diagramu

Tab. 5.8 Parametry tepelného čerpadla pro topnou vodu o teplotě 55 °C

Parametry chladivového oběhu TČ pro W55						
	jednotka	A -10	A -7	A 2	A 7	A 12
<b>chladivový oběh</b>						
teplota kondenzace $t_c$	°C	58				
podchlazení chladiva	K	10				
vypařovací teplota $t_e$	°C	-20	-17	-8	-3	2
přehřátí chladiva	K	6				
topný výkon $Q_h$	kW	11,55	12,20	15,60	17,90	20,50
chladicí výkon $Q_c$	kW	6,56	7,18	10,40	12,60	15,10
<b>kompresor</b>						
elektrický příkon	kW	5,27	5,31	5,49	5,59	5,69
izoentropická účinnost	%	54,2	56,3	63,9	67,1	69,4
tlak na sání	bar	2,5	2,7	3,7	4,3	5,0
tlak na výtlaku	bar	20,3				
hmotnostní tok chladiva	g/s	28,3	30,7	42,6	50,3	58,9
teplota chladiva na výtlaku	°C	105,5	99,4	86,4	81,9	78,6
<b>výparník</b>						
teplota NK, vstup	°C	-13	-10	-1	4	9
teplota NK, výstup	°C	-18	-15	-6	-1	4
hmotnostní průtok NK	kg/s	0,39	0,42	0,65	0,74	0,89
objemový průtok NK	l/s	0,36	0,40	0,61	0,70	0,83
rychlost NK v potrubí 28x1,5	m/s	0,74	0,81	1,24	1,42	1,70
NK: 40% etylenglykol-voda: $\rho = 1069 \text{ kg/m}^3$ , $c_p = 3,391 \text{ kJ/(Kg}^{\circ}\text{K)}$						
<b>kondenzátor</b>						
teplota topné voda, vstup	°C	45				
teplota topné vody, výstup	°C	55				
průtok topné vody	kg/s	0,28	0,29	0,37	0,43	0,49
<b>výměník vzduch - 40% etylenglykol</b>						
teplota vzduchu, výfuk	°C	-13,6	-10,6	-1,6	3,4	8,4
relativní vlhkost vzduchu, sání	%	65	74	85	80	70
objem nasávaného vzduchu	m <sup>3</sup> /h	4249,2	4088,8	5027,3	6538,7	6602,1

Tab. 5.9 Parametry tepelného čerpadla pro topnou vodu o teplotě 45 °C

Parametry chladivového oběhu TČ pro W45						
	jednotka	A -10	A -7	A 2	A 7	A 12
<b>chladiivový oběh</b>						
teplota kondenzace $t_c$	°C	48				
podchlazení chladiva	K	10				
vypařovací teplota $t_e$	°C	-20	-17	-8	-3	2
přehřátí chladiva	K	6				
topný výkon $Q_h$	kW	11,80	12,50	16,25	18,75	20,60
chladiiví výkon $Q_c$	kW	7,63	8,32	11,90	14,35	17,10
<b>kompresor</b>						
elektrický příkon	kW	4,4	4,4	4,6	4,7	4,8
izentropická účinnost	%	60,6	62,4	68,7	70,8	71,7
tlak na sání	bar	2,5	2,7	3,7	4,3	5,0
tlak na výtlaku	bar	16,4				
hmotnostní tok chladiva	g/s	29,3	31,6	43,5	51,3	60,0
teplota chladiva na výtlaku	°C	84,2	81,4	71,9	68,2	58,9
<b>výparník</b>						
teplota NK, vstup	°C	-13	-10	-1	4	9
teplota NK, výstup	°C	-18	-15	-6	-1	4
hmotnostní průtok NK	kg/s	0,45	0,49	0,7	0,85	1,01
objemový průtok NK	l/s	0,42	0,46	0,66	0,79	0,94
rychlost v potrubí DN 28x1,5	m/s	0,86	0,94	1,34	1,61	1,92
NK: 40% etylenglykol-voda: $\rho = 1069 \text{ kg/m}^3$ , $c_p = 3,391 \text{ kJ/(K} \cdot \text{g)}$						
<b>kondenzátor</b>						
teplota topné vody, vstup	°C	35				
teplota topné vody, výstup	°C	45				
průtok topné vody	kg/s	0,28	0,30	0,37	0,45	0,49
<b>výměník vzduch - 40% etylenglykol</b>						
teplota vzduchu, výfuk	°C	-13,6	-10,6	-1,6	3,4	8,4
relativní vlhkost vzduchu, sání	%	65	74	85	80	70
objem nasávaného vzduchu	m <sup>3</sup> /h	4942,3	4738,0	5752,3	7446,9	7476,6

Tab. 5.10 Parametry tepelného čerpadla pro topnou vodu o teplotě 35 °C

Parametry chladivového oběhu TČ pro W35						
	jednotka	A -10	A -7	A 2	A 7	A 12
<b>chladivový oběh</b>						
teplota kondenzace $t_c$	°C	38				
podchlazení chladiva	K	10				
vypařovací teplota $t_e$	°C	-20	-17	-8	-3	2
přehřátí chladiva	K	6				
topný výkon $Q_h$	kW	12,10	12,85	16,90	19,65	22,70
chladicí výkon $Q_c$	kW	8,63	9,38	13,30	15,95	18,95
<b>kompresor</b>						
elektrický příkon	kW	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0
izoentropická účinnost	%	65,2	66,6	70,7	71,1	70,0
tlak na sání	bar	2,5	2,7	3,7	4,3	5,0
tlak na výtlaku	bar	13,0				
hmotnostní tok chladiva	g/s	29,9	32,2	44,1	51,9	60,6
teplota chladiva na výtlaku	°C	68,0	65,9	58,7	56,6	54,9
<b>výparník</b>						
teplota NK, vstup	°C	-13	-10	-1	4	9
teplota NK, výstup	°C	-18	-15	-6	-1	4
hmotnostní průtok NK	kg/s	0,51	0,55	0,78	0,94	1,12
objemový průtok NK	l/s	0,48	0,52	0,73	0,88	1,05
rychlost v potrubí DN 28x1,5	m/s	0,97	1,05	1,49	1,79	2,13
NK: 40% etylenglykol-voda: $\rho = 1069 \text{ kg/m}^3$ , $c_p = 3,391 \text{ kJ/(Kg}\cdot\text{K)}$						
<b>kondenzátor</b>						
teplota topné vody, vstup	°C	25				
teplota topné vody, výstup	°C	35				
průtok topné vody	kg/s	0,29	0,31	0,37	0,47	0,54
<b>výměník vzduch - 40% etylenglykol</b>						
teplota vzduchu, výfuk	°C	-13,6	-10,6	-1,6	3,4	8,4
relativní vlhkost vzduchu, sání	%	65	74	85	80	70
objem nasávaného vzduchu	m <sup>3</sup> /h	5590,0	5341,6	6429,1	8277,2	8285,5

Vypočtené hodnoty pro teploty topné vody 45 °C a 35 °C odpovídají dovoleným provozním stavům jednotlivých součástí chladivového okruhu. Nejdůležitější jsou výstupní teploty na výtlaku kompresoru, které jsou vždy pod limitem 120 °C. Dále pak maximální kapacita expanzního ventilu, u kterého ověřen provozní stav pro nejvyšší průtoky chladiva.

Jediným překročeným parametrem je při teplotě topné vody 35 °C doporučená rychlost v potrubí nemrzoucí kapaliny.

## 5.9 Výpočet orientačního COP

Topný faktor COP je jeden z často používaných parametrů pro porovnání účinnosti tepelných čerpadel. Topný faktor se mění v závislosti na rozdílu teploty zdroje NPT a teploty topného média, viz kapitola 2.3.1. Při deklarování COP daného zařízení je potřeba vždy uvádět pro jaké podmínky je daný výpočet prováděn. Topný faktor za podmínky A2/W35 bude jistě vyšší, než za podmínky A2/W55.

Výpočet COP byl proveden s ohledem na normu ČSN EN 14511-3.

Pro výpočet topného faktor je definován vztah:

$$COP = \frac{P_{TK}}{P_{EF}} \quad (5.2)$$

COP	topný faktor [-]
$P_{TK}$	korigovaný topný výkon tepelného čerpadla [kW]
$P_{EF}$	celkový efektivní elektrický příkon tepelného čerpadla [kW]

Korigovaný topný výkon je definován vztahem 5.3. Použití tohoto vztahu je omezeno pouze pro čerpadla, která nejsou součástí vnitřku tepelného čerpadla. Okruh s topnou vodou je sekundárním okruhem TČ. Návrh čerpadla pro topný okruh závisí zejména na velikosti otopného systému, v návrhu s ním proto není počítáno.

$$P_{TK} = P_T + \frac{P_{\check{c}ef}}{1000} \quad (5.3)$$

$P_{TK}$	korigovaný topný výkon TČ [kW]
$P_T$	topný výkon TČ
$P_{\check{c}ef}$	efektivní hodnota příkonu oběhového čerpadla topné strany [W]

Topný výkon by vypočítán v programu Select 8 od společnosti Emerson pro různé provozní podmínky. Efektivní hodnota příkonu čerpadel se určí dle vztahu 5.4:

$$P_{\check{c}ef} = q_v * \frac{\Delta p_i}{\eta} \quad (5.4)$$

$P_{\check{c}ef}$	část příkonu oběhového čerpadla pro efektivní příkon TČ [W]
$q_v$	objemový průtok kapaliny [m <sup>3</sup> /s]
$\Delta p_i$	tlaková ztráta výměníků topné strany [Pa]
$\eta$	účinnost oběhového čerpadla [-]

Objemový průtok se určí z hmotnostního toku vody. Tlaková ztráta na sekundární, topné straně tepelného čerpadla se určí jako tlaková ztráta topné vody při průchodu oběma kondenzátory.



Pro oběhová čerpadla nižších výkonů do 500 W lze použít vztah pro výpočet hydraulické účinnosti uvedený v rovnici 5.5:

$$\eta = 0,0721 * P_{hyd}^{0,3185} \quad (5.5)$$

$\eta$  hydraulická účinnost oběhového čerpadla [-]  
 $P_{hyd}$  hydraulický výkon čerpadla [W]

Výpočet hydraulického výkonu čerpadla je určen rovnicí 5.6, použitelný pouze za podmínky, pokud není čerpadlo integrální součástí TČ. V případě čerpadla na studené straně se bere celý příkon čerpadla, který se určí za pomoci výpočtového projekčního rozhraní společnosti Willo.

$$P_{hyd} = q_v * \Delta p_i \quad (5.6)$$

$P_{hyd}$  hydraulický výkon čerpadla [W]  
 $q_v$  objemový průtok kapaliny [ $m^3/s$ ]  
 $\Delta p_i$  tlaková ztráta výměníků topné strany [Pa]

Součet všech elektrických příkonů tepelného čerpadla se označuje jako efektivní příkon je definován rovnicí 5.7:

$$P_{ef} = P_K + \frac{P_{REG} + P_V + P_{\check{C}EF}}{1000} \quad (5.7)$$

$P_{ef}$  efektivní elektrický příkon tepelného čerpadla [kW]  
 $P_K$  příkon kompresoru [kW]  
 $P_{REG}$  příkon regulace TČ [kW]  
 $P_V$  příkon ventilátoru [kW]  
 $P_{\check{C}EF}$  příkon oběhových čerpadel [kW]

V příkonu čerpadel je započítána efektivní hodnota pro čerpadla topné strany, u čerpadla studené, primární, strany je započten plný příkon. Příkon ventilátoru je odečítán z obr. 5.15 na základě vypočtených potřebných průtoků vzduchu, pro regulaci je počítán stálý příkon 30 W.

Vypočtené hodnoty jsou přiloženy v následujících tabulkách. Výpočty jsou provedeny pro 3 teplotní úrovně otopného systému, a to pro výstupní teploty topné vody 35 °C, 45 °C a 55 °C, za podmínek A12, A7, A2, A-7 a A-10. Teplota vzduchu -10 °C je netypická, ale byla určena s ohledem na minimální provozní tlak kompresoru, s přihlédnutím na potřebné přehřátí par chladiva. Pro teploty vzduchu pod 5 °C byl snížen topný faktor o 10 % z důvodu nutného odtávání výměníku na kterém dochází k namrzání vzdušné vlhkosti (viz kapitola 3.5.4). Vypočtené hodnoty COP jsou uvedeny v přiložených tabulkách. COP pro jednotlivé teploty topné vody jsou znázorněny v grafu na obr. 5.20, ze kterého je zřejmé, že hodnota COP výrazně závisí na teplotě topné vody a též na teplotě zdroje NPT, tedy vzduchu.

Tab. 5.11 Výpočet COP tepelného čerpadla při teplotě topné vody 55 °C

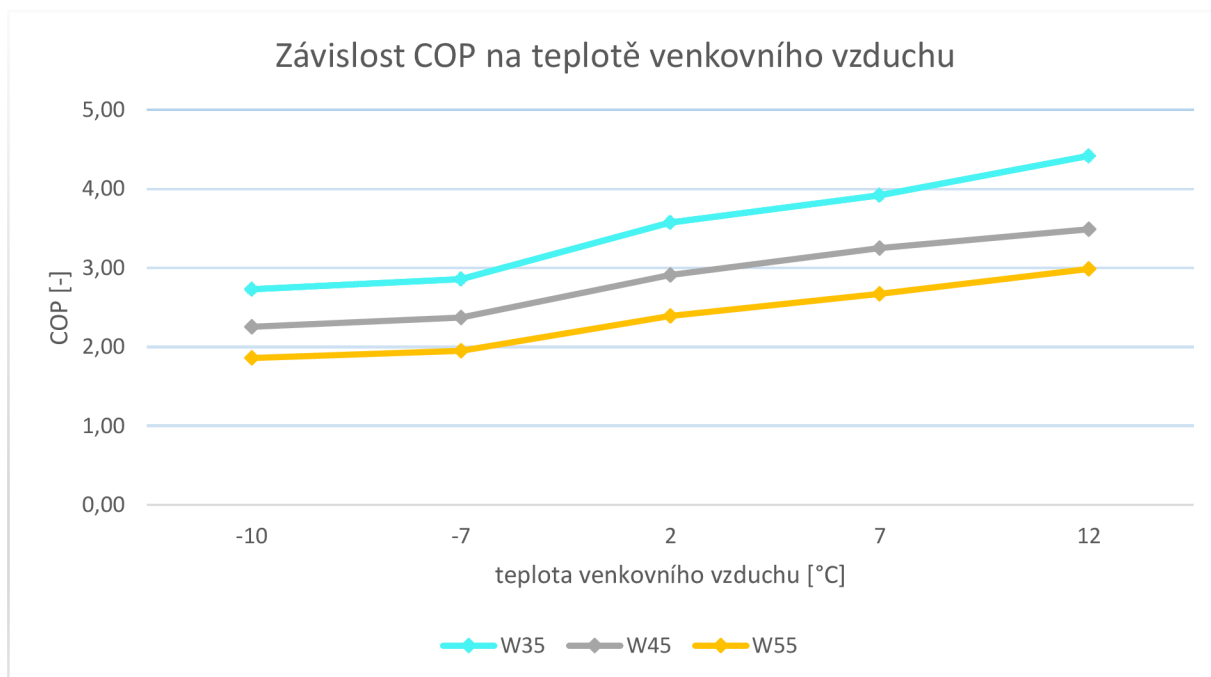
COP tepelného čerpadla, teplota topné vody 55 °C						
veličina	jednotka	A-10	A-7	A2	A7	A12
<b>topný výkon:</b>						
topný výkon TČ	kW	11,55	12,20	15,60	17,90	20,50
objemový průtok vody	m <sup>3</sup> /s	0,00028	0,00029	0,00037	0,00043	0,00049
tlaková ztráta na kondenzátorech	Pa	19580				
hydraulický výkon čerpadla	W	5,41	5,71	7,30	8,38	9,60
účinnost čerpadla	-	0,12	0,13	0,14	0,14	0,15
část příkonu oběhového čerpadla pro efektivní výkon TČ	W	43,84	45,51	53,79	59,10	64,83
korigovaný topný výkon	kW	11,59	12,25	15,65	17,96	20,56
korigovaný topný výkon, se započteným odtáváním vzduchového výměníku	kW	10,43	11,02	14,09	16,16	18,51
<b>celkový příkon:</b>						
příkon kompresoru	kW	5,27	5,31	5,49	5,59	5,69
příkon systému regulace	W	30				
příkon cirkulačního čerpadla topné vody	W	43,84	45,51	53,79	59,10	64,83
příkon čerpadla NK	W	85	90	120	135	153
příkon ventilátoru	W	185	180	200	240	260
celkový efektivní příkon	kW	5,61	5,66	5,89	6,05	6,20
COP	-	1,86	1,95	2,39	2,67	2,99

Tab. 5.12 Výpočet COP tepelného čerpadla při teplotě topné vody 45 °C

COP tepelného čerpadla, teplota topné vody 45 °C						
veličina	jednotka	A-10	A-7	A2	A7	A12
<b>topný výkon:</b>						
topný výkon TČ	kW	11,80	12,50	16,25	18,75	20,60
objemový průtok vody	m <sup>3</sup> /s	0,00028	0,00030	0,00037	0,00045	0,00049
tlaková ztráta na kondenzátorech	Pa	19580				
hydraulický výkon čerpadla	W	5,53	5,86	7,30	8,78	9,65
účinnost čerpadla	-	0,12	0,13	0,14	0,14	0,15
část příkonu oběhového čerpadla pro efektivní výkon TČ	W	44,49	46,27	53,79	61,00	65,04
korigovaný topný výkon	kW	11,84	12,55	16,30	18,81	20,67
korigovaný topný výkon, se započteným odtáváním vzduchového výměníku	kW	10,66	11,29	14,67	16,93	18,60
<b>celkový příkon:</b>						
příkon kompresoru	kW	4,4	4,4	4,6	4,7	4,8
příkon systému regulace	W	30				
příkon cirkulačního čerpadla topné vody	W	44,49	48,79	60,86	73,19	80,41
příkon čerpadla NK	W	95	100	135	148	171
příkon ventilátoru	W	190	185	250	300	300
celkový efektivní příkon	kW	4,73	4,76	5,05	5,21	5,33
COP	-	2,25	2,37	2,91	3,25	3,49

Tab. 5.13 Výpočet COP tepelného čerpadla při teplotě topné vody 35 °C

COP tepelného čerpadla, teplota topné vody 35 °C						
veličina	jednotka	A-10	A-7	A2	A7	A12
<b>topný výkon:</b>						
topný výkon TČ	kW	12,10	12,85	16,90	19,65	22,70
objemový průtok vody	m <sup>3</sup> /s	0,00029	0,00031	0,00037	0,00047	0,00054
tlaková ztráta na kondenzátorech	Pa	19580				
hydraulický výkon čerpadla	W	5,67	6,02	7,30	9,20	10,63
účinnost čerpadla	-	0,13	0,13	0,14	0,15	0,15
část příkonu oběhového čerpadla pro efektivní výkon TČ	W	45,26	47,15	53,79	62,98	69,49
korigovaný topný výkon	kW	12,15	12,90	16,95	19,71	22,77
korigovaný topný výkon, se započteným odtáváním vzduchového výměníku	kW	10,93	11,61	15,26	17,74	20,49
<b>celkový příkon:</b>						
příkon kompresoru	kW	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0
příkon systému regulace	W	30				
příkon cirkulačního čerpadla topné vody	W	45,26	50,16	60,86	76,70	88,61
příkon čerpadla NK	W	100	110	140	160	180
příkon ventilátoru	W	200	200	230	370	370
celkový efektivní příkon	kW	4,01	4,06	4,27	4,53	4,64
<b>COP</b>	-	<b>2,73</b>	<b>2,86</b>	<b>3,57</b>	<b>3,92</b>	<b>4,42</b>



Obr. 5.20 Závislost COP TČ na venkovní teplotě

### 5.10 Návrh konstrukčního provedení tepelného čerpadla

Již navržené komponenty tepelného čerpadla je potřeba uspořádat do skříňové vhodné velikosti. Skříň s chladivovým okruhem bude instalována ve vnitřních prostorech budovy, proto by měly být zvoleny její vhodné rozměry, které musí být menší, než je velikost běžných vnitřních dveří (šířka 800 mm, výška 1960 mm). Maximální rozměry jednotky tak nesmí překročit na výšku 1800 mm a na hloubku 700 mm. S ohledem na parametry navržených komponent tyto maximální rozměry nebudou překročeny. Výška kompresoru je 450 mm, výška kondenzátoru i výparníku jsou shodně 526 mm. Pro vyšší topné výkony je plánované kaskádové zapojení. Ke splnění bezpečnostních předpisů musí být skříň těsná, s havarijním odvětráním.

Druhá část TČ obsahující ventilátor a vzduchový výměník zcela určitě nepřesáhne limitní rozměry. Tento výměník je určen primárně pro venkovní instalaci. V případě umístění do vnitřního prostoru budovy bude zapotřebí přivést vzduch vhodným vzduchovodem. Pro kaskádní uspořádání se nabízí využití výměníků vzduch-nemrznoucí kapalina průmyslově vyráběných zařízení vyšších výkonů

#### Omezení hlučnosti a přenosu vibrací

V zadání byla požadována maximální úroveň hlučnosti na hranici kotelny 50 dB(a). S hlučností úzce souvisí vibrace zařízení. Hlavními zdroji hluku jsou zejména kompresor a ventilátor, částečně může hluk způsobovat i nasávaný vzduch při zvýšených průtocích, respektive oběhová čerpadla.

Negativní, rušivé, vlivy zařízení lze do velké míry eliminovat použitím následujících opatření:

#### Chladivový okruh:

- kompresor ukotven k nosné desce gumovými segmenty, dodává výrobce.
- sekundárně kotvení nosné desky chladivového okruhu k rámu jednotky za pomoci gumových silenbloků.
- zvuková izolace umístěná v krytech jednotky- např. akustická pěna z polymerů
- omezení přenosu vibrací do topení za pomoci pryžových kompenzátorů, kterými se zároveň řeší namáhání potrubí vlivem teplotní dilatace.

#### Výměník vzduch – nemrznoucí kapalina:

- usměrnění toku vzduchu za pomoci lamelových žaluzií na straně výstupu
- použití pryžových kompenzátorů na potrubí
- záměna měděného potrubí za jiný materiál (polyetylen, ALPEX)
- vhodné umístění a orientace jednotky, zejména volný prostor na straně vyfukovaného vzduchu (alespoň 5 m volného prostoru), na straně nasávaného vzduchu (zejména od zdí alespoň 1 m).
- snížení periody odtávání (zvyšuje se ovšem vlastní spotřeba TČ, snižuje COP)

Grafické zobrazení možného uspořádání obou součástí tepelného čerpadla jsou zobrazena na obr. 5.21 a 5.22.



Obr. 5.21 Návrh rozmístění komponent  
chladičového oběhu TČ

Rozměry samostatného chladičového okruhu jsou:

výška	700 mm
délka	800 mm
hloubka	550 mm

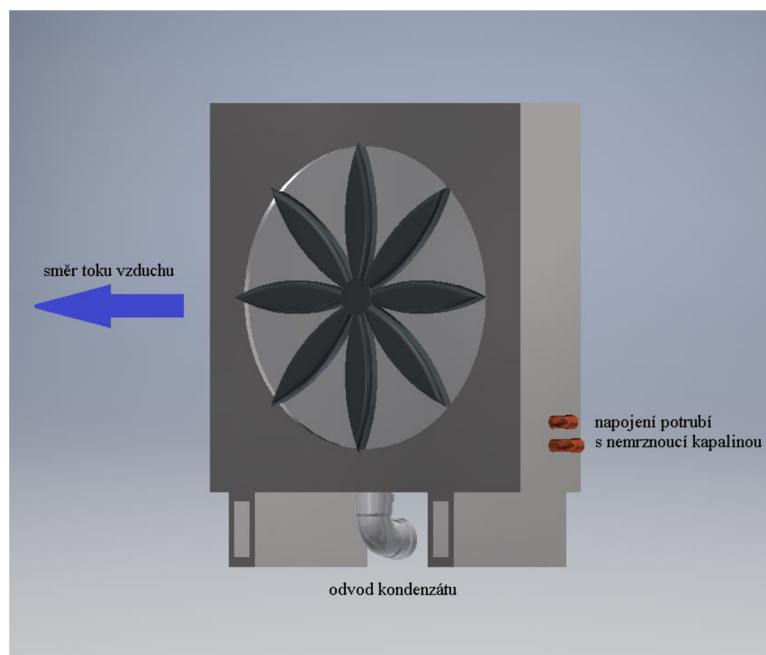
Instalaci zvukové izolace, opatření proti přenosu vibrací, vzduchotěsného krytu, nosného rámu a elektro rozvaděče se velikost zvětší maximálně na rozměry:

výška	1000 mm
délka	1000 mm
hloubka	700 mm

Při instalaci tepelných čerpadel do kaskádního uspořádání vyšších výkonů se nabízí uložení dvou tepelných čerpadel na sebe. Tímto se zaručí minimální zastavěná plocha kotelny. Zároveň lze snadněji propojit vývody topné vody, potrubí havarijního odvětrání atd. Podmínkou tohoto provedení instalace je buďto zabudovaný pevný rám TČ, nebo vybudování externí nosné konstrukce.

Použitím nepřímého výparu chladiva je rovněž po určité úpravě regulace, rozmístění čidel a výběrem jiného oběhového čerpadla možné využít i jiné zdroje NPT. Výhodné je zejména použití zemních kolektorů. Volbou primárního zdroje s vyšší teplotou se teoreticky zvýší hodnota topného faktoru COP. Tím se otevírá možnost ucelené nabídky série tepelných čerpadel pro teplovodní otopnou soustavu zároveň s ohřevem teplé užitkové vody.

Před započítáním výroby tohoto typu tepelného čerpadla se uvažuje o malosériové výrobě v počtu několika desítek ročně vyrobených kusů. Regulace kaskády více tepelných čerpadel je proto možné upravovat na základě individuálního přání zákazníka, například je výhodné ovládat všechny tepelná čerpadla z jednoho monitoru.



Obr 5.22 Návrh provedení konstrukce výměníku vzduch-NK

Rozměry nosné konstrukce výměníku jsou:

výška	1000 mm
délka	900 mm
hloubka	700 mm

Po provedení protihlukových opatření, zejména instalací plastových žaluzií ovlivňujících tok vzduchu za ventilátorem, designového opláštění jednotky dojde ke zvětšení rozměrů celé jednotky maximálně na:

výška	1050 mm
délka	1000 mm
hloubka	400 mm

Instalace výměníku je tudíž možná do venkovního prostředí budovy, též po doplnění vhodného vzduchovodu včetně napojení na nosnou konstrukci je možná instalace i ve vnitřním prostředí kotelny.

Vzhledem k již zmíněnému možnému napojení vnitřní jednotky na jiný zdroj NPT lze provést i kombinované propojení tohoto výměníku např. se zemním kolektorem. Získávání tepla z uvedených zdrojů by se řídilo dle jejich aktuální teploty, přepínání okruhů by bylo zajištěno trojcestnými elektronicky řízenými ventily.

## 6 Závěr

Diplomová práce je rozdělena do čtyř hlavních částí, ve kterých je postupně rozebrána problematika konstrukce tepelných čerpadel typu vzduch-voda.

První část práce se zabývá historickým vývojem tepelných čerpadel, popisem základního principu funkce tepelných zařízení s nízkopotenciálním zdrojem tepla pracujících na základě varu a kondenzace kapaliny. Rovněž zde byly popsány jednotlivé typy tepelných čerpadel, zejména kompresorových, absorpčních a hybridních. Poté byly popsány jednotlivé typy zdrojů NPT, včetně jejich rozdělení. Součástí této části je i popis výhod, a naopak i nevýhod teplovodních a vzduchových topných systémů, včetně možné akumulace tepla.

Ve druhé části práce je detailně popsán chladicí systém kompresorových tepelných čerpadel typu vzduch-voda, včetně možnosti reverzace toku chladiva, následuje rozdělení používaných chladiv. Rovněž byl proveden rozbor nejdůležitějších komponent TČ, kterými jsou kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník. Popsány zde byly též i základní způsoby odtávání výparníků. Posledním bodem této části je rozdělení tepelných čerpadel vzduch-voda dle konstrukčního provedení.

Třetí část práce se zabývá nabídkou TČ na trhu v České republice. Zde jsou zmíněny základní typy prodávaných tepelných čerpadel vzduch-voda, včetně důležitých zveřejněných parametrů. Zmíněny jsou výrobci NIBE, IVT, Thermia, Acond a Dimplex. Tyto společnosti byly vybrány zejména z důvodu dlouhého působení na místním trhu s tepelnou technikou.

V poslední, čtvrté části bylo navrženo tepelné čerpadlo typu vzduch-voda pracující s přírodním, ekologicky šetrným chladivem R 290 (propan). Jednotlivé komponenty byly navrženy za pomoci několika, v práci zmíněných, výpočtových programů jednotlivých výrobců. Součástí kapitoly je i detailní popis výběru kompresoru, výparníku, elektronického expanzního ventilu, výparníku, kondenzátoru a dalších důležitých komponent chladicího okruhu, včetně důležitých bezpečnostních prvků. Dále byl navržen primární okruh s nemrznoucí kapalinou, který obsahuje lamelový výměník vzduch-NK, ventilátor a oběhové čerpadlo. Současně zde byla popsána regulace tepelného čerpadla jako celku s nastíněním jednotlivých úrovní ovládání. Tato kapitola obsahuje i teoretické výpočty důležitých parametrů navrhovaného tepelného čerpadla pro teploty topné vody v rozmezí teplot od 35 °C do 55 °C, současně s výpočtem a grafickým porovnáním topných faktorů COP pro teploty venkovního vzduchu v rozmezí od -10 °C do 12°C.

Trh s tepelnými čerpadly doznal v období po roce 2000, zejména pak po roce 2015 značného rozvoje. Současně s tím začínají být aplikována omezení pro používaná syntetická chladiva plynoucí z nařízení Evropské rady a parlamentu. Z tohoto důvodu je směřována snaha výrobců o vývoj zařízení pracujících s chladivem s minimálním vlivem na životní prostředí. Budoucnost vývoje spatřuji ve využití propanu jako chladiva pro zařízení menších výkonů. Pro vyšší výkony se nabízí využití chladiv na bázi oxidu uhličitého, který však pracuje za značně vysokých tlaků a přináší tím celou řadu konstrukčních omezení.





## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŽERAVÍK, Antonín. Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]. Přerov: Antonín Žeravík, 2003, 311 s. : il. ISBN 80-239-0275-X.
- [2] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook. 2010, Refrigeration. SI edition. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2010, 1 sv. (různé stránkování) : obr., tabulky, grafy + 1 CD-ROM. ISBN 978-1-933742-82-3.
- [3] ČSN EN 378. Chladicí zařízení a tepelná čerpadla. Praha: ÚNMZ, 2017.
- [4] Historie tepelných čerpadel. In: *Sinclair* [online]. [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: [www.sinclairheatpumps.eu/cs/informace/historie-tepelnych-cerpadel/](http://www.sinclairheatpumps.eu/cs/informace/historie-tepelnych-cerpadel/)
- [5] STRAKA, Tomáš. TZB-info [online]. Praha, 7.12.2018 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/18356-budoucnost-tepelnych-cerpadel-v-evrope-a-v-cr](http://www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/18356-budoucnost-tepelnych-cerpadel-v-evrope-a-v-cr)
- [6] Mastný, P.: Tepelná čerpadla v kombinovaných tepelných systémech. Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně, Edice PhD Thesis, sv. 392, ISSN 1213–4198, Brno 2006
- [7] KUČHYNKA, Lubomír. Ideální Rankinův oběh a reálný oběh. In: *TZB-info: Vytápění* [online]. 10.10.2012 [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: [www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-factory-ovlivnujici-ucinnost-tepelnych-cerpadel](http://www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-factory-ovlivnujici-ucinnost-tepelnych-cerpadel)
- [8] MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. In: *TZB-info: Vytápění-tepelná čerpadla* [online]. 14.9.2015 [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: [www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivity-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop](http://www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivity-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop)
- [9] ČSN EN 14115 (143 010) - Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru, Praha: ÚNMZ, 2019.
- [10] ČSN EN 14825– Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru, zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení a výpočet při sezonním nasazení. ÚNMZ 2014.
- [11] Nařízení Komise 811/2013 o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů, kombinovaných ohřivačů, souprav sestávajících z ohřivače pro vytápění vnitřních prostorů, regulátoru teploty a solárního zařízení a souprav sestávajících z kombinovaného ohřivače, regulátoru teploty a solárního zařízení. Brusel 2013.
- [12] Nařízení Komise 813/2013 – požadavky na ekodesign ohřivačů pro vytápění vnitřních prostorů a kombinovaných ohřivačů. Brusel 2013.
- [13] In: KLIMATEST: Topný faktor a bod bivalence tepelného čerpadla [online]. Praha [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [www.klimatest.cz/topnyfaktor.html](http://www.klimatest.cz/topnyfaktor.html)
- [14] DVORÁK, Zdeněk. Chladicí technika.: I. díl, 1. vyd. Praha: SNTL, 1963. 301 s.
- [15] Chladicí okruh-princip funkce. Schiessl [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: [www.schiessl.cz/stranka-chladici-okruh-princip-funkce-118](http://www.schiessl.cz/stranka-chladici-okruh-princip-funkce-118)
- [16] POSPÍŠIL, Jiří. Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení. In: *TZB-info* [online]. 2011, 10.10.2011 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: [www.vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení](http://www.vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení)

- [17] Hybridní tepelná čerpadla [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: [www.stc.fs.cvut.cz/history/2007/sbornik/Papers/DP/Jancik\\_Ludek\\_12116.pdf](http://www.stc.fs.cvut.cz/history/2007/sbornik/Papers/DP/Jancik_Ludek_12116.pdf)
- [18] KREJSA, P. *Tepelné čerpadlo vzduch-voda*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017, 78s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.
- [19] VILKOVSKÁ, Katarína. *Čerpajte energiu z prírody. Moj dom* [online]. 17.09.2012 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: [www.mojdom.zoznam.sk/gl/156318/1152083/Cerpajte-energiu-z-prirody#infopanel](http://www.mojdom.zoznam.sk/gl/156318/1152083/Cerpajte-energiu-z-prirody#infopanel)
- [20] RATSAM, P. *Tepelné čerpadlo vzduch-voda*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016, 87s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.
- [21] *Chladicí a klimatizační technika*. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012, 181 s. : il., barev. fot., tabulky.
- [22] *Alkadamky* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: [www.alkadamky.cz](http://www.alkadamky.cz)
- [23] *IVT, tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: [www.cerpadla-ivt.cz](http://www.cerpadla-ivt.cz)
- [24] *KaS, výrobce a distributor chladicích zařízení* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [www2.kas.cz](http://www2.kas.cz)
- [25] *Schiessl s.r.o. - chlazení, klimatizace a tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [www.schiessl.cz](http://www.schiessl.cz)
- [26] *Linde gas* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [www.linde-gas.com](http://www.linde-gas.com)
- [27] *Uniturbo 33: Centrifugal Compressor for large scale refrigeration plants and heat pumps* [online]. 12.2017, [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: [www.friotherm.com/wp-content/uploads/2017/12/turbo33\\_uk\\_g004.pdf](http://www.friotherm.com/wp-content/uploads/2017/12/turbo33_uk_g004.pdf)
- [28] *Swep, heat exchangers* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: [www.swep.net](http://www.swep.net)
- [29] *Dimplex- tepelná čerpadla a rekuperace* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: [www.dimplex.cz](http://www.dimplex.cz)
- [30] *Ciat* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <http://www.ciat.cz>
- [31] BLÁHA, Marek. První tepelné čerpadlo v rodinném domě funguje již 20 let. TZB-info [online]. 31.10.2011 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/7983-prvni-tepelne-cerpadlo-v-rodinnem-dome-funguje-jiz20-let](http://www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/7983-prvni-tepelne-cerpadlo-v-rodinnem-dome-funguje-jiz20-let)
- [32] *NIBE: Tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.nibe.cz>
- [33] *IVAR/CS: Thermia, tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [www.ivarcs.cz](http://www.ivarcs.cz)
- [34] *Acond: Tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [www.cerpadla-acond.cz](http://www.cerpadla-acond.cz)
- [35] SEDLÁŘ, Jan. Legislativní situace v oblasti chladiv a výhledy do budoucna [online]. 4.1.2016 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13646-legislativni-situace-v-oblasti-chladiv-a-vyhledy-do-budoucna>
- [36] *Copeland Scroll compressors* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://climate.emerson.com/en-us/products/refrigeration/commercial-refrigeration/scroll-compressors>
- [37] p-h diagram for all refrigerants. In: *Research gate* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/profile/Enio\\_Bandarra\\_Filho](https://www.researchgate.net/profile/Enio_Bandarra_Filho)
- [38] *Product Guide: For Propane Applications*. Emerson Climate Technologies. Aachen, Germany, 2016. Dostupné také z: [www.emersonclimate.eu](http://www.emersonclimate.eu)
- [39] *The general specification for types R290 inverter Scroll compressor*. Siam Compressor Industry. 2014.
- [40] *CAREL-products* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [www.carel.com/product/evd-evolution](http://www.carel.com/product/evd-evolution)

- [41] Axiální ventilátory [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [www.ebmpapst.cz/cs](http://www.ebmpapst.cz/cs)
- [42] Oběhová čerpadla pro nízkoteplotní aplikace [online]. [cit. 2019-05-16].  
Dostupné z: [www.willo.com](http://www.willo.com)
- [43] Chlazení a klimatizace [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [www.store.danfoss.com](http://www.store.danfoss.com)
- [44] Slovenský zväz pre chladiacu a klimatizačnú techniku [online]. [cit. 2019-05-17].  
Dostupné z: <https://www.szchkt.org/>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$A_c$	celkový elektrický příkon tepelného čerpadla	kW
$COP$	topný faktor	-
$c_p$	měrná tepelná kapacita	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$L_{FL}$	dolní mez hořlavosti	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$m_{max}$	maximální hmotnost náplně chladiva	kg
$P_c$	tepelný výkon získaný z okolního prostředí	kW
$P_{\check{c}ef}$	efektivní hodnota příkonu oběhového čerpadla topné strany	W
$P_{ef}$	efektivní elektrický příkon tepelného čerpadla	kW
$P_{hyd}$	hydraulický výkon oběhového čerpadla	W
$P_k$	příkon kompresoru	kW
$P_{reg}$	příkon regulace	W
$P_T$	topný výkon tepelného čerpadla	kW
$P_{TK}$	korigovaný topný výkon tepelného čerpadla	kW
$P_v$	příkon ventilátoru	W
$Q_{AB}$	teplo z chemické reakce v absorberu	kW
$Q_c$	chladicí výkon	kW
$Q_D$	teplo dodané desorberu	kW
$Q_h$	topný výkon	kW
$Q_K$	teplo získané kondenzací	kW
$q_v$	objemový průtok kapaliny	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$t_c$	kondenzační teplota chladiva	$^{\circ}\text{C}$
$t_e$	vypařovací teplota chladiva	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta p_i$	tlaková ztráta výměníků topné strany	Pa
$\eta$	účinnost	-
$\rho$	hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
<b>A</b>	vzduch (air)
<b>C</b>	kondenzátor
<b>c1</b>	přívod topné vody
<b>c2</b>	odvod topné vody
<b>Č1</b>	oběhové čerpadlo NK
<b>ČV</b>	čtyřcestný ventil
<b>D</b>	desuperheater
<b>d1</b>	přívod chladné TUV
<b>d2</b>	odvod TUV
<b>DN</b>	jmenovitá světlost
<b>EEV</b>	elektronický expanzní ventil
<b>EV</b>	expanzní ventil
<b>F</b>	filtr nemrznoucí kapaliny
<b>FD</b>	filtrdehydrátor
<b>GWP</b>	potenciál globálního oteplování atmosféry
<b>K</b>	kompresor
<b>KTČ</b>	kompresorové tepelné čerpadlo
<b>NK</b>	nemrznoucí kapalina
<b>NPT</b>	nizkopotenciální teplo
<b>NTZ</b>	návrhová tepelná ztráta
<b>ODP</b>	potenciál napadení ozonové vrstvy
<b>P</b>	průhledítko
<b>SCOP</b>	sezonní topný faktor
<b>TČ</b>	tepelné čerpadlo
<b>TEV</b>	termostatický expanzní ventil
<b>TEWI</b>	celkový vliv chladiva na ohřívání atmosféry
<b>TS</b>	tepelná spotřeba
<b>TUV</b>	teplá užitková voda
<b>V1</b>	výměník vzduch-glykol
<b>W</b>	voda (water)
<b>Z</b>	zásobník kapalného chladiva
<b>ZK</b>	zpětná klapka

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Vývoj počtu instalací TČ v Evropě 2006-2016 [5] .....	12
Obr. 2.2 Carnotův cyklus pro chladicí zařízení [6] .....	13
Obr. 2.3 Ideální Rankinův cyklus (vlevo), reálný cyklus (vpravo) [7] .....	14
Obr. 2.4 Bod bivalence, topná křivka TČ, tepelná ztráta budovy [13].....	16
Obr. 2.5 Kompresorový okruh [15] .....	17
Obr. 2.6 Schéma absorpčního oběhu [16] .....	18
Obr. 2.7 Schéma hybridního TČ s mokrou kompresí (vlevo), oddělený oběh (vpravo) [17].....	20
Obr. 2.8 Zdroje nízkopotenciálního tepla [19] .....	21
Obr. 2.9 TČ vzduch-vzduch, splitová jednotka [22] .....	24
Obr. 3.1 Chladivový okruh, režim vytápění [18] .....	25
Obr. 3.2 Chladivový okruh, režim chlazení / defrost výparníku [18] .....	27
Obr. 3.3 Pístový kompresor, hermetické provedení [18] .....	33
Obr. 3.4 Kompresor se 2 excentrickými písty [20] .....	33
Obr. 3.5 Scroll kompresor [20].....	34
Obr. 3.6 EVI technologie [20] .....	34
Obr. 3.7 Deskový kondenzátor, rozebíratelné provedení (vlevo), .....	36
Obr. 3.8 Termostatický expanzní ventil [14].....	37
Obr. 3.9 Proporcionální charakteristika průtoku chladiva (vlevo), .....	38
Obr. 3.10 Lamelový výparník Ciat [30] .....	39
Obr. 4.1 Nibe F2040 [32] .....	42
Obr. 4.2 IVT AirX 170 [23] .....	43
Obr. 4.3 Thermia Atec 18 kW [33] .....	43
Obr. 4.4 Acond, kompaktní jednotka TČ [34].....	44
Obr. 5.1 Omezování dodávek HFC plynů na trh EU [35].....	45
Obr. 5.2 Porovnání chladiv v P-h diagramu [37] .....	47
Obr. 5.3 Operační rozsah kompresoru ZH16-KCU [38] .....	49
Obr. 5.4 Operační rozsah kompresoru Siam [39].....	50
Obr. 5.5 porovnání závislosti topného výkonu na vypařovací teplotě .....	51
Obr. 5.6 porovnání závislosti topného faktoru COP na vypařovací teplotě .....	51
Obr. 5.7 CAREL- EEV + driver [40] .....	54
Obr. 5.8 Základní schéma chladivového okruhu, včetně dimenze potrubí .....	56
Obr. 5.9 Čtyřcestný ventil Danfoss [43].....	57
Obr. 5.10 Filtrdehydrátor Danfoss [43] .....	57
Obr. 5.11 Průhledítka Danfoss [43].....	58
Obr. 5.12 Sběrač kapalného chladiva [25] .....	58
Obr. 5.13 Zpětná klapka Danfoss [43] .....	59
Obr. 5.14 Ventilátor A6D650-EC03-ESM [41] .....	61
Obr. 5.15 Charakteristika ventilátoru A6D650-EC03-ESM [41].....	62
Obr. 5.16 Oběhové čerpadlo nemrznoucí kapaliny [42] .....	62
Obr. 5.17 Schéma tepelného čerpadla – režim topení .....	66
Obr. 5.18 Schéma tepelného čerpadla – režim chlazení .....	67
Obr. 5.19 Pracovní cyklus chladivového okruhu znázorněný v P-h diagramu .....	68
Obr. 5.20 Závislost COP TČ na venkovní teplotě.....	75

Obr. 5.21 Návrh rozmístění komponent chladicího oběhu TČ .....	77
Obr 5.22 Návrh provedení konstrukce výměníku vzduch-NK .....	78

## SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Používané kombinace chladivo-absorbent [16] .....	19
Tab. 5.1 Postupný zákaz uvádění zařízení na trh [35].....	46
Tab. 5.2 Parametry chladivového okruhu pro A2/W55.....	52
Tab. 5.3 Parametry deskového výparníku SWEP.....	53
Tab. 5.4 Parametry kondenzátoru pro samostatné zapojení .....	55
Tab. 5.5 Parametry čtyřcestného ventilu [43].....	57
Tab. 5.6 Parametry výměníku.....	60
Tab. 5.7 Parametry ventilátoru [41].....	61
Tab. 5.8 Parametry tepelného čerpadla pro topnou vodu o teplotě 55 °C .....	69
Tab. 5.9 Parametry tepelného čerpadla pro topnou vodu o teplotě 45 °C .....	70
Tab. 5.10 Parametry tepelného čerpadla pro topnou vodu o teplotě 35 °C .....	71
Tab. 5.11 Výpočet COP tepelného čerpadla při teplotě topné vody 55 °C .....	74
Tab. 5.12 Výpočet COP tepelného čerpadla při teplotě topné vody 45 °C .....	74
Tab. 5.13 Výpočet COP tepelného čerpadla při teplotě topné vody 35 °C .....	75