



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ZÁVĚSNÉ TEPELNÉ ČERPADLO

WALL-HUNG HEAT PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Foltys

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jan Foltys**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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:

Závěsné tepelné čerpadlo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tepelná čerpadla jsou preferovaným tepelným zdrojem pro dekarbonizaci sektoru vytápění, kde by měla nahrazovat zejména zdroje tepla na tuhá paliva a zemní plyn. V případě zemního plynu však vyvstává otázka, zda jsou tepelná čerpadla schopna nahradit také závěsné plynové kotle, popř. lokální ohříváče tzv. vafky.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je navrhnout závěsné tepelné čerpadlo typu vzduch/voda.

Seznam doporučené literatury:

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

DINÇER, Ibrahim, 2017. Refrigeration systems and applications. 3rd Edition. Chichester: Wiley, 584 s. ISBN 978-1-119-23075-5.

KOLEKTIV AUTORŮ., 2012. Chladicí a klimatizační technika. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 181 s.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a analýzou závěsného tepelného čerpadla typu vzduch/voda, které má potenciál nahradit stávající závěsné plynové kotle v domácnostech. Práce zahrnuje detailní analýzu principů fungování tepelných čerpadel, hodnocení existujících technologií na trhu a návrh nového systému. Práce se zároveň rozšířila o optimalizaci výparníkové komory, jenž je součástí návrhu. V rámci ní byla provedena CFD simulace, experimentální ověření a proveden návrh úprav. Výsledky ukazují, že správně navržené tepelné čerpadlo může být efektivní alternativou k tradičním plynovým kotlům, což přispívá k dekarbonizaci a zlepšení energetické efektivity.

Klíčová slova

závěsné tepelné čerpadlo, vytápění, topný faktor, CFD, simulace

ABSTRACT

This thesis deals with the design and analysis of a wall-hung air/water heat pump that has the potential to replace existing wall-hung gas boilers in households. The thesis includes a detailed analysis of the principles of heat pump operation, an evaluation of existing technologies on the market, and the design of a new system. The thesis also extends to the optimization of the evaporator chamber, which is part of the design. It included CFD simulation, experimental verification, and design modifications were carried out. The results show that a properly designed heat pump can be an efficient alternative to traditional gas boilers, contributing to decarbonization and improved energy efficiency.

Key words

wall-hung heat pump, heating, heating factor, CFD, simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FOLTYS, Jan. *Závěsné tepelné čerpadlo* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-04-28]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158035>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Hejčík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Závěsné tepelné čerpadlo** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce, panu Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.d. za odborné konzultace, cenné rady a vstřícný přístup. Stejně tak patří poděkování i panu Ing. Jakubovi Elcnerovi, Ph.d. za pomoc při řešení CFD simulace a firmě Hotjet s.r.o. za poskytnutí podkladů k tvorbě práce.

OBSAH

| | |
|---|----|
| ÚVOD..... | 11 |
| 2 Tepelné čerpadlo obecně | 12 |
| 2.1 Historie TČ | 12 |
| 2.2 Principy fungování tepelných čerpadel | 12 |
| 2.3 Účinnost TČ..... | 14 |
| 2.3.1 COP | 15 |
| 2.3.2 SCOP | 15 |
| 2.4 Rozdělení podle chladivového okruhu | 16 |
| 2.4.1 Absorpční cyklus | 16 |
| 2.4.2 Kompresorový cyklus..... | 17 |
| 2.5 Zdroje čerpání tepla | 18 |
| 2.5.1 Geotermální teplo | 19 |
| 2.5.2 Podzemní a povrchová voda..... | 19 |
| 2.5.3 Teplo ze vzduchu..... | 20 |
| 2.6 Rozdělení dle druhu vytápění | 20 |
| 2.6.1 Teplovodní..... | 20 |
| 2.6.2 Teplovzdušné..... | 20 |
| 2.7 Konstrukce tepelného čerpadla..... | 21 |
| 2.7.1 Monoblok | 21 |
| 2.7.2 Split systém | 22 |
| 3 Kompresorové tepelné čerpadlo vzduch/voda..... | 24 |
| 3.1 Základní komponenty | 24 |
| 3.1.1 Kompresor | 24 |
| 3.1.2 Kondenzátor..... | 26 |
| 3.1.3 Expanzní ventil | 27 |
| 3.1.4 Výparník | 30 |
| 3.2 Režim vytápění | 31 |
| 3.3 Režim chlazení | 33 |
| 3.4 Odtávání (Defrost)..... | 34 |
| 3.5 Chladiva..... | 35 |
| 3.5.1 Bezpečnost a ekologické dopady..... | 36 |
| 3.5.2 Syntetická chladiva..... | 36 |
| 3.5.3 Přírodní | 37 |
| 4 Charakterizace a hledání vhodného provedení | 38 |
| 5 Analýza stávajících technologií..... | 41 |

| | | |
|-------|---|----|
| 5.1 | Nabídka TČ na českém trhu..... | 41 |
| 5.1.1 | GeoTHERM..... | 41 |
| 5.1.2 | Ambienta W..... | 42 |
| 5.1.3 | Mini 5Ai..... | 43 |
| 5.2 | Zhodnocení nabídky a výběr optimálního řešení..... | 44 |
| 6 | Návrh závěsného tepelného čerpadla..... | 45 |
| 6.1 | Volba chladiva..... | 45 |
| 6.2 | Návrh chladivového oběhu a stanovení parametrů..... | 46 |
| 6.3 | Volba komponent..... | 48 |
| 6.3.1 | Kompresor..... | 48 |
| 6.3.2 | Návrh průměrů potrubí..... | 51 |
| 6.3.3 | Kondenzátor..... | 52 |
| 6.3.4 | Expanzní ventil..... | 53 |
| 6.3.5 | Výparník..... | 53 |
| 6.3.6 | Ventilátor..... | 54 |
| 6.3.7 | Čtyřcestný ventil..... | 56 |
| 6.3.8 | Filtrdehydrátor..... | 56 |
| 6.4 | Výpočet orientačního COP..... | 57 |
| 6.5 | Návrh rozložení komponent..... | 58 |
| 7 | Výparníková komora..... | 60 |
| 7.1 | Záměr a stav situace..... | 60 |
| 7.2 | Simulace proudění vzduchu výparníkovou komorou..... | 61 |
| 7.2.1 | Podmínky simulace..... | 61 |
| 7.2.2 | Vstupní hodnoty..... | 61 |
| 7.2.3 | Popis geometrie..... | 62 |
| 7.2.4 | Okrajové podmínky..... | 63 |
| 7.2.5 | Výpočtová síť..... | 63 |
| 7.2.6 | Nastavení fyzikálních parametrů..... | 65 |
| 7.2.7 | Výsledky simulace..... | 65 |
| 7.3 | Experimentální měření obtoku..... | 69 |
| 7.3.1 | Měření průtoku pod výparníkem..... | 69 |
| 7.3.2 | Aplikování provizorní bariéry..... | 70 |
| | ZÁVĚR..... | 72 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ..... | 74 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK..... | 78 |
| | SEZNAM OBRÁZKŮ..... | 80 |
| | SEZNAM TABULEK..... | 82 |
| | SEZNAM PŘÍLOH..... | 83 |

ÚVOD

Tepelná čerpadla se stávají klíčovým prvkem při dekarbonizaci sektoru vytápění, v němž je nezbytné snížit závislost na tradičních zdrojích tepla, založených na spalování fosilních paliv. Vzhledem k významnému potenciálu snížit emise skleníkových plynů, jímž bezpochyby disponují, stávají se tepelná čerpadla preferovaným řešením pro nahrazení zdrojů tepla, zejména pak těch na tuhá paliva a zemní plyn.

Přestože tepelná čerpadla nabývají na popularitě jakožto vhodná alternativa, stále se vyskytují otázky ohledně jejich schopnosti nahradit závěsné plynové kotle anebo lokální ohřívače (vařky). Konkrétně v případě zemního plynu je důležité prozkoumat skutečnost, zda tepelná čerpadla dokáží poskytnout ekvivalentní úroveň výkonu a efektivity a zda jsou vhodným řešením pro různé typy domácností a prostředí.

Cílem této práce je provést detailní analýzu technických, energetických a environmentálních aspektů tepelných čerpadel s ohledem na jejich schopnost nahradit závěsné plynové kotle. Tato analýza bude zahrnovat studium konstrukce tepelných čerpadel, jejich provozních parametrů, energetické účinnosti a také environmentálního dopadu.

Práce se dále bude věnovat návrhu nového závěsného tepelného čerpadla, jež by maximalizovalo energetickou účinnost a minimalizovalo environmentální dopady a zároveň zachovávalo vysokou úroveň uživatelského komfortu.

2 Tepelné čerpadlo obecně

Tepelné čerpadlo (dále TČ) je zařízení, jež je schopno využít nízkopotenciální energii, které je kolem nás spousta. Tuto energii následně přečerpá na vyšší teplotní úroveň za pomoci menšího množství jiné energie (obvykle elektrické) [1].

Nejčastější formou, jak lze s TČ přijít do styku, je zdroj energie pro vytápění rodinných domů nebo bytů. Mimo vytápění dokáže rovněž ohřívat teplou vodu (TV) a často také chladit díky reverznímu režimu. Takovýto zdroj tepla je dnes již velice oblíben, neboť v návaznosti na ekologii a dekarbonizaci neprodukuje v rámci chodu žádné emise, čímž se liší od konvenčních zdrojů tepla spalujících fosilní paliva.

2.1 Historie TČ

Historie umělého chlazení a TČ sahá až do roku 1756, kdy skotský lékař, chemik a zemědělec William Cullen provedl první veřejnou ukázkou umělého chlazení. Použil jednoduché pístové čerpadlo k vytvoření vakua v nádobě s diethyletherem, čímž dokázal odnímat teplo z okolí a vytvářet tak led. Následně v roce 1834 americký vynálezce Jacob Perkins postavil první ledničku s cyklickým procesem stlačování par, což představovalo základ pro moderní TČ. V roce 1852 Lord Kelvin vyslovil teorii využití tohoto procesu pro ohřev vzduchu, což položilo základ pro konstrukci TČ [2].

Rakouský inženýr Peter Rittinger se podílel na vývoji TČ především ve spojení s báňskými revíry v Báňské Štiavnici na Slovensku. V roce 1856 navrhl zařízení k účinnějšímu odpařování solanky, to bylo ovšem v praxi málo účinné [3]. Další vývoj TČ pokračoval v 19. století, přičemž v roce 1877 bylo zdokonalené zařízení úspěšně uvedeno do trvalého provozu na solných dolech ve švýcarském Bexu.

Aurel Stodola, slovenský vědec, hrál také významnou roli ve vývoji TČ. Pomocí rovnice Gouy-Stodolovy rovnice formuloval podmínky pro fungování TČ. Kolem roku 1900 se TČ začala masivněji využívat, přičemž Švýcarsko sehrálo klíčovou roli díky schopnosti přesné strojírenské výroby a těsné spolupráci univerzit s průmyslem. Heinrich Zoelly poté jako první navrhl elektricky poháněné TČ země-voda [2].

V roce 1991 bylo ve Švýcarsku v provozu přibližně 30 000 TČ s průměrným tepelným výkonem 25 kW, přičemž se začal prosazovat zdroj tepla ze zemních vrtů. Tehdejší topný faktor se pohyboval kolem 2,4 u systémů vzduch/voda a 2,5 u systémů země/voda. V porovnání s dnešními TČ to byla relativně nízká účinnost [2].

2.2 Principy fungování tepelných čerpadel

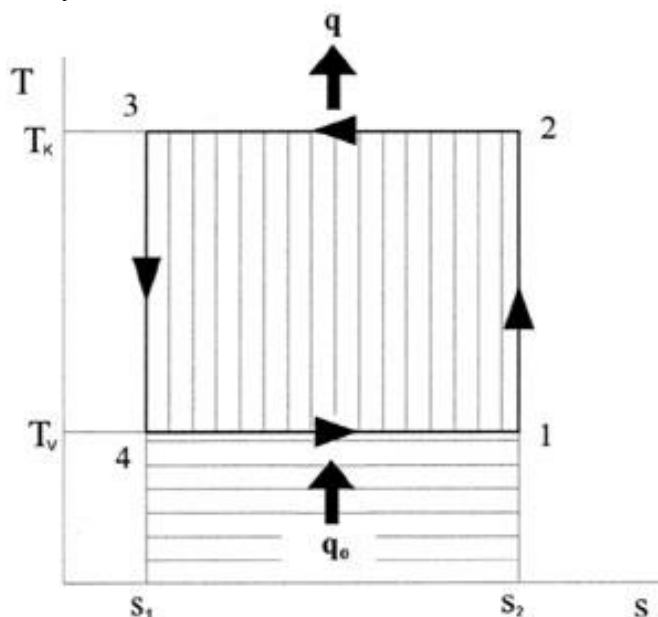
Pro plné pochopení principu fungování TČ je důležité znát 1. a převážně 2. větu termodynamiky. První věta zjednodušeně říká, že energie v uzavřené soustavě nemizí ani nevzniká. Pouze se přeměňuje na jinou formu energie. Druhá věta zase konstatuje, že teplo se přenáší pouze z prostředí teplejšího do studenějšího. Nikdy ne naopak. Tato znalost je důležitá, jelikož základním principem TČ je právě čerpání tepla z nižší teplotní úrovně venkovního prostředí na vyšší teplotní úroveň (např. systém vytápění) [1].

Tohoto „obcházení“ termodynamického zákona je docíleno přidáním do systému jiného zdroje energie, který zajistí právě zvýšení teplotního potenciálu. Výsledné předané teplo je poté teplo odebrané z okolního prostředí s energií hnacího zdroje. Mezi nejvyužívanější typy

hnacích zdrojů se řadí kompresory, které stlačováním plynu zvýší jeho tlak i teplotu. Kompresor ve většině případů využívá pro svou funkci elektrickou energii. Rovněž může být využita energie ze spalovacích motorů nebo jiných zdrojů [1].

Aby bylo vůbec možné teplo čerpat, je zapotřebí mít k dispozici cirkulující teplotonosné médium, tzv. chladivo. Toto chladivo musí být hermeticky uzavřeno v okruhu. Pro předávání tepla mezi prostředím využívá především fázové přeměny mezi plynnou a kapalnou podobou. Existuje mnoho druhů a typů chladiv, která mají různé specifické vlastnosti a využití.

Levotočivý Carnotův (viz obrázek 2.1) cyklus tepelného čerpadla je ideální model, jenž popisuje proces přenosu tepla z místa s nižší teplotou na místo s vyšší teplotou, a to pomocí práce. Cyklus se skládá ze čtyř hlavních fází:



Obrázek 2.1 Graf levotočivého Carnotova cyklu [5]

| | | | |
|-------|------------------------|-------|------------------------------------|
| 1 → 2 | Adiabatická komprese | T_K | Kondenzační teplota |
| 2 → 3 | Izotermická kondenzace | S_1 | entropie v nízkotlaké části |
| 3 → 4 | Adiabatická expanze | S_2 | entropie ve vysokotlaké části |
| 4 → 1 | Izotermická evaporace | q_0 | teplo získané z okolí |
| T_V | Vypařovací teplota | q | teplo odevzdané do topného systému |

Adiabatická expanze: Pracovní médium, obvykle plynné, expanduje v expanzním ventilu. Během tohoto procesu se tlak plynu snižuje, aniž by došlo k výměně tepla s okolím. Důsledkem je ochlazení pracovního média.

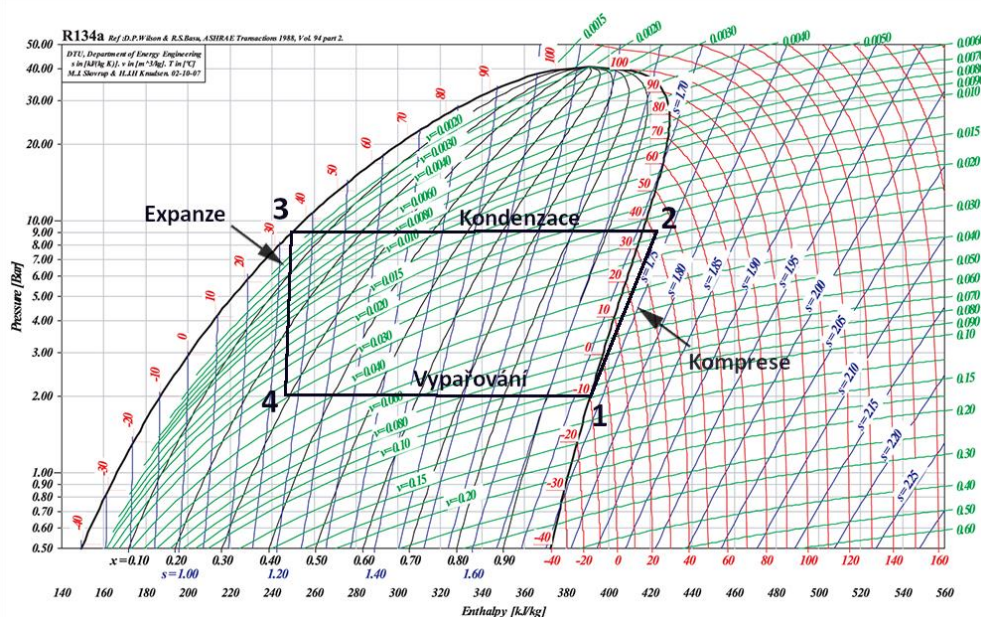
Izotermická evaporace: Chladivo o nízkém tlaku vstupuje do tepelného výměníku (výparníku), kde dochází k jeho odpařování za podmínek konstantní teploty. Teplo potřebné k odpaření média je odebíráno z okolí, které se tímto ochlazuje.

Adiabatická komprese: Následuje adiabatická komprese v kompresoru, kde je pracovní médium stlačováno. Tento proces zvyšuje tlak plynu, aniž by došlo k výměně tepla s okolím, čímž dochází zároveň k nárůstu teploty pracovního média.

Izotermická kondenzace: Nakonec pracovní médium prochází izotermickou kondenzací v kondenzátoru. Během tohoto procesu pracovní médium uvolňuje teplo do prostředí při konstantní teplotě.

Tímto způsobem se cyklus opakuje, přičemž pracovní médium střídavě absorbuje teplo při nízké teplotě a uvolňuje teplo při vyšší teplotě. Tím tepelné čerpadlo přenáší teplo z místa s nižší teplotou na místo s vyšší teplotou za použití práce [4].

Pro detailnější pozorování je vhodnější logaritmický p-h diagram. Hlavním důvodem jeho oblíbenosti je právě vyobrazení entalpie na ose x. Celý diagram je vztažen na 1 kg látky. Pakliže jsou tedy známy pracovní body cyklu a hmotnostní průtok, lze jednoduchým odečtením entalpií zjistit výkon TČ [4]. Na obrázku 2.2 lze vidět log p-h diagram náhodně vybraného chladiva R134a a v něm vykreslen příklad ideálního pracovního cyklu s popsány ději.



Obrázek 2.2 log p-h diagram chladiva R134a, upraveno [6]

Oblast uprostřed diagramu, která má tvar kopce a je ohraničena černou čarou, se nazývá oblastí mokré páry. V této oblasti je médium z části plynné a z části kapalné. Jak moc je médium v plynné podobě následně určují čáry suchosti páry, které se na samotném vrcholu oblasti mokré páry střetávají v jednom bodě. Tento bod se nazývá kritický bod. Nad tímto bodem se již nemůže médium nacházet v jiné než plynné podobě a nemůže zde dojít ke kondenzaci/vypařování [4].

2.3 Účinnost TČ

Při výběru TČ je jedním z klíčových faktorů jeho energetická účinnost. Zákazníci dnes mohou porovnávat tuto účinnost pomocí dvou hlavních parametrů. Jmenovitého topného faktoru (dále COP) a sezónního topného faktoru (dále SCOP). COP vyjadřuje účinnost čerpadla při jednom standardním provozním bodu, zatímco SCOP poskytuje informaci o energetické účinnosti v průběhu sezóny. Je však důležité si uvědomit, že tyto hodnoty jsou stanoveny pro standardizované podmínky a mohou se lišit v reálném provozu v závislosti na konkrétních podmínkách instalace [7].

2.3.1 COP

V normě pro zkoušení tepelných čerpadel a chladicích zařízení ČSN EN 14511 je topný faktor definován jako klíčový parametr, jenž charakterizuje efektivitu tepelného čerpadla. Tento faktor je vypočítán jako poměr topného výkonu, který tepelné čerpadlo dokáže dodat, k celkovému elektrickému příkonu, který potřebuje k provozu za určitých ustálených provozních podmínek. Vyjádřeno rovnicí (2.1)

$$COP = \frac{P_{OUT}}{P_{EL}} = \frac{P_{IN} + P_{EL}}{P_{EL}} \quad (2.1)$$

kde

COP topný faktor [-]

P_{IN} tepelný výkon z nízkopotenciálního zdroje tepla [kW]

P_{OUT} tepelný výkon předaný do systému [kW]

P_{EL} celkový elektrický příkon [kW]

Během samotné zkoušky, zejména u tepelných čerpadel se vzduchem jako primárním zdrojem tepla, je sledován střední tepelný výkon a střední elektrický příkon po určitou dobu. Tato doba zahrnuje několik cyklů odtávání výparníku tepelného čerpadla, což je proces s vysokou dynamikou, jenž je důležitý pro reálné provozní podmínky [7].

Při výpočtu hodnoty topného faktoru se nezahrnuje pouze příkon kompresoru, ale také energie potřebná k odtávání, regulaci a zabezpečení, jako je například vyhřívání kompresoru k ochraně proti kondenzaci chladiva. Dále je brána v úvahu také energie potřebná k překonání tlakových ztrát výměníků tepelného čerpadla při požadovaném průtoku teplotných látek [7].

Pro stanovení topného faktoru jsou provedena laboratorní měření za různých provozních podmínek, aby byl zahrnut co nejširší provozní rozsah. Například tepelná čerpadla se vzduchem coby zdrojem tepla jsou testována při různých teplotách na vstupu do výparníku, zatímco čerpadla využívající teplo z vody jsou obvykle testována jen při dvou teplotách. Tyto testy jsou podrobně popsány v normě ČSN EN 14511 [7].

2.3.2 SCOP

Topný faktor TČ (COP), který se stanovuje měřením v laboratoři za určitých podmínek, není dostatečně spolehlivým ukazatelem jeho efektivitu v reálném provozu. To platí obzvláště v proměnlivých teplotních podmínkách na straně výparníku (zdroje tepla), zejména pokud je řeč o TČ vzduch/voda, i na straně kondenzátoru (spotřeby tepla). Měření je prováděno při různých kombinacích provozních podmínek, zejména poté u TČ vzduch/voda, která pracují ve větším rozsahu teplot.

Vhodnějším kritériem při výběru TČ, než pouze jeho jmenovitý topný faktor (za standardních podmínek), je sezónní topný faktor (SCOP), definovaný normou ČSN EN 14825. SCOP bere v úvahu celoroční produkci tepla TČ a potřebu tepla budovy během topné sezóny za různých provozních a klimatických podmínek. Tento výpočet zahrnuje efektivitu čerpadla při vytápění, ale také ztráty energie způsobeny cyklováním čerpadla, spotřebu elektrokotle v případě nedostatečného výkonu čerpadla a další faktory.

SCOP se vypočítává pro různé klimatické podmínky, které jsou rozděleny do tří zón:

- teplé – Atény s návrhovou venkovní teplotou $+2\text{ °C}$ a trváním otopné sezóny 3590 hodin.
- průměrné – Štrasburk s návrhovou venkovní teplotou -10 °C a trváním otopné sezóny 4910 hodin.
- chladné – Helsinky s návrhovou venkovní teplotou -22 °C a trváním otopné sezóny 6446 hodin.

Protože se SCOP vypočítává pro konkrétní budovu s určitou tepelnou ztrátou, je důležité získat data o výkonu a topném faktoru čerpadla při různých provozních podmínkách [7].

Dalším neopomenutelným faktorem je bod bivalence, kdy je výkon čerpadla roven tepelné ztrátě budovy. Volba hodnoty tepelné ztráty má vliv na výsledný SCOP. Čím menší je ztráta, tím méně se čerpadlo spoléhá na elektrokotel, ale zvyšují se ztráty způsobené cyklováním.

2.4 Rozdělení podle chladivového okruhu

Pro čerpání tepla neexistuje pouze jeden způsob. U všech musí být sice pro čerpání energie zachováno vypařování a kondenzace, nicméně ostatní děje se mohou lišit.

Chladivové okruhy lze tedy rozdělit na:

- absorpční
- kompresorový

2.4.1 Absorpční cyklus

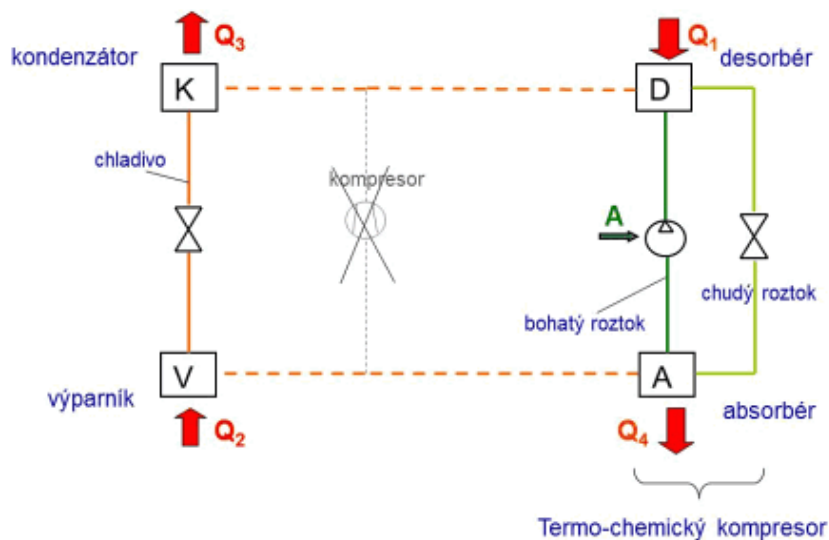
Absorpční cyklus je technologický proces, jenž se využívá k chlazení či vytápění prostřednictvím absorpce tepla. Jeho princip spočívá ve využití vlastností specifických látek, konkrétně absorbentů a chladiv, které dokážou reagovat na změny tlaku a teploty.

Celý cyklus začíná v absorbéru, kde jsou páry chladiva absorbovány do absorbentu, v důsledku čehož dochází k poklesu tlaku chladiva ve výparníku a jeho odpařování. Tím je odnímáno teplo z okolí výparníku.

Směs absorbentu nasyceného chladivem (tzv. bohatý roztok) následně prochází fází zvýšení tlaku a teploty, kdy je přečerpána do tzv. desorbéru a zahříván. Při zahřívání dochází k vypuzení většiny par chladiva z absorbentu, čímž vzniká tzv. chudý roztok absorbentu, který je přes škrťací element vrácen zpět do absorbéru.

Páry chladiva, uvolněné v desorbéru následně proudí přes kondenzátor, kde jsou zkapalněny a uvolněné teplo je odváděno pryč. Kapalné chladivo je následně přes expanzní ventil přiváděno do výparníku, čímž se celý oběh chladiva uzavírá a může se cyklicky opakovat.

Absorpční cyklus je široce využíván v chladicích a klimatizačních systémech. Jedná se o ekonomicky efektivní alternativu k mechanickým chladicím systémům v mnoha situacích a nachází uplatnění i v dalších oblastech průmyslu a technologie [8].



Obrázek 2.3 Schéma absorpčního cyklu [8]

Jako chladivo a absorbent se dají použít různé látky i jejich kombinace. Seznam nejčastějších kombinací je uveden v tabulce 2.1. U těchto pracovních dvojic je důležité, aby chladivo bylo dobře rozpustitelné v absorbentu. Další podmínkou je schopnost pracovat v přijatelných tlakových a teplotních úrovních. Během rozhodování se také hledí na použitelnost látek v prostředí, zda nejsou toxické či neekologické.

Tabulka 2.1 Nejčastější pracovní dvojice absorpčního cyklu [8]

| chladivo | absorbent |
|------------------|--------------------------------|
| NH ₃ | H ₂ O |
| H ₂ O | roztok H ₂ O – LiBr |
| H ₂ O | NaOH |
| H ₂ O | roztok H ₂ O – LiCl |

Hlavním smyslem využití absorpčního oběhu je nahradit chlazení poháněné elektrickou energií za levnější a méně ušlechtilou tepelnou energii. Toto použití má však potenciál povětšinou pouze v průmyslových odvětvích, kde může být využito odpadní teplo. Dalšími důvody, proč nejsou tyto oběhy příliš vhodné pro neprůmyslové účely, jsou velké zástavbové prostory a počáteční náklady při stavbě zařízení. Nicméně po překonání těchto nevýhod lze očekávat také určité benefity, jako jsou nízká hluchost, dlouhá životnost a bezúdržbový provoz.

2.4.2 Kompresorový cyklus

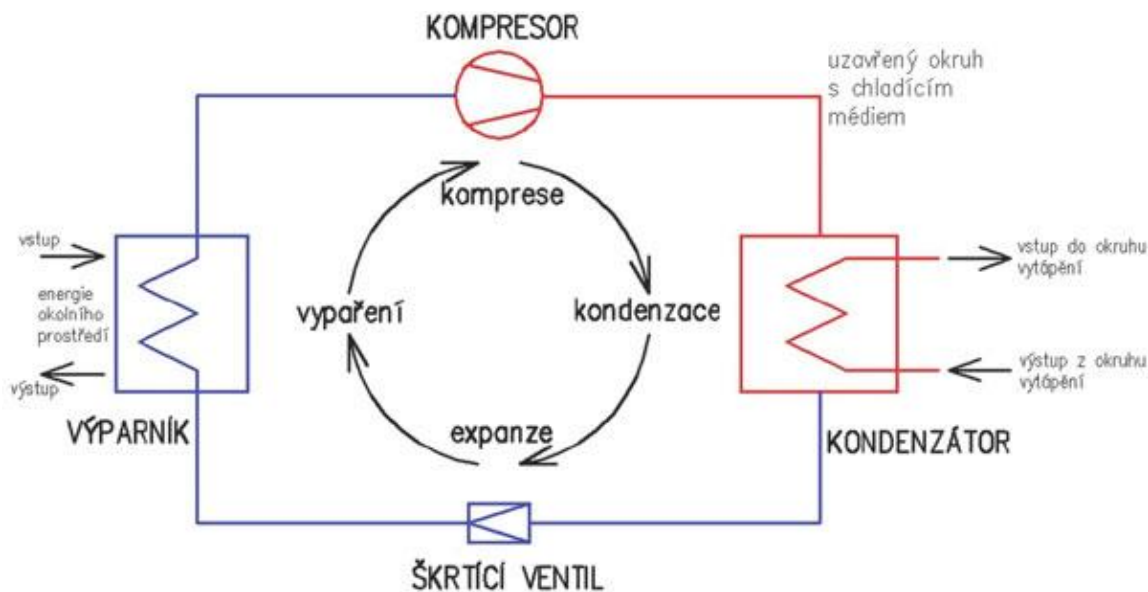
Patří mezi nejčastěji využívané oběhy. Oběh chladiva v cyklu zajišťuje kompresor, který zároveň chladivo stlačuje a zvyšuje jeho teplotní úroveň. Pro svou práci využívá nejčastěji elektrickou energii, která je posléze přeměněna na teplo.

Po stlačení chladiva v plynné fázi na vysokou teplotu a tlak chladivo putuje dál do tepelného výměníku neboli kondenzátoru, kde probíhá předávání tepla například do otopného systému. Během předávání tepelné energie se z chladivových par uvolňuje

v rámci fázové přeměny velké množství latentního tepla (skupenského), které má většinový podíl na celkové předané energii. Chladivo, které předá veškerou svou možnou energii, je nyní kompletně v kapalně podobě a při teplotě podobné otopnému systému, nicméně stále při vysokém tlaku pokračuje do expanzního zařízení.

V expanzním zařízení chladivo projde velmi malým otvorem, může se jednat například o trysku expanzního ventilu nebo kapiláru. Kapilárou je chápáno potrubí s velmi malým vnitřním průměrem (pro představu okolo 1 mm). Za expanzním zařízením se potrubí opět rozšiřuje, čímž dochází k rozstříku kapalného chladiva do potrubí, kde náhlým nárůstem objemu dojde k poklesu tlaku a taktéž k částečnému odpaření. S poklesem tlaku opět dojde také k poklesu teploty. Tímto způsobem je možno regulovat míru expanze tak, aby na výstupu bylo chladivo o požadované teplotě v závislosti na teplotě zdroje, ze kterého je odebíráno teplo.

Částečně odpařené chladivo o nízkém tlaku nyní putuje do dalšího tepelného výměníku, který se podle jeho funkce nazývá výparník. Zde dochází k předání tepla z okolního prostředí chladivu a tím dojde opět k fázové přeměně, nicméně tentokrát k odparu. V ideálním případě by se mělo chladivo kompletně odpařit a pokračovat dále v plynné podobě. Z výparníku následně chladivo proudí do kompresoru a celý cyklus se opakuje, viz obrázek 2.4.



Obrázek 2.4 Schéma kompresorového TČ [5]

2.5 Zdroje čerpání tepla

Tepelná čerpadla jsou obvykle zkráceně označována podle zdroje, odkud odebírají teplo, a média, kterému teplo předávají. Například tepelné čerpadlo "vzduch/voda" odebírá teplo z okolního vzduchu a předává ho vodě v topném systému. Tepelné čerpadlo "vzduch/vzduch" předává teplo vnitřnímu vzduchu a je určeno pro vytápění vzduchem nebo klimatizaci. Nejběžnější kombinace zahrnují vzduch/voda, vzduch/vzduch, voda/voda a země/voda.

2.5.1 Geotermální teplo

Teplo ze zemské půdy nelze čerpat přímo, a proto se využívají tzv. kolektory. Jedná se v podstatě o další výměník tepla, který se skládá z plastových trubek v uzavřeném okruhu. Okruh je poháněn cirkulačním čerpadlem a naplněn teplotonosnou nemrznoucí směsí (nejčastěji voda s glykolem).

Způsobů, jak odebírat teplo ze země je několik:

Hlubinné vrty

Nejstabilnější zdroj tepla, bohužel ale také obnášející nejdražší pořizovací náklady. Teplo je čerpáno pomocí geotermálních zemních sond z hloubky od cca 50 do 400 m. Do vrtu se vkládají nejčastěji dvě potrubí z PE materiálu, jež jsou na konci spojeny kolenem. Po usazení potrubí ve vrtu se zbylý prostor zaplňuje plastickou hmotou kvůli vymezení prostoru a vedení tepla. Teplota v 20 m pod zemí se pohybuje kolem 10 °C a s každými 30 m teplota vzroste o 1 °C. Na přenesený výkon má velký vliv druh podloží, jelikož každé jinak vede teplo a má jiné akumulaci schopnosti [9].

Plošný nebo výkopový kolektor

Tato metoda využívá odebírání tepla z velké plochy, ovšem pouze 1,5 – 2 m pod povrchem. Jedním ze způsobů uložení jsou PE hadice naplněné solankou, které se ukládají od sebe přibližně 60–80 cm a kvůli velké tlakové ztrátě by neměly přesahovat délku 200 m. Při potřebě přenesení větších výkonů je použito více okruhů, které jsou následně propojeny rozdělovačem a sběračem [1].

Druhý způsob obnáší použití tzv. slinky, neboli tenčí svinuté PE hadice. Její instalace je mnohem jednodušší, jelikož slinky stačí pouze položit do výkopu. Tyto slinky se pokládají buď horizontálně nebo vertikálně. Většinou se doporučuje předimenzovat výměník, aby nedocházelo k promrzání země.

Každopádně všechny tyto způsoby jsou velice náročné na prostor a znemožňují na tomto místě následně stavět či pěstovat větší dřeviny. Odebírání tepla z půdy může mít v daném místě negativní účinky na růst rostlin [1].

2.5.2 Podzemní a povrchová voda

V případě podzemní vody, aby se teplo ze studny dalo využít, je zapotřebí, aby voda měla vhodné složení, byla dostatečně čistá a bylo jí velké množství. Potřebná teplota vody musí být celoročně 8–10 °C. Kdyby se podchlazená voda z TČ vracela zpět do stejné studny, hrozilo by její vychlazení a následná nefunkčnost. Vypouštění do kanalizace nebo do řeky taktéž nepřipadá v úvahu. Voda by se zbytečně znehodnotila na vodu povrchovou a studna by se postupem času kompletně vyčerpala. Z těchto důvodů je nezbytné vždy vykopat studny dvě, kdy jedna je odběrová a druhá vsakovací. Vsakovací studna se kope dostatečně vzdáleně, po směru toku podzemních vod, aby neovlivňovala studnu odběrovou.

Podzemní voda má v otopném období poměrně vysokou teplotu a tím představuje jeden z neúčinnějších zdrojů nízkopotenciálního tepla. Bohužel kvůli již zmíněným podmínkám pro aplikování není možné tento systém instalovat všude [4].

V případě povrchové vody je myšlen zdrojem tepla například říční tok, nádrž nebo rybník. Zde již účinnost nebývá tak vysoká, jelikož teplota vody může být ovlivněna počasím. Ve většině případů je využit stejný systém jako u TČ země/voda, kdy je použit kolektor, který je vhozen na dno toku/rybníka [4].

2.5.3 Teplo ze vzduchu

Nejméně účinný ale zároveň nejvíce využívaný druh získávání tepla z prostředí. Důvod je nicméně prostý – vzduch je zkrátka zadarmo a všudypřítomný. Způsobem odebírání tepla ze vzduchu bývá nejčastěji lamelový trubkový výparník. Protože má vzduch nízkou hustotu a měrnou tepelnou kapacitu, používá se společně s výparníkem i ventilátor, který zvyšuje množství proudícího vzduchu.

Výhodou lamelového výparníku je možnost instalace téměř kdekoliv. Má však také svá omezení. Ventilátor bývá dosti hlučný, a proto se nedoporučuje tuto jednotku umísťovat na místa, kde by hluk TČ mohl rušit například samotného majitele či sousedy.

Variabilita je však bohužel vykompenzována výsledným COP, jež bývá nejnižší právě v otopném období, kdy teplota klesá. Při příliš nízké teplotě okolí bývá výkon TČ tak slabý, že není schopno pokrýt tepelné ztráty vytápěného objektu (bod bivalence). Kvůli tomuto je zapotřebí k výkonu TČ přitápět také záložním (bivalentním) zdrojem, kterým obvykle bývá elektrokotel. To má za následek snížení celkového COP.

Další problém poté představuje vlhkost obsažena ve vzduchu, která kondenzuje, nebo také namrzá při ochlazení vzduchu ve výměníku. Kondenzát se následně musí odvádět a námraza odtávat, což v případě odmrazování vyžaduje spotřebu energie navíc a tím pádem další pokles COP [1] [10].

2.6 Rozdělení dle druhu vytápění

Aby bylo vytápění TČ efektivní, musí předávat teplo do systému, který účinně teplo rozvede do celého vytápěného objektu. Systém rozvádí teplo pomocí teplotnosného média, kterým je nejčastěji voda nebo vzduch. Tyto látky se však dost liší a každá má své klady a zápory.

2.6.1 Teplovodní

Tento druh se používá hlavně pro vytápění rodinných domů, kde je topná voda rozvedena k jednotlivým otopným zařízením (otopná tělesa, podlahové topení, konvektory atd.), která následně předají teplo do místností. Výhodou tohoto systému je kompatibilita s různými zdroji tepla, jenž lze obměňovat a otopný systém tak může zůstat zachovaný. Zároveň lze připojit i více různých zdrojů. Poslední důležitou výhodou je možnost ohřívat TV.

Voda je svými vlastnostmi velice efektivní nositel tepla a to hlavně díky své vysoké měrné tepelné kapacitě (za standartních podmínek přibližně $4,2 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$) a vysokému součiniteli tepelné vodivosti. Právě kvůli velké tepelné kapacitě dokáže voda výborně akumulovat teplo. Tato akumulace probíhá jak v samotné otopné soustavě, tak v akumulčních nádržích, které jsou pro to přímo určené [1].

2.6.2 Teplovzdušné

TČ přenášející teplo do vzduchu jsou využívána jak k vytápění, tak ke chlazení. Typicky jsou konstruována jako vzduch-vzduch.

Tato zařízení jsou ideální pro vytápění rozsáhlých průmyslových hal, skladů, supermarketů a jiných prostor s vysokou výměnou vzduchu a požadavkem na stálou teplotu nebo vlhkost. Můžou být také použity pro vytápění a klimatizaci menších objektů, jako jsou

rodinné domy a kancelářské prostory. Pro některé typy těchto zařízení je nutný systém vzduchotechniky (je-li potřeba nucené větrání). Pro systémy nižších výkonů se často používají oddělené splitové jednotky, kde je venkovní jednotka spojena s vnitřním výměníkem chladivovým potrubím [1].

Tepelná čerpadla vzduch-vzduch obvykle odebírají teplo z venkovního vzduchu, avšak mohou být také využita pro rekuperaci. Na rozdíl od rekuperačních jednotek, které pouze přehřívají vzduch, lze s těmito čerpadly ohřát vzduch na ještě vyšší teplotu, než je ta, kterou odvádí. To umožňuje nejen větrání, ale i vytápění budovy [11].

Hlavní výhodou tepelných čerpadel přenášející teplo do vzduchu je rychlá reakce na změny teploty a snadná reverzibilita systému mezi vytápěním a chlazením. Nevýhodou oproti čerpadlům s teplovodním vytápěním je absence možnosti akumulace tepla a ohřevu teplé vody. Pro zajištění vytápění v době nedostatečného výkonu tepelného čerpadla je tedy nutný doplňkový zdroj tepla [11].

2.7 Konstrukce tepelného čerpadla

V této části jsou podrobně popsány dvě hlavní konstrukční varianty tepelných čerpadel: monobloková a splitová. Obě tyto konstrukce přinášejí unikátní přístup k vytápění a chlazení prostředí, a to prostřednictvím odlišného uspořádání svých komponentů a instalace.

2.7.1 Monoblok

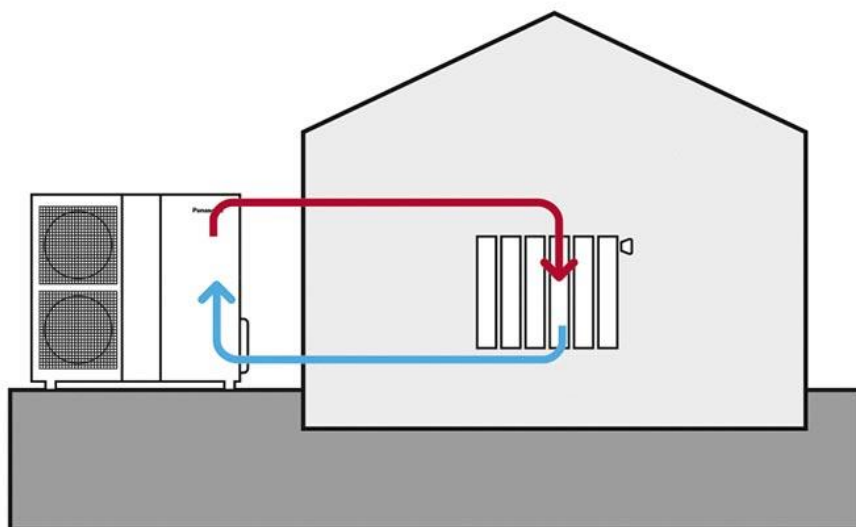
Monoblokové tepelné čerpadlo je zařízení, které integruje kompletní technologii do jednoho boxu. Tento typ zařízení je umístěn venku a dodává topnou vodu požadované teploty do topného systému viz obrázek 2.5, nádrže (často akumuláční) nebo nádrže pro teplou užitkovou vodu.

Chladivový okruh monoblokového tepelného čerpadla je hermeticky uzavřený ve venkovní jednotce, což znamená, že při instalaci není nutné do okruhu zasahovat. Tím pádem jsou náklady na instalaci nižší, jelikož není třeba certifikované osoby pro práci s chladivem. Instalaci mohou provádět topenáři, elektrikáři nebo osoby s příslušnými oprávněními. Chladivý okruh, uzavřený ve výrobním prostředí, je obvykle kvalitně provedený a otestovaný.

I když se zdá, že monoblokové čerpadlo je jednodušší než splitová verze, není tomu tak vždy. Topná voda, která vychází z budovy do čerpadla, může být ovlivněna klimatickými podmínkami, což může mít negativní dopad. Je důležité pečlivě izolovat topné potrubí a chránit je před mrazem, aby nedošlo k poškození. Zmrzlá voda může způsobit škody nejen na potrubí, ale také na hydraulických částech a komponentech čerpadla [12].

Tomuto problému se dá předejít přidáním uzavřeného okruhu mezi TČ a otopný systém, kde bude proudit nemrzoucí směs, a tudíž nehrozí zamrznutí. Dalším způsobem je udržovat neustále zapnuté cirkulační čerpadlo, pokud venkovní teplota klesne pod bod mrazu. Tím se ovšem může voda vychlazovat a stoupne spotřeba elektřiny čerpadla. Nevýhodou dále je, že při výpadku proudu tato ochrana proti zamrznutí nebude funkční.

Monoblokové řešení má tedy své výhody, ale také úskalí, která je třeba vzít v úvahu při volbě jeho použití. Je rozměrnější a těžší než splitová verze, což vyžaduje pečlivý výběr místa instalace [12].



Obrázek 2.5 Schéma zapojení monoblokového TČ do systému [13]

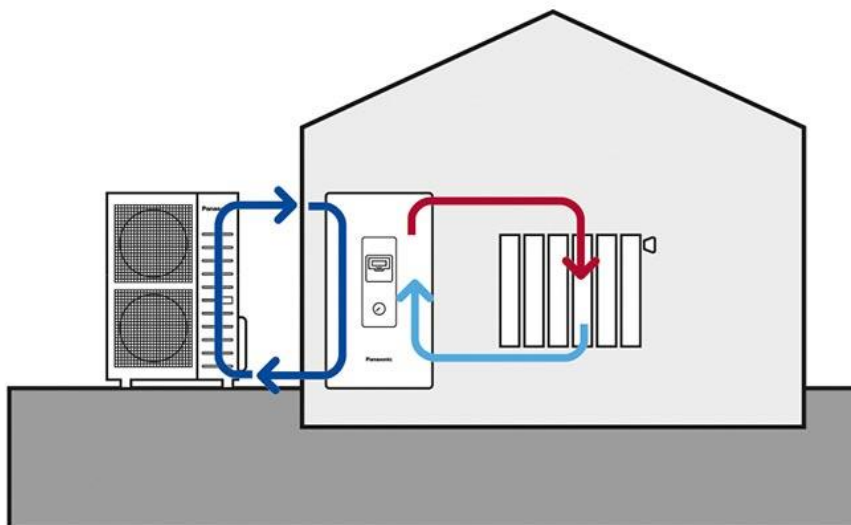
2.7.2 Split systém

Název splitových tepelných čerpadel pochází z anglického slova „to split“, v překladu „rozdělit“. V tomto typu čerpadla je chladivový okruh rozdělen, kdy hlavní komponenty jako kompresor, expanzní ventil a výparník jsou umístěny ve venkovní jednotce, zatímco vnitřní jednotka (také nazývaná hydromodul) obsahuje kondenzátor a základní komponenty hydraulického okruhu. Schématické zapojení systému lze pro lepší porozumění viz obrázek 2.6 [12].

Pro instalaci tohoto typu TČ je vedle topenářů a elektrikářů potřebná osoba s certifikací pro práci s chladivem. Je také nezbytné provést odborné propojení venkovní a vnitřní jednotky pomocí chladicího potrubí a souvisejících instalací. Tato procedura může zvýšit cenu instalace, avšak eliminuje riziko zamrznutí topné vody ve venkovním prostředí, což by vyžadovalo další opatření a komponenty.

Splitová tepelná čerpadla jsou ideální pro situace, při kterých může dojít k delším výpadkům elektrické energie, kdy je venkovní jednotka umístěna dále od budovy, nebo kdy je potrubí vedeno nezateplenou částí budovy či venkovním prostředím. Tato čerpadla jsou také vhodná pro drsnější klimatické podmínky a vyšší nadmořské výšky, protože nevyžadují topnou vodu ve venkovním prostředí.

Podobně jako u monoblokových tepelných čerpadel i splitová čerpadla vyžadují pravidelný servis. Je důležité pravidelně kontrolovat spoje instalovaného potrubí, z důvodu předejití možným únikům, které by mohly snížit výkon a účinnost čerpadla a v extrémních případech ovlivnit životnost jeho komponentů [12].



Obrázek 2.6 Schéma zapojení splitového TČ do systému [13]

3 Kompressorové tepelné čerpadlo vzduch/voda

Tato kapitola je věnována detailnějšímu pohledu na technologie, fungování a komponenty nejběžněji používaného TČ, které se vyskytuje na trhu pro vytápění domů a bytů. Jedná se o kompressorové tepelné čerpadlo vzduch/voda.

3.1 Základní komponenty

3.1.1 Kompresor

Kompresory jsou klíčovou součástí tepelných čerpadel. Zajišťují koloběh chladicího média a jsou odpovědné za stlačování chladiva. Právě kvůli těmto funkcím bývá často kompresor označován jako srdce TČ. Pro kompresory je naprosto nezbytné, aby nasávaly pouze chladivo v plynné fázi. Kapalina je téměř nestačitelná a měla by za následek zničení zařízení.

V porovnání s klasickými kompresory, které vyrábějí stlačený vzduch, musejí být kladeny větší nároky na těsnost, aby nedocházelo k úniku chladiva, bez kterého by zařízení nemohlo správně fungovat. Mimo těsnost je také důležitá odolnost vůči vlivům okolního prostředí, protože kompresor se většinou nachází ve venkovní jednotce, kde musí odolávat teplotám prostředí.

Tlaky, se kterými kompresor pracuje, hodně závisí na druhu chladiva a nastavených pracovních podmínkách. Z pravidla tlaky na sání nepřesáhnout víc jak 0,5 bar přetlaku, ale mnohem důležitější je, aby tlak na sání nebyl vůči atmosférickému tlaku v podtlaku. To by v případě netěsnosti okruhu způsobilo přísátí vzduchu a vzdušné vlhkosti do systému a mělo by to za následek problémy, jako například kondenzace vzdušné vlhkosti a nasávání kapiček vody do kompresoru, oxidace systému, rozklad oleje, vznik kyselin atd... [1], [4]

Kompresory se dají rozlišovat podle několika kategorií:

podle způsobu činnosti:

- Kompresory objemové: Nasávají páry chladiva do pracovního prostoru, který se následně zmenšuje a dochází ke stlačování par. Což má za následek zvýšení tlaku a teploty média.
- Kompresory rychlostní: Nasávané páry chladiva se akcelerují na vysokou rychlost. Tato kinetická energie je následně v difuzoru přeměněna na energii tlakovou.

podle konstrukčního provedení:

- Hermeticky uzavřené: Celý kompresor je uzavřen v nerozebíratelném obalu s potřebnými prostupy pro chladivo a olej. Systém dokonale těsní, ale není opravitelný. Proto musí vždy dojít k výměně celého kompresoru.
- Polohermeticky uzavřené: Opláštění je rozebíratelné. Možnost opravy některých dílů za cenu vyššího rizika netěsností.
- Ucpávkové: Pohon není přímo součástí kompresoru, ale je propojen hřídelí. Dá se připojit na spojku a pohon poté odstavit. Vyvedená hřídel může způsobovat problémy s těsněním.

Existuje několik typů kompresorů, které se používají v chladicích zařízeních a tepelných čerpadlech:

Pístový kompresor

Kompresní mechanismus pracuje tak, že píst vykonává přímočarý vratný pohyb. Pohyb pístu je poháněn klikovým mechanismem, excentrem nebo rotující šikmou deskou. Tyto kompresory se často vyrábějí v hermetickém provedení pro menší výkony. Při větších výkonech se již objevují v polohermetickém provedení, z důvodu možné opravy.

Jejich hlavní využití spočívá v bílé technice, například v domácích chladničkách či průtokových chladičích nápojů. Je třeba poznamenat, že pro TČ jsou nevhodné, protože případné vniknutí kapalného chladiva do prostoru válce by mohlo způsobit jeho zničení. Další nevýhodou těchto kompresorů je škodný prostor [4]. Hlučnost v dnešní moderní době není u pístových kompresorů nijak výrazná, nicméně bývá stále vyšší, než u jiných typů [1].

Rotační kompresor

Konstrukce těchto kompresorů vychází původně ze snahy o zjednodušení konstrukčního řešení pístových kompresorů, tedy odstranit vratný pohyb pístu a vytvořit jednosměrné stlačování. Toho je docíleno excentricky uloženou vačkou v komoře, kde je pracovní prostor oddělen nejčastěji pohyblivou lamelou [4].

V současné době se do TČ nejčastěji používá dvojitý rotační kompresor neboli „twin rotary“, který lze vidět i na obrázku 3.1. Kompresor je tvořen dvěma pevnými komorami. V každé z těchto komor se otáčí excentrická vačka, která stlačuje chladivo ve spolupráci s pohyblivou komorovou přepážkou. Obě vačky jsou uloženy v protilehlých polohách na jedné společné hřídeli, což zajišťuje vyrovnání namáhání hřídele a ložisek rotoru. Výhodou této konstrukce je velmi malé mechanické namáhání. Díky tomu je také menší potřeba mazání při nízkých otáčkách. Tyto kompresory jsou kompaktní, mají malé vibrace, jejich provoz je velmi tichý a pracují s vysokou účinností. Otáčky kompresoru lze plynule řídit pomocí frekvenčního měniče. Otáčky jsou úměrné výkonu kompresoru, což umožňuje plynulou regulaci výkonu v rozmezí 20 až 100 % [14].



Obrázek 3.1 Dvojitý rotační kompresor (Twin rotary) [14]

Scroll kompresor

První kompresor typu „scroll“ byl vyvinut již na počátku 20. století. Tento kompresor je tvořen dvěma spirálami, které jsou vloženy do sebe. Jedna spirála je pevná, zatímco druhá spirála se po ní odvaluje. Kompresor pracuje tak, že na vnějším okraji spirál dochází k nasátí média a jeho stlačení směrem ke středu. Tím se zvyšuje teplota i tlak na požadovanou hodnotu. Ve středu spirály je umístěna výtlačná trubka, která umožňuje výstup stlačeného média. Aby nedocházelo k úniku média, je třeba spirály nepřetržitě mazat [14].

Právě kvůli mazání je životnost kompresoru limitována spíše než hodinami provozu jeho starty. Ty bývají totiž nejnáročnější fází chodu kompresu, kdy spirály se chvíli třou bez mazání, než zvládnou nasát olej ze spodu kompresoru. Nepochybnými výhodami je téměř 100% objemová účinnost a menší vibrace. Taktéž scroll kompresory nemají žádné ventily a nevdají jim stlačovat menší množství kapalného chladiva [1].

Během vývoje scroll kompresorů došlo k zásadním modifikacím, jež je rozdělily do několika podskupin:

- **On/Off**

Vývojově první typ scroll kompresoru. Má nejjednodušší konstrukci, kdy funguje buď na svůj jmenovitý výkon (On), nebo se vypne (Off). Tyto typy se používají i dodnes kvůli ceně a jednoduchosti. Nevýhodou je časté spínání kompresoru, protože nedokáže regulovat svůj výkon. Tomu se dá částečně předejít větším poddimenzováním TČ nebo instalací akumulací nádoby [14].

- **Inverter**

Velice oblíbený a nejvíce objeňovaný na trhu. Konstrukčně velice podobný On/Off systému, nicméně je obohacen frekvenčním měničem, který změnou frekvence přicházející ze sítě umí ovládat otáčky elektromotoru. Výborně reguluje výkon, tudíž zvyšuje celkovou účinnost TČ. Schopnost regulovat výkon se pohybuje mezi 10 a 100 %, přičemž závisí na modelu. Obecně ovšem platí, že se nedoporučuje setrávat na nízkých otáčkách příliš dlouho, protože zpomalené proudění chladiva přes elektromotor ho nemusí dostatečně chladit a může dojít k přehřátí [15].

- **Digital**

Tento typ kompresoru vychází z klíčové vlastnosti scroll kompresorů a osové pohyblivosti rotorů. Tato pohyblivost rotorů umožňuje přerušování stlačovací fáze tím, že se spirály oddálí od sebe. Díky tomu lze přizpůsobit výkon i spotřebovanou energii kompresoru. Hlavní výhodou digitálního scroll kompresoru je jeho schopnost regulovat jmenovitý výkon v rozmezí 10 až 100 %. Při provozu je důležité dodržovat požadované teploty chladiva [14]. Nevýhodou je poté specifický hluk, který kompresor vydává, když odsazuje spirálu. Taktéž při dlouhodobém minimálním výkonu kompresoru (10 % nebo 20 %) dochází k ohromnému maření elektrické energie, protože kompresor konzumuje energii, ačkoliv zrovna nestlačuje [16].

3.1.2 Kondenzátor

Nachází se ve vysokotlaké části TČ a jeho úkolem je efektivně předat co nejvíce tepla do topné vody. Při odebírání tepla par horkého chladiva toto postupně chladne a dochází

zde k fázové přeměně z plynu na kapalinu, přičemž je dodatečně uvolněno latentní teplo. Tato fázová přeměna se nazývá kondenzace a od toho se také odvíjí název tohoto tepelného výměníku.

Nejčastějším a asi i jediným typem kondenzátorů, se kterými se lze v současné době setkat u TČ vzduch/voda, je deskový. Skládá se ze skupiny desek (obvykle nerezových) se speciálně tvarovanými prolisy. Tyto prolisy mají jak pevnostní vlastnosti, tak zároveň zvětšují teplosměnnou plochu. Mezi deskami pak odděleně od sebe proudí teplosměnná média. Nejčastěji jsou výměníky navrženy na protiproudý přenos tepla. Deskový výměník může být pájený mědí (viz obrázek 3.2) a tím pádem nerozebíratelný a neopravitelný, ale zato dokonale těsný [4].



Obrázek 3.2 Pájený deskový výměník B80 značky SWEP [17]

Mezi výhody deskového výměníku patří jeho kompaktnost neboli velká teplosměnná plocha v poměru s celkovým rozměrem. To má za následek vysokou účinnost, která patří mezi jedny z nejvyšších v porovnání s ostatními typy výměníků. Také nelze opomenout odolnost chemickou, tlakovou a jednoduché izolování. Bohužel nevýhodou jsou velké tlakové ztráty a cena. Také kvůli velmi malým mezerám mezi deskami může na straně vody snadno dojít k znečištění např. vodním kamenem. To následně způsobí snížení přenosu tepla a zvýšení tlakových ztrát [1].

3.1.3 Expanzní ventil

Expanzní ventil má více pojmenování. Přezdívá se mu například ventil škrťací nebo vstříkovací. Pomocí škrtení, respektive rozstříkování chladiva přes trysku, snižuje chladivu teplotu, tlak a reguluje množství, které ventilem projde. Zmíněným snížením tlaku nastává také snížení vypařovací teploty, která klesá až do oblasti mokrých par, kde dochází k částečnému odpaření [1].

Regulování tohoto prvku je klíčové, jelikož musí poměrně přesně určovat množství chladiva, které projde dále do výparníku. Kdyby tomu tak nebylo, výparník by nemusel stihnout dokonale odpařit všechno nahromaděné chladivo, a tím by se do kompresoru dostala kapalina. Naopak při malém množství chladiva by zase moc klesal tlak na sání kompresoru, a to by mělo za následek snížený výkon nebo nedostatečnou teplotu a tlak na výtlačku.

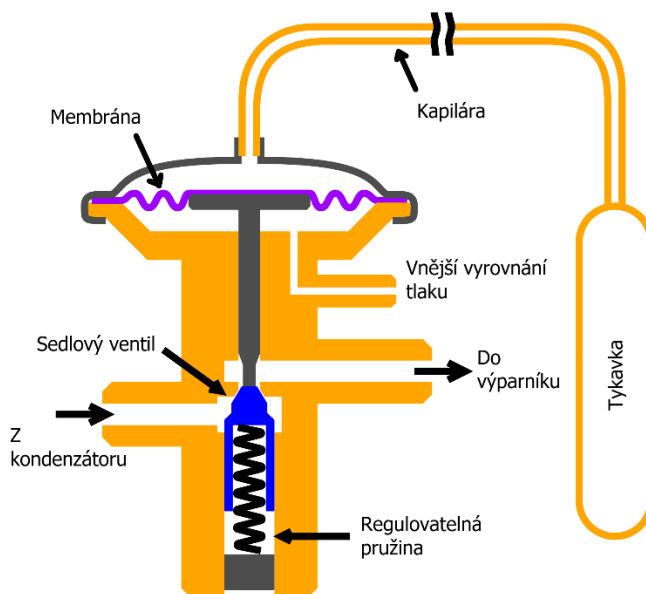
Konstrukčně bývají všechny ventily podobné. Základem je tryska, kde průtočný průřez reguluje sedlový ventil. Způsob ovládní sedlového ventilu může být buďto mechanický nebo elektronický. Kdyby TČ mělo konstantní podmínky teploty okolí a vytápění, dal by se expanzní ventil nahradit pouze kapilárou (trubička o velmi malém průměru), jak je tomu například u chladniček [1], [18].

Termostatický expanzní ventil (TEV)

Tento typ expanzního ventilu je ovládán automaticky na základě rozdílu tlaků. Na horní straně ventilu je umístěna membrána, která svým pohybem posouvá jehlici tlačící na sedlový ventil. Z jedné strany membrány působí tlak, který je vyvolán tzv. tykavkou. Tykavka je malá nádobka připájená či přichycena sponou k trubce vystupující z výparníku a propojena tenkou kapilárou právě s jednou stranou zmíněné membrány. Prostor uvnitř je vyplněn vhodným médiem, kterému se při zvyšování teploty zvyšuje tlak. Ten se následně přenáší kapilárou k membráně, která poté tlačí na jehlici. Tímto způsobem se na základně míry ohřátí chladiva ve výparníku reguluje expanzní ventil [1].

Z druhé strany naopak působí síla od pružiny, které se dá pomocí šroubu nastavit předepnutí. Tato síla od pružiny je konstantní a s její pomocí se nastavuje požadované přehřátí. Šroub je po výsledném nastavení hermeticky uzavřen zaslepenou maticí, aby nedocházelo k unikání chladiva.

Za normálních podmínek na druhou stranu membrány působí tlak chladiva za tryskou. Problém ovšem nastává, když má výparník příliš velkou tlakovou ztrátu. Ta může mít vliv na výslednou regulaci ventilu. Výměníky s velkou tlakovou ztrátou bývají zpravidla právě u TČ vzduch/voda, kde je použit lamelový výměník s distributorem chladiva. Tato tlaková ztráta se následně eliminuje tzv. vnějším vyrovnáním tlaku, kdy je na spodní stranu membrány přiveden přes kapiláru tlak z trubky za výparníkem [1], [19]. Schématický náčrt je znázorněn na obrázku 3.3.



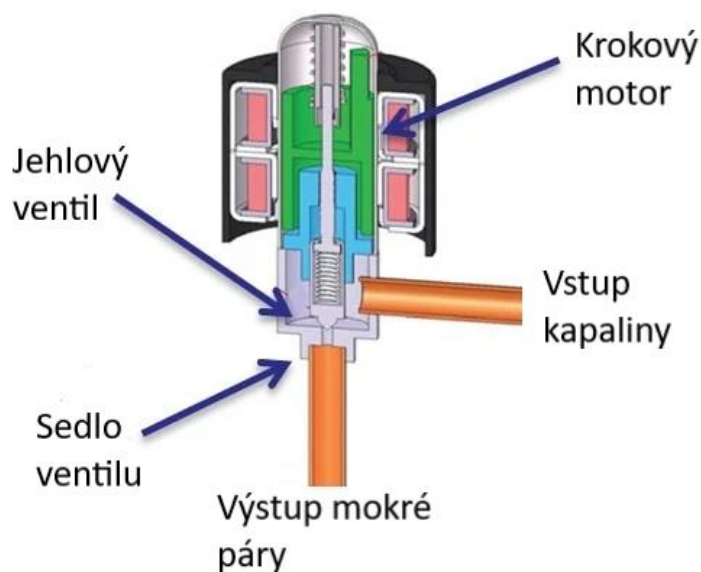
Obrázek 3.3 Schéma konstrukce TEV, upraveno [20]

Elektronický expanzní ventil (EEV)

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 a 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 je zavřený). Ventil samotný je v provedení hermetickém, ovládaný za pomoci solenoidu umístěného 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. 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 dříku 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. Pro tento typ ventilu je typická porpocionální charakteristika závislosti průtoku chladiva na čase [1], [19].

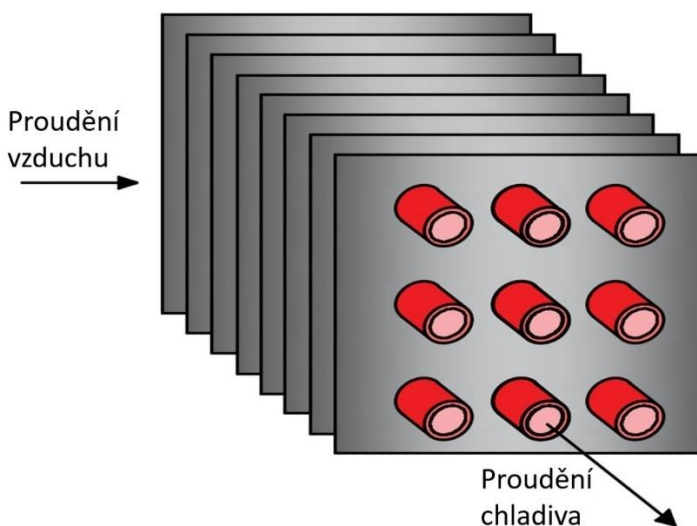


Obrázek 3.4 Schématický náčrt EEV, upraveno [19]

3.1.4 Výparník

Jedná se o druh výměníku tepla, který odebírá teplo z okolního prostředí a je následně předáno chladivu. Ve většině případů se ve výparníku teplotonosná látka vyskytuje v podobě mokré páry a při předávání tepla dochází k jejímu odpaření (odsud odvozen název výparník).

Pro TČ typu vzduch/voda se používají až na výjimky převážně lamelové výparníky. Jde o systém trubiček, které jsou uloženy vodorovně a zároveň příčně vůči směru proudění vzduchu. Aby byl zvýšen přestup tepla, jsou na trubičky navlečeny tenké lamely viz obrázek 3.5.

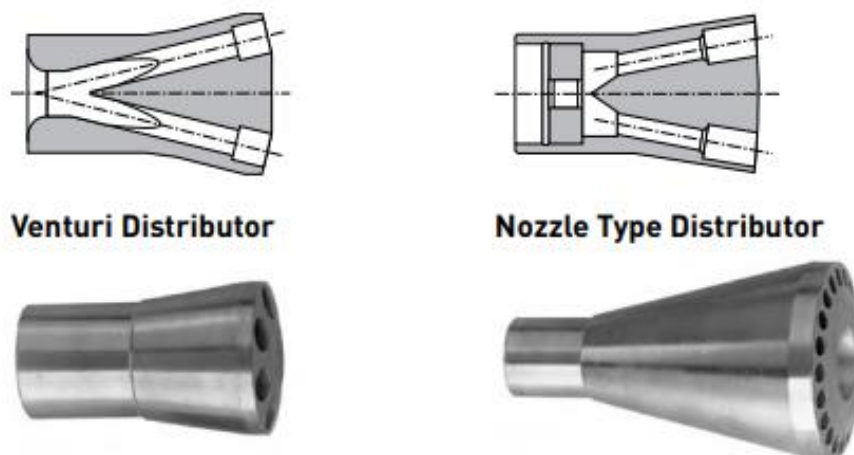


Obrázek 3.5 Schématický náčrt lamelového výměníku [21]

Materiál trubek nebo lamel se může lišit v závislosti na potřebách a podmínkách prostředí, ale u TČ se zpravidla používají měděné trubičky a hliníkové lamely. Trubky nemusejí být nutně kruhové a lamely mohou být například vlnité nebo s prolisy, aby se zvětšila teplosměnná plocha [1].

Když povrchová teplota lamel výparníku klesne až na rosný bod vzduchu, začne se na povrchu srážet vzdušná vlhkost. Tento kondenzát následně stéká po lamelách, a proto musí být vždy pod výparníkem umístěna sběrná vana s odvodem kondenzátu. Když teplota lamel klesne až pod bod mrazu, místo srážení vlhkosti dochází k vytváření námrazy, která způsobí zvýšenou tlakovou ztrátu a horší přestup tepla. Nakonec může námraza ucpat mezery mezi lamelami a musí se tím pádem zajistit jeho odtání.

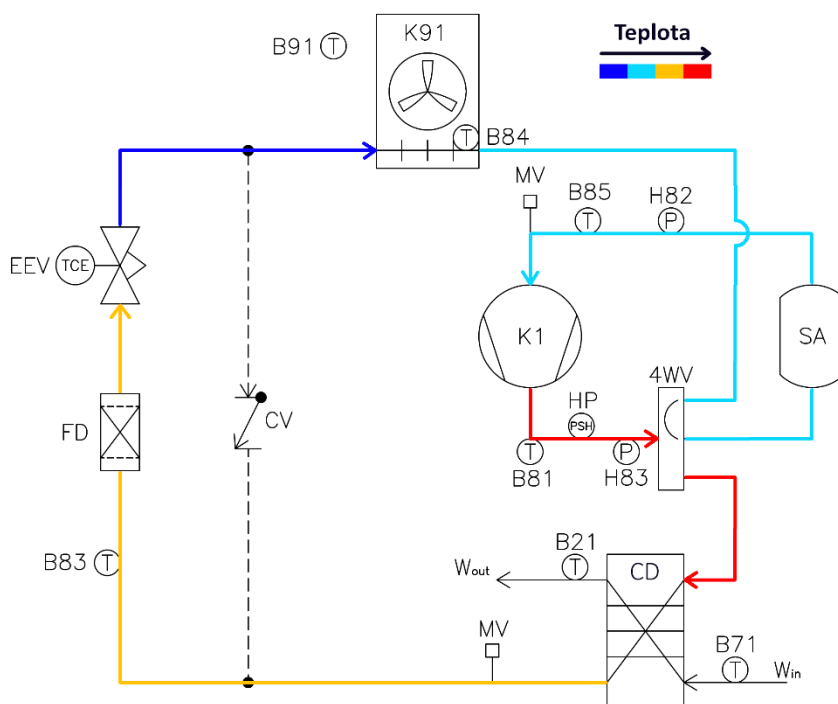
Nedílnou součástí výparníku bývá také distributor chladiva neboli rozdělovač chladiva. Ten ještě před samotným vstupem do výparníku rozdělí přívodní potrubí na vícero menších trubiček s přibližně stejnou délkou trasy, aby byla zachována všude stejná tlaková ztráta. Tím se zvýší výkon samotného výparníku, sníží rychlost chladiva a celková tlaková ztráta. Aby distributor fungoval správně, je zapotřebí jej umístit co nejbližší expanznímu ventilu. Jeho poloha bývá povětšinou vertikální, z důvodu eliminování vlivu gravitace na rovnoměrné rozdělení chladiva. Podle konstrukce se poté rozlišuje Clonkový a Venturiho rozdělovač viz obrázek 3.6 [22].



Obrázek 3.6 Rozdělení distributorů [22]

3.2 Režim vytápění

Režim vytápění je základní nastavení, na které je TČ původně navrženo tak, aby byl jeho provoz maximálně efektivní. Na obrázku 3.7 je vyobrazeno schéma chladicího okruhu TČ vzduch/voda s inverterovým kompresorem a chladivem R454B. Schémata jiných TČ vzduch/voda se mohou samozřejmě v některých detailech lišit, především podle použitých komponent a chladiv, ale základní principy jsou stále stejné.



Obrázek 3.7 Schéma chladicího okruhu TČ ZETXe v režimu topení, upraveno [23]

| | | | |
|-----|-------------------|-----|------------------------------|
| K1 | Kompresor | MV | Servisní ventil |
| 4WV | Čtyřcestný ventil | FD | Filtrdehydrátor |
| T | Teplotní čidlo | EEV | Elektronický expanzní ventil |
| PSH | Presostat | CV | Zpětný ventil |
| P | Tlakové čidlo | K91 | Výparník s ventilátorem |
| CD | Kondenzátor | SA | Odlučovač kapalného chladiva |

Chladivo v podobě přehřáté páry je stlačeno v kompresoru na vysoký tlak a teplotu. Na ústí kompresoru je napájeno výtlačné potrubí povětšinou s připájenými čidly teploty a tlaku. Jako bezpečnostní prvek zde působí také presostat, který při překročení tlakové hranice odpojí napájení kompresoru.

Z výtlačného potrubí projde chladivo čtyřcestným ventilem rovnou do kondenzátoru, kde předá své teplo topné vodě. V důsledku odebrání tepla chladivo začne kondenzovat. Aby byl systém stabilní a z výměníku odcházela pouze kapalina, chladivo se v kondenzátoru lehce podchlazuje pod kondenzační teplotu.

Kapalné chladivo následně projde přes filtrdehydrátor, který zbavuje systém zbytku vlhkosti a drobných nečistot. Za filtrdehydrátorem se může nacházet průhledítko, kde lze sledovat, zda se neobjevují v kapalině bublinky. To by mohlo znamenat například málo chladiva v systému nebo malé podchlazení v kondenzátoru. Průhledítko může mít taktéž zabudovaný indikátor vlhkosti, který informuje o tom, zda se v systému stále nachází vlhkost. V případě indikování velkého množství vlhkosti bývá zapotřebí vyměnit filtrdehydrátor. U strojů, které jsou sériově vyráběny a je dobře zmapováno jejich chování, se již průhledítko neinstaluje pro ušetření nákladů. Každopádně servisní technici tuto komponentu vždy rádi uvítají při opravě nebo kontrole stroje.

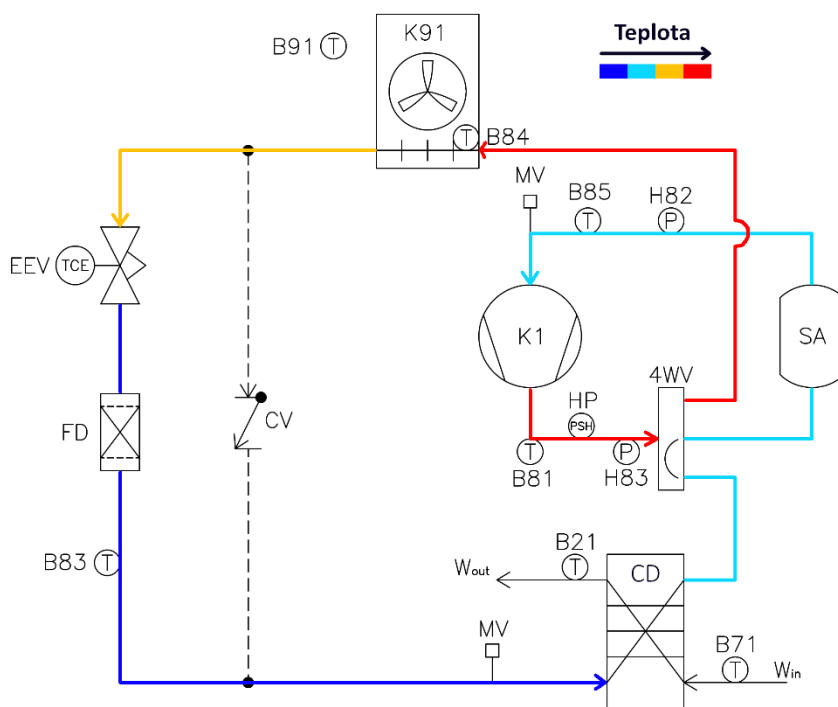
Za průhledítkem se dále nachází expanzní ventil, který škrtí chladivo na nižší tlak a teplotu. Chladivo se díky seškrcení dostane do oblasti mokré páry a pokračuje dále do výparníku. Expanzní ventil rovněž reguluje průtok v závislosti na potřebách výparníku a nastavuje jeho přehřátí. Dnes se u TČ převážně používá EEV, ale mohou se stále objevovat výjimky.

Před samotným vstupem do výparníku chladivo ještě projde distributorem, který rovnoměrně rozdělí mokré páry chladiva do vícero větví. Teplo z okolního vzduchu je zde chladivu předáváno přes lamelový výměník. Jelikož má ovšem vzduch poměrně malou tepelnou kapacitu, umisťuje se před výparník ventilátor, jenž zvyšuje celkový průtok procházejícího vzduchu, a tím i možný přenesený výkon. Vlivem přenosu tepla se chladivo odpařuje a aby se zaručilo jeho kompletní odpaření, výparník zpravidla o několik stupňů chladivo přehřeje. Odpařené chladivo v tenkých trubičkách se na výstupu opět spojí do jednoho většího potrubí (sběrač) a pokračuje dále ke kompresoru.

Před samotným kompresorem chladivo projde ještě čtyřcestným ventilem a následně odlučovačem kapalného chladiva. Odlučovač bývá prostá nádoba se vstupem na spodní a výstupem v horní části, tudíž nemůže dojít k nasátí kapalného chladiva, které se drží na dně nádoby. Slouží jako další ochrana před vniknutím kapalného chladiva do kompresoru. Za odlučovačem se následně nachází další čidla pro kontrolu teploty, tlaku a servisní ventilek. Poté chladivo vstupuje do kompresoru, kde je stlačeno a celý cyklus se opakuje.

3.3 Režim chlazení

Tento režim obrátí téměř celý cyklus vytápění, čímž se z něj stává chladicí zařízení. Je ovšem velice důležité zdůraznit slovo „téměř“. Kompresor totiž oproti jiným komponentám v TČ nedokáže změnit svůj směr proudění chladiva. Stejně tak by přestal fungovat také odlučovač kapalného chladiva. Z tohoto důvodu je do systému zaveden právě čtyřcestný ventil, který dokáže změnit směr proudění chladiva v systému, zároveň však umožní odlučovači a kompresoru proudit stále stejným směrem. Funkci čtyřcestného ventilu lze lépe pochopit porovnáním obrázku 3.7 a obrázku 3.8.



Obrázek 3.8 Schéma chladicího okruhu TČ ZETXe v režimu chlazení, upraveno [23]

| | | | |
|-----|-------------------|-----|------------------------------|
| K1 | Kompresor | MV | Servisní ventil |
| 4WV | Čtyřcestný ventil | FD | Filtrdehydrátor |
| T | Teplotní čidlo | EEV | Elektronický expanzní ventil |
| PSH | Presostat | CV | Zpětný ventil |
| P | Tlakové čidlo | K91 | Výparník s ventilátorem |
| CD | Kondenzátor | SA | Odlučovač kapalného chladiva |

Někdy při reverzním režimu nemusí EEV stíhat propouštět dostatek chladiva. Z tohoto důvodu je do systému zaveden tzv. „bypass“, který vede z potrubí mezi expanzním ventilem a výparníkem do potrubí mezi kondenzátorem a filtrdehydrátorem. Součástí bypassu je zpětný ventil, který cestu zneprůchodní v případě režimu topení.

Tento režim se nepoužívá pouze na chlazení, ale také na odtávání výparníku. Odtávání se musí provádět, jakmile výparník zamrzne natolik, že už není schopen dostatečně odpařovat chladivo.

3.4 Odtávání (Defrost)

Když je TČ vzduch/voda v provozu při nízkých teplotách okolního prostředí, dochází ke kondenzaci vzdušné vlhkosti na lamelách výparníku. Když vypařovací teplota chladiva klesne pod 0 °C, začne docházet k namrzání a následnému ucpávání výměníku. Tento stav působí negativně na celý systém a je třeba tuto námrazu pravidelně odstraňovat pomocí odtávání neboli defrostu. Nutno podotknout, že s každým defrostem klesá výsledná účinnost COP, jelikož námraza zhoršuje přenášený výkon a její odstranění vyžaduje určité množství energie [1].

Paradoxem tvorby námrazy je, že v největším množství se tvoří právě okolo teplot bodu mrazu a se snižující teplotou tato tvorba klesá. To je způsobeno faktem, že s klesající teplotou vzduchu klesá zároveň také jeho kapacita pro absorbování vodní páry.

Způsobů odtávání (defrostu) je několik:

Odtávání vzduchem

Tato metoda je použitelná jen tehdy, když se teplota okolního vzduchu pohybuje nad bodem mrazu. V takovémto případě se uzavře přísun chladiva do výparníku a ponechá se v běhu pouze ventilátor, který teplem ze vzduchu pozvolně odmrazí výparník [4].

Odtávání horkými parami chladiva

Asi nejpoužívanější metodou mezi TČ vzduch/voda. Aby proběhl defrost, dojde k reverzaci chladicího okruhu a horké páry z kompresoru putují právě do výparníku, který je řádu několika vteřin odmražen. Při defrostu bývá ventilátor zpravidla vypnutý. Nevýhodou této metody je odebrání tepla z otopného systému [4].

Odtávání topnými tělesy

Výparníkový teplosměnný blok je vybaven topnými prvky, které jsou umístěny v trubkách z mědi či nerezů. Při zahřívání bloku dochází k nerovnoměrnému rozložení těchto prvků kvůli termální konvekci vzduchu. Nejvíce topných prvků se nachází v dolní části výměníku. U menších výparníků mohou být topné prvky umístěny pouze ve vaně, kde je teplo získáváno především díky sálání a přirozenému proudění vzduchu. U větších výparníků jsou topné prvky v nádrži odděleny od hlavní části výměníku a mají samostatnou regulaci. Během odmrazovacího procesu jsou ventilátor a kompresor vypnuty [4].

Současně s výparníkem je zapotřebí vyhřívat také vanu pro sběr kondenzátu, která vlivem studeného prostředí může taktéž zamrznout. Samotná vana se nejčastěji vyhřívá elektricky (topný kabel nebo tělesa) anebo topným hadem. Topný had je měděné potrubí ve tvaru meandrů a je součástí chladivového okruhu. Nachází se hned za výstupem z kondenzátoru a vyhříváním vany způsobuje zároveň podchlazování chladiva.

3.5 Chladiva

Chladivo je neodmyslitelnou součástí každého tepelného čerpadla. V chladicím okruhu plní funkci teplotonosné látky. Každé chladivo má specifické vlastnosti, zejména co se týče kondenzačního a vypařovacího tlaku a teploty. Díky těmto vlastnostem může celý chladivový systém správně a dlouhodobě fungovat.

Hlavní kritéria pro vhodnou volbu chladiva jsou:

- oblast použití (teplota, tlak);
- požadavky na přenášený výkon;
- použité komponenty a materiály (například kompatibilita a dobrá rozpustnost s kompresorovým olejem nebo pasivita při kontaktu s mědí);
- cena chladiva;
- dostupnost chladiva;
- bezpečnost (netoxické, nehořlavé);

- ekologický dopad.

3.5.1 Bezpečnost a ekologické dopady

Bezpečnostní klasifikace podle ASHRAE Standardu 34 přiřazuje každému chladivu identifikační referenční písmeno a číslo, které ho klasifikuje podle rizika spojeného s jeho použitím. Velké písmeno označuje třídu toxicity na základě povolené expozice, a číslo označuje hořlavost. Například třída A označuje chladiva s nižší toxicitou, zatímco třída B označuje chladiva s vyšší toxicitou. V rámci hořlavosti existují tři hlavní třídy a jedna podtřída. Třída 1 je pro chladiva, která nepropagují plamen při testech podle standardu, třída 2 je pro chladiva s nižší hořlavostí a třída 3 je pro vysoko hořlavá chladiva, jako jsou uhlovodíky. Nedávno byla matice bezpečnostní klasifikace aktualizována o novou podtřídou 2L pro chladiva třídy 2, která hoří velmi pomalu [24]. Pro názornější ukázkou jsou třídy znázorněny v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1 Klasifikace bezpečnostních tříd podle ASHRAE standard 34 [24]

| | | |
|------------------|----------------|-----------------|
| vysoká hořlavost | A3 | B3 |
| nízká hořlavost | A2 | B2 |
| | A2L | A2L |
| nehořlavé | A1 | B1 |
| | nízká toxicita | vysoká toxicita |

V minulosti měla některá chladiva, zejména těžké freony, značně škodlivý vliv na ozonovou vrstvu Země. Proto se postupně začal řešit jejich dopad na životní prostředí. Pro porovnání vlivu chemických látek na ozonovou vrstvu Země byl vytvořen parametr ODP (Ozone Depletion Potential). Jedná se o relativní číslo udávající potenciál k poškozování vrstvy ozónu vzhledem k referenčnímu chladivu R11 (ODP = 1).

Po přijetí Montrealského protokolu došlo k zakázání používání chladiv, která by měla na ozonovou vrstvu dopad [25]. Posléze se taktéž přišlo na to, že velké množství chladiv (hlavně uměle syntetizovaných) patří do skupiny skleníkových plynů a napomáhají ke globálnímu oteplování. Právě kvůli tomu bylo vytvořeno další měřítko, a to je GWP (Global warming potential). Jeho hodnota určuje, kolikanásobně daný plyn přispívá ke skleníkovému jevu oproti plynu CO₂ [1].

Jako poslední hodnotící ekologické kritérium je TEWI (Total equivalent warming impact). Jedná se o způsob posuzování přímého vlivu emisí chladiva a nepřímého vlivu oxidu uhličitého. Ukazatel v sobě zahrnuje přímý účinek na globální oteplování vlivem úniku chladiva za životnost zařízení (včetně ztrát při konečné likvidaci a zpětné rekuperaci chladiv) a nepřímý účinek z emisí CO₂ při spalování paliv pro výrobu energie, použité k pohonu zařízení během celé životnosti zařízení [25].

3.5.2 Syntetická chladiva

Za nejstarší druh syntetických chladiv se považují chladiva typu CFC neboli „těžké freony“. Jsou primárně na bázi chlóru a v případě úniku do atmosféry velice efektivně rozkládají ozonovou vrstvu. Jako zástupce této skupiny lze uvést například R11, R12, R500 atd...

HCFC (Hydrochlorofluorované uhlovodíky), známé též jako „měkké freony“, mají nahrazeny ve své molekule jeden atom chlóru za atom fluoru, což má za následek snížení hodnoty ODP. Nicméně stále způsobují rozklad ozónové vrstvy, přestože mnohonásobně méně než CFC chladiva, a proto se již od prosince 2014 také nesmějí používat. Jako významný zástupce těchto chladiv se považuje R22, které má vynikající termodynamické vlastnosti [26].

Fluorované uhlovodíky, označované jako HFC, byly uvedeny na trh v roce 1992 a jsou stále využívány díky absenci škodlivého vlivu na ozónovou vrstvu. Jejich GWP se pohybuje mezi 600 až 14000. Výhody těchto chladiv zahrnují nehořlavost, nejsou toxická a mají přijatelné termodynamické vlastnosti. Avšak kvůli jejich vysokému GWP se již tyto chladiva regulují a budou postupně nahrazovány ekologickými přírodními chladivy. Mezi nejčastěji používaná chladiva z této skupiny patří R134a, R410A, R407C a R404A [26].

HFO (hydrofluoro-olefiny) byly vyvinuty jakožto náhrada předešlých skupin společnými silami koncernu DuPont a Honeywell, zejména pro automobilový průmysl a transportní chladicí zařízení. Disponují nulovým ODP a nízkým GWP, které se pohybuje mezi 3-7. Jsou netoxické a mírně hořlavé. Příklady HFO jsou chladiva R1234yf (pro autoklimatizace) a R449a (pro chlazení během přepravy) [4], [26].

3.5.3 Přírodní

Historicky byla tyto chladiva použita jako první a s dnešním tlakem na ekologii se opět vrací na výsluní. Standardem těchto chladiv bývá nulové ODP a velmi nízké GWP.

Přírodní chladiva mohou být na bázi uhlovodíků, které jsou označovány jako HC chladiva. Jejich nevýhodou je poměrně vysoká hořlavost. Mezi zástupce HC chladiv patří například R290 (propan) nebo R600a (izobutan).

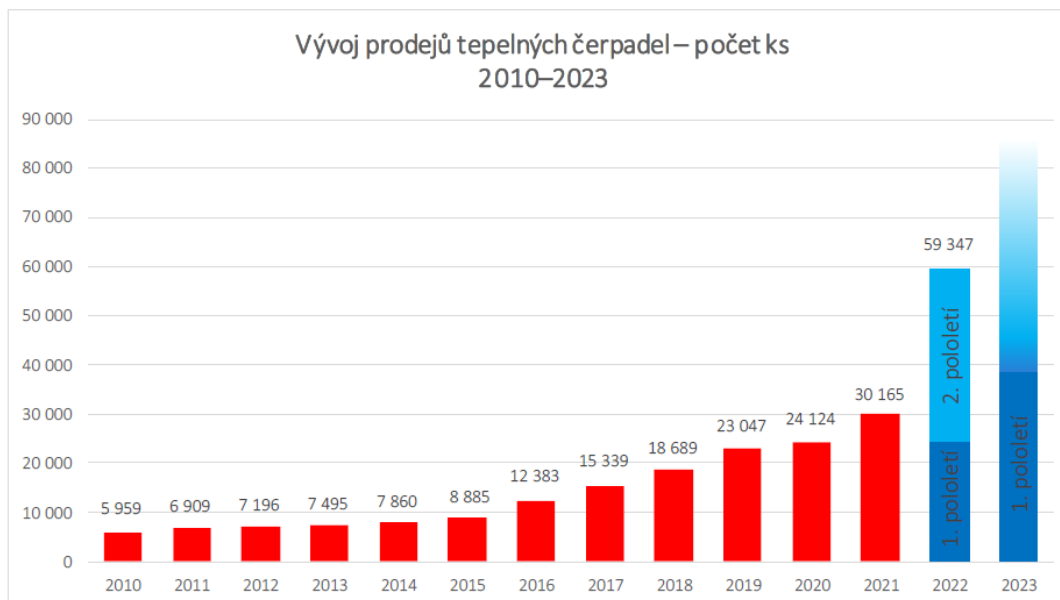
Další skupinou jsou chladiva anorganická. Mezi ty patří například R717 (čpavek), R744 (oxid uhličitý) nebo R718 (voda) [4].

4 Charakterizace a hledání vhodného provedení

Existuje mnoho způsobů konstrukčního provedení TČ, avšak ne všechny varianty mohou představovat ideální řešení pro návržení závěsného tepelného čerpadla, které by dokázalo nahradit starý plynový kotel. Ze zadání práce již vyplývá, že se bude jednat o typ vzduch/voda. Důvodem volby tohoto typu je především použitelnost. Závěsné plynové kotle se používají ve velkých rodinných domech, ale také například v malých bytech bez centrálního vytápění celé budovy. V těchto případech, kdy zákazník přebývá právě v bytové jednotce a je rozhodnut zvolit vytápění tepelným čerpadlem, se mu nenabízí jiná možnost, nežli se přiklonit k variantě vzduch/voda. Je tomu tak, jelikož ke zdroji tepla ze země nebo z vody nemá snadný přístup.

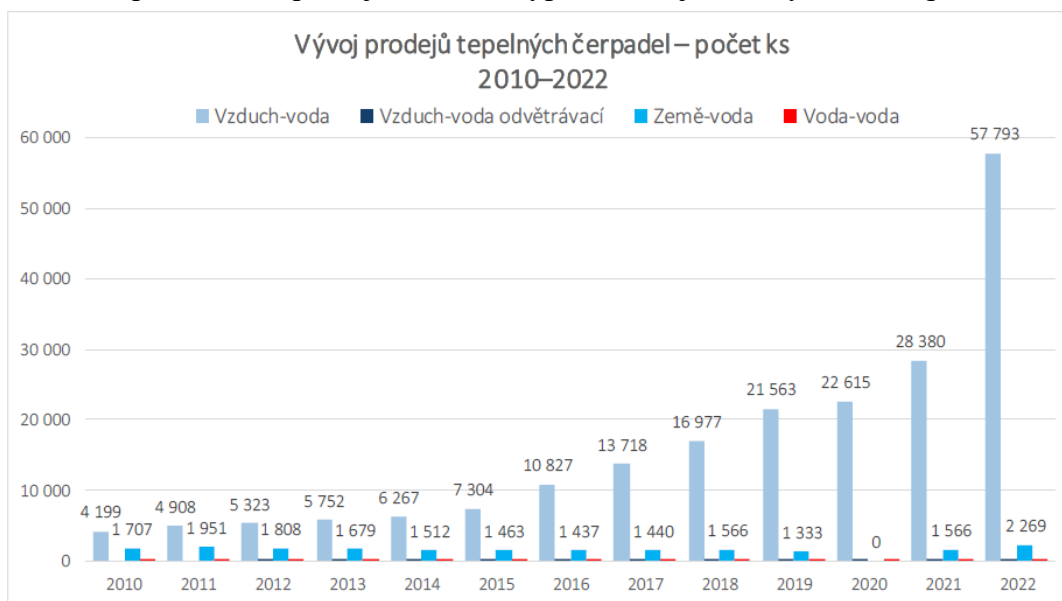
Pokud by bylo navržené TČ případně někdy vyráběno sériově, mělo by být dostatečně vybaveno a nabízet pro potenciální zákazníky stejné funkce, jako moderní plynové kotle. Podmínka teplovodního vytápění je naprosto klíčová, jelikož teplovodním topným systémem disponuje naprosto drtivá většina domácností. Proto tento způsob musí zůstat zachován, a to i kvůli již zmíněné nahraditelnosti za plynové kotle, které vytápí v naprosté většině do vody. Díky zabudovanému třicestnému ventilu by bylo možné přepínat mezi vytápěním a ohřevem užitkové vody, což by zajisté ještě více zatraktivnilo navrhovaný produkt.

V současné době poptávka po TČ, zejména hlavně typu vzduch/voda, roste enormním způsobem. Na obrázku 4.1, ze statistického šetření Ministerstva průmyslu a obchodu, které se zaměřilo na strukturu pololetních dodávek tepelných čerpadel na český trh v roce 2022–2023, lze pozorovat strmý nárůst prodeje TČ. Celkově bylo v 1. pololetí roku 2023 dodáno na území české republiky zhruba 40 tisíc kusů TČ. Přičemž meziročně se jedná o 60 % nárůst vůči prvnímu pololetí v roce 2022.



Obrázek 4.1 Vývoj prodejů TČ, MPO [27]

Na obrázku 4.2 je vidět graf, ve kterém je vyobrazen nárůst TČ, rozdělen podle typů zdroje tepla. Lze pozorovat, že podíl TČ vzduch/voda znatelně roste od roku 2015 a jeho nárůst strmě stoupá. Zatímco prodeje ostatních typů zůstávají s každým rokem přibližně stejné [27].



Obrázek 4.2 Detailní vývoj prodeje TČ, MPO [27]

S tímto strmým nárůstem a velkým zájmem o efektivní vytápění zároveň vzrostl také požadavek na kvalifikované montážníky a servisní techniky, kteří dokáží kompenzovat už tak vzniklý deficit pracovní síly. „Podle aktuální studie Kompetenčního centra pro zajištění kvalifikovaných pracovníků (Kofa) při Institutu pro německou ekonomiku chybí v oboru „sanitární, vytápěcí a klimatizační technika“ zhruba 14 000 kvalifikovaných pracovníků. Kromě toho chybí asi 10 000 kvalifikovaných pracovníků v oblasti elektrotechniky, která má pro energetickou transformaci rovněž zásadní význam. Nelze zavírat oči před tím, že i v České republice není dostatek potřebně vzdělaných zaměstnanců.“ [28].

Co se týká TČ, tak montážní firmy mohou instalovat pouze dva druhy systému, a to buď splitový nebo monoblok. Splitový systém ovšem bohužel vyžaduje navíc také certifikační zkoušky na manipulaci s F-plyny, případně jinými chladivými. Lze předpokládat, že montážních techniků s takovou zkouškou bude mnohem méně, a proto je v současné době jednodušší se vydat cestou monoblokového systému, kde požadavky na potřebnou kvalifikaci montážníků jsou nižší. Zároveň odpadá i problém s možným zamrznutím systému, protože oproti klasickým „outdoor“ systémům se celé TČ nachází v interiéru. Vážným problémem avšak může být celková hlučnost, protože nejhlučnější součásti, jako je kompresor a ventilátor, již nejsou umístěny venku.

S rostoucím výkonem TČ roste současně také velikost některých komponent, jako například výparník, kondenzátor nebo kompresor. Z tohoto důvodu je téměř nemožné vměstnat velký výkon do závěsného TČ, které bude mít podobný zástavbový prostor jako závěsný plynový kotel.

Co se týká volby chladiva, tak podle posledního nařízení Evropského parlamentu a Rady EU ze dne 7. února 2024 bude od 1. ledna 2027 zakázáno uvádět na trh samostatná TČ o maximálním jmenovitým výkonu do 12 kW, jestliže jejich GWP přesahuje hodnotu 150. Do

roku 2032 pak budou zakázány fluorované skleníkové plyny v těchto typech zařízení kompletně. Výjimkou už pak může být jen nezbytnost těchto plynů pro splnění bezpečnostních požadavků v místě provozu. Poté bude jejich použití povoleno, avšak jejich GWP nesmí překročit limit 750. Nicméně pro udělení této výjimky musí být povolána komise, která by posoudila, zda lze výjimku udělit. I v případě úspěchu u komise je získáno povolení pouze na 4 roky. Poté se musí žádat opětovně. Tento krok tak může být považován za pouhé oddálení nevyhnutelného za cenu obrovské byrokracie. Tudíž zde není již jiné cesty než se vyhnout většině F-plynů a soustředit se na jiné alternativy [29].

Z analýzy vývoje trhu a možností konstrukce lze již vyčíst směr, kterým by se návrh mohl ubírat. Jako pilíře pro nový návrh TČ byly vybrány následující body:

- zdrojem tepla je vzduch;
- předávání tepla do vody;
- monoblok;
- pouze vnitřní jednotka;
- vytápění + ohřev TV;
- podobný zástavbový prostor jako plynový kotel;
- ekologické chladivo

5 Analýza stávajících technologií

5.1 Nabídka TČ na českém trhu

Pokud by se celková analýza zaměřila pouze na závěsná monobloková čerpadla vzduch/voda s nízkým výkonem a ekologickým chladivem, tak by se nedalo moc co analyzovat. Současný trh totiž často nabízí pouze produkty, které splňují jen některé předem stanovené body z kapitoly 4.

5.1.1 GeoTHERM

Společnost Vaillant, která na trhu působí od roku 1874, má za sebou již značné zkušenosti v oblasti topné, ventilační a klimatizační techniky. Proto není divu, že nedávno přidali do své nabídky i inovativní závěsné tepelné čerpadlo typu země/voda.

Na co výrobce převážně myslel je právě možnost přímého nahrazení za plynové kotle. TČ má totiž exaktně stejné zástavbové rozměry a opláštění jako plynové kotle v jejich nabídce.

Tento stroj (viz obrázek 5.1) je vhodný převážně pro nízkoenergetické domy, případně domy v kombinaci s jiným tepelným zdrojem. Protože se jedná o typ země/voda, má toto TČ omezené použití a jeho výsledná pořizovací cena vzroste o výkopové práce či provedení hloubkového vrtu. Nespornou výhodou je ovšem absence ventilátoru a výskyt kvalitního odhlučnění kompresoru, díky čemuž je mnohem tišší. Jako výparník je zde deskový výměník, který oproti lamelovému má mnohem menší rozměry, tudíž umožňuje TČ menší zástavbový prostor. Přepínáním třícestného ventilu je schopno ohřívat i TV. [30]

Tabulka 5.1 Technické parametry stroje GeoTHERM [30]

| parametr | jednotka | hodnota |
|----------------------------|----------|---------|
| výkon TČ (B0/W35) | W | 2460 |
| příkon kompresoru | W | 660 |
| chladivo | - | R410A |
| náplň | kg | 0,7 |
| hladina akustického výkonu | dB(A) | 41,1 |



Obrázek 5.1 Vaillant GeoTHERM [30]

5.1.2 Ambienta W

Toto zařízení od společnosti Jablotron LT s.r.o funguje pouze jako boiler na ohřev TV. Nicméně pro ohřev používá kromě elektrického topného tělesa i kompaktní tepelné čerpadlo vzduch/voda, které je součástí nádrže pro TV. Zároveň se jedná o monoblok, tudíž nepotřebuje propojení s venkovní jednotkou.

Ve výsledku se tento stroj docela přibližuje chtěné představě, nicméně značným problémem je skutečnost, že se nejedná o závěsné TČ. Fakt, že se jedná o tepelné čerpadlo s integrovanou nádrží na TV, může být výhodou i nevýhodou. V případě návržení do novostavby je tato celistvost nádrže s TČ jistě vhodná. Bohužel v případě, kdy je potřeba vyměnit právě starý plynový kotel za modernější alternativu, se vyměňuje pouze zdroj tepla, nikoli i celé nádrže na ohřev TV.

Posledním nevyhovujícím faktorem je použití chladiva R134a, které má vysokou hodnotu GWP. [31]

Tabulka 5.2 Technické parametry stroje Ambienta W [31]

| parametr | jednotka | hodnota |
|----------------------------|-------------------|---------|
| výkon TČ | W | 1179 |
| příkon kompresoru | W | 540 |
| výkon bivalentního zdroje | W | 2200 |
| chladivo | - | R134a |
| náplň | kg | 1,2 |
| hladina akustického výkonu | dB(A) | 53,6 |
| průtok vzduchu | m ³ /h | 450 |



Obrázek 5.2 Ambienta W [31]

5.1.3 Mini 5Ai

Zařízení, jenž se pravděpodobně nejvíce přibližuje představě o závěsném tepelném čerpadle, je Mini 5Ai společnost Hotjet s.r.o. Tato poměrně malá firma nacházející se nedaleko Ostravy v České republice má ve své nabídce právě závěsné TČ typu vzduch/voda s vytápěním i ohřevem TV. Jedná se o systém monoblok s pouze vnitřní jednotkou a závěsným přichycením na stěnu. Toto tepelné čerpadlo by mělo zvládnout vytápět dům s tepelnou ztrátou do 4 kW. Nevýhodou stroje je o trochu větší zástavbový prostor než u průměrných plynových kotlů [23].

Jako chladicí médium je použito R410A. To má sice výborné vlastnosti, nicméně jeho vysoké GWP způsobí v brzké době jeho následnou regulaci EU. Teplo je čerpáno rotačním kompresorem s invertorovou technologií [23].

Tabulka 5.3 Technické parametry stroje Mini 5Ai [23]

| parametr | jednotka | hodnota |
|---|-------------------|---------|
| výkon TČ (A7/W55) | W | 4340 |
| příkon kompresoru | W | 1020 |
| výkon bivalentního zdroje | W | 3000 |
| chladiivo | - | R410A |
| náplň | kg | 0,75 |
| hladina akustického tlaku (2 m od zdroje) | dB(A) | 42 |
| průtok vzduchu | m ³ /h | 450 |



Obrázek 5.3 Mini 5Ai [23]

5.2 Zhodnocení nabídky a výběr optimálního řešení

Po porovnání strojů bylo nutné vyřadit z výběru Geotherm, který sice splňuje předpoklady být závěsným tepelným čerpadlem, ovšem jeho využívání NPT ze země se nehodí například do bytů v centru měst a nutné výkopové práce znemožňují jednoduchou instalaci.

Ambienta W naopak není závěsným TČ a její výkon je příliš nízký. Nejvíce vyhovujícím řešením je Mini 5Ai firmy Hotjet s.r.o. S touto firmou je na základě domluvy zhotoven návrh TČ, které je inspirováno právě strojem Mini 5Ai.

6 Návrh závěsného tepelného čerpadla

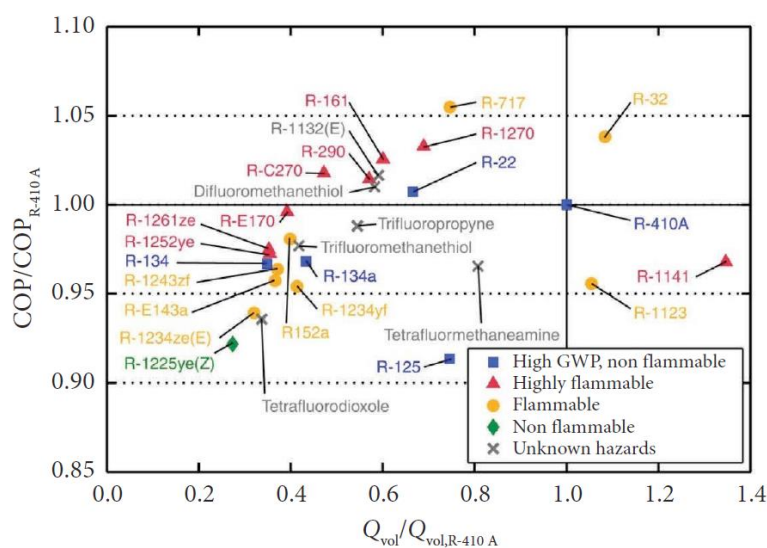
Na základě porovnání požadavků práce a analýzy TČ na trhu je nejvíce podobné závěsné TČ Mini 5Ai firmy Hotjet s.r.o. Tato firma na principu domluvy souhlasila se zhotovením návrhu nového TČ, které bude optimalizovanou paralelou Mini 5Ai.

6.1 Volba chladiva

Po zveřejnění nařízení EU 2024/573, které vchází v platnost od 1.1.2025, je nutné změnit současné chladivo R410A, které v budoucnu již nebude vyhovovat. Nařízení zakazuje od 1.1.2027 uvádět na trh stacionární samostatná TČ o maximálním jmenovitým výkonu 12 kW včetně, která obsahují fluorované skleníkové plyny s GWP nejméně 150 [29].

Tímto nařízením se nabídka použitelných chladiv významně omezuje. Z HFC chladiv již existuje pouze pár variant, které jsou zároveň směsí HC chladiv. Poté už se nabízí jen anorganická přírodní chladiva, nebo přírodní HC.

Užitečný při výběru chladiva může být obrázek 6.1, na kterém jsou znázorněna chladiva porovnaná s referenčním chladivem R410A. Posunutí chladiv vertikálně vůči referenčnímu chladivu srovnává jejich účinnost COP, zatímco horizontální posunutí značí poměr objemových kapacit. Nutno však zdůraznit, že hodnoty jsou vypočteny pomocí simulace, která předpokládala 100 % účinnost kompresoru a nulové tlakové ztráty v celém okruhu [32].



Obrázek 6.1 Porovnání COP a objemové kapacity chladiv vzhledem k referenčnímu chladivu R410A [32]

Velice populárním chladivem je v současné době R290 neboli propan. A to už jak svým nízkým GWP, tak dobrými termodynamickými vlastnostmi, jak je ostatně vidět na obrázku 6.1. Bohužel se klasifikuje do třídy A3, tedy vysoce hořlavých chladiv. Protože navrhované TČ má nahrazovat závěsný plynový kotel, tak spadá v rámci klasifikace umístění do třídy Ia (Strojní zařízení umístěné v obsazeném prostoru a v prostorech přístupné veřejnosti.). Podle normy ČSN EN 378-1+A1 (140647) u stroje klasifikovaného třídou Ia a třídou

hořlavosti 3 nesmí náplň chladiva přesáhnout 150 g (tato hodnota platí jen pro R290). V opačném případě jsou zapotřebí zaimplementovat bezpečnostní opatření [33].

Další možností je využití HFO chladiva R1234yf, které má rovněž nízké GWP. Ovšem na rozdíl od propanu patří do třídy hořlavosti 2L, na kterou se vztahují méně přísná pravidla ohledně bezpečnosti [33]. Bohužel tepelný výkon je horší než u ostatních chladiv [34].

Vhodnou alternativou by mohlo být chladivo R454C. Jedná se o směs chladiv R1234yf a R32 v poměru 78,5:21,5. Chladivo R32 má výborné termodynamické vlastnosti, ale již nevyhovující hodnotu GWP. V kombinaci s R1234yf je tedy vytvořeno chladivo splňující požadovanou hranici GWP spolu s dobrými termodynamickými vlastnostmi viz tabulka 6.1.

Tabulka 6.1 Vlastnosti chladiva R454C [35], [33]

| veličina | jednotka | hodnota |
|----------------------------|--------------------|---------|
| molekulární hmotnost | $g \cdot mol^{-1}$ | 90,78 |
| ASHRAE klasifikace | – | A2L |
| dolní mez hořlavosti – LFL | $kg \cdot m^{-3}$ | 0,239 |
| GWP | – | 146 |
| bod varu při 1atm | $^{\circ}C$ | -45,6 |
| kritická teplota | $^{\circ}C$ | 43,188 |
| kritický tlak | bar | 85,7 |

Jelikož R454C spadá do klasifikace A2L, je pořád nutné stanovit maximální možnou náplň. Podle ČSN EN 378-1+A1 (140647) je dovolené maximální množství chladiva R454C:

$${}^1m_{max} = 4 \cdot LFL \cdot 1,5 = 4 \cdot 0,239 \cdot 1,5 = 1,434 \text{ kg} \quad (6.1)$$

kde

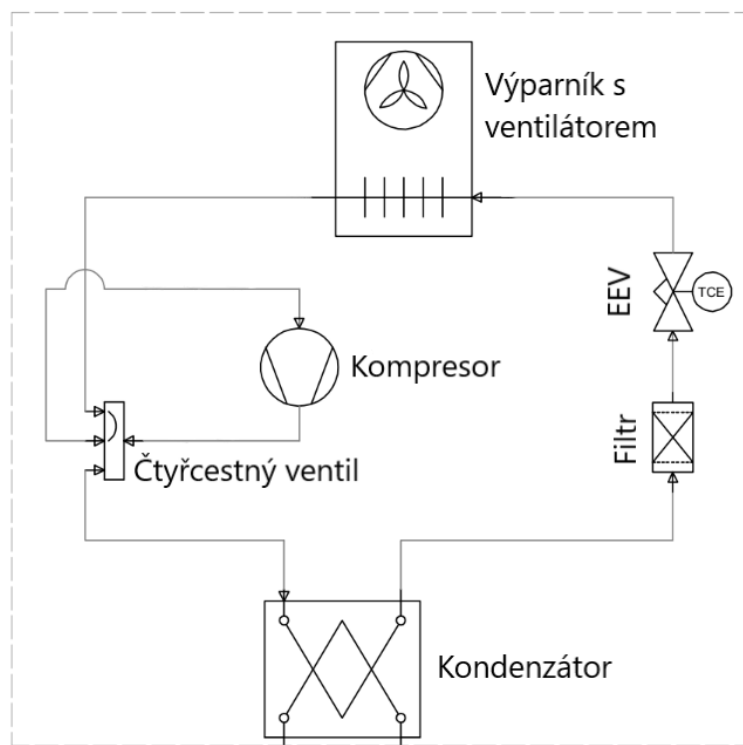
m_{max} maximální množství náplně [kg]
 LFL dolní mez hořlavosti [$kg \cdot m^{-3}$]

Současné Mini 5Ai je plněno 0,75 kg chladivem R410A. Lze tedy s jistotou říci, že obdobný systém s chladivem R454C nepřekročí hranici dovoleného množství náplně. Na základě analýzy chladiv je pro nový návrh zvoleno chladivo R454C.

6.2 Návrh chladivového oběhu a stanovení parametrů

Chladivový oběh se skládá ze čtyř hlavních komponent, kterými jsou kompresor, kondenzátor, EEV a výparník. Pro dostatečný přenos tepla je výparník doplněn o ventilátor. Kvůli možným nečistotám a vlhkosti je před EEV přidán také filtrdehydrátor. Způsob odtávání je řešen reverzací chodu, z tohoto důvodu je nutné přidat do oběhu i čtyřcestný ventil. Návrh rozložení komponent lze pozorovat na obrázku 6.2.

¹ Násobitel 4 je založen na náplni 150 g R290. Tato hodnota se uvažuje v m^3 .



Obrázek 6.2 Schéma zapojení komponentů, upraveno [23]

TČ musí být schopno nahradit plynový kotel, který je ve většině případů uzpůsoben na vytápění přes otopná tělesa. Ta bývají navržena na vyšší teplotu otopné vody, než například podlahové topení. Výkon takto malého čerpadla nemůže být kvůli rozměrům nijak vysoký.

Z těchto důvodů je TČ navrženo podle vstupních parametrů:

- teplota otopné vody 55° s teplotním spádem 10 K
- tepelná ztráta domu max. 5 kW, podle minimální výpočtové teploty -12 °C

6.3 Volba komponent

6.3.1 Kompresor

Způsob výběru kompresoru je poněkud nestandardní. Jelikož zadání udává pouze tepelnou ztrátu domu a teplotu otopné vody, je kompresor vybrán na základě ekvitermní křivky. Průběhy teplot jsou spočítány podle rovnic (6.2) a (6.3) a hodnoty jsou zobrazeny v tabulce 6.2 [36].

$$\Delta t = (t_{w1,max} - t_{w2,max}) \cdot \frac{t_e - t_i}{t_{e,min} - t_i} \quad (6.2)$$

$$t_m = t_i + \left(\frac{t_{w1,max} - t_{w2,max}}{2} - t_i \right) \cdot \left(\frac{t_e - t_i}{t_{e,min} - t_i} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6.3)$$

Kde

| | | |
|--------------|--|------|
| $t_{e,min}$ | minimální venkovní výpočtová teplota | [°C] |
| t_e | venkovní výpočtová teplota | [°C] |
| t_i | vnitřní výpočtová teplota | [°C] |
| $t_{w1,max}$ | maximální teplota přívodu otopné vody | [°C] |
| $t_{w2,max}$ | maximální teplota zpátečky otopné vody | [°C] |
| t_m | střední teplota otopné vody | [°C] |
| Δt | teplotní spád otopné vody | [K] |
| n | teplotní exponent soustavy | [-] |

Tepelnou ztrátu, kterou musí TČ při určitých teplotách dorovnat, lze následně zjistit z teplotního spádu otopné vody viz rovnice (6.4) a vypočtené hodnoty v tabulce 6.2.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta t}{\Delta t_{max}} \cdot \dot{Q}_{max} \quad (6.4)$$

kde

| | |
|------------------|--------------------------|
| Δt_{max} | maximální teplotní spád |
| \dot{Q}_{max} | maximální tepelná ztráta |
| \dot{Q} | tepelná ztráta |

Tabulka 6.2 Vybrané hodnoty ekvitermní křivky [36]

| | | Průběhy teplot [°C] | | | | | | | | | | | |
|----------------|--|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| t_e | | -12 | -9 | -6 | -3 | 0 | 2 | 3 | 6 | 7 | 9 | 12 | 15 |
| t_{w1} | | 55 | 52,3 | 49,6 | 46,9 | 44 | 42,1 | 41,1 | 38,1 | 37 | 34,9 | 31,6 | 28 |
| t_{w2} | | 45 | 43,3 | 41,5 | 39,7 | 37,8 | 36,5 | 35,8 | 33,7 | 33 | 31,5 | 29,1 | 26,4 |
| t_m | | 50 | 47,8 | 45,6 | 43,3 | 40,9 | 39,3 | 38,4 | 35,9 | 35 | 33,2 | 30,3 | 27,2 |
| Δt | | 10 | 9,1 | 8,1 | 7,2 | 6,3 | 5,6 | 5,3 | 4,4 | 4,1 | 3,4 | 2,5 | 1,6 |
| \dot{Q} [kW] | | 5 | 4,55 | 4,05 | 3,6 | 3,15 | 2,8 | 2,65 | 2,2 | 2,05 | 1,7 | 1,25 | 0,8 |

Na základě tepelných ztrát byl zvolen kompresor WHP05600VUK od výrobce Hitachi Higly viz obrázky 6.3. Jedná se o rotační kompresor s frekvenčním řízením otáček. Jako chladivo je

použito R454C, které vybranému kompresoru vyhovuje. Velkou výhodou je již zabudovaný odlučovač kapalného chladiva, který není již zapotřebí instalovat zvlášť do chladivového okruhu [37].

Základní parametry kompresoru z technické dokumentace [37]:

- rozsah frekvence kompresoru od 1000 do 7200 otáček za minutu
- jednofázové zapojení
- maximální kondenzační teplota až 75 °C
- minimální vypařovací teplota až -30 °C
- teplota ve výtlačném potrubí kompresoru nesmí být více jak 110 °C
- dopravní objem 14,1 ml/ot



Obrázek 6.3 Rotační kompresor WHP05600VUK od výrobce Hitachi Higly [38]

Pro výpočet parametrů kompresoru při daných podmínkách bylo potřeba předem zvolit některé hodnoty. Vypařovací teplota je uvažována o 10 K nižší než teplota okolního vzduchu, čímž bude dosaženo dostatečného teplotního spádu. Kondenzační teplota je o 8 K vyšší než požadovaná výstupní teplota otopné vody, kvůli vysoké účinnosti deskového výměníku. Podchlazení na kondenzátoru a přehřátí na výparníku chladiva se uvažuje 5 K, respektive 6 K. Účinnost rotačních kompresorů bývá obvykle okolo 70 % a proto se s touto hodnotou bude nadále uvažovat.

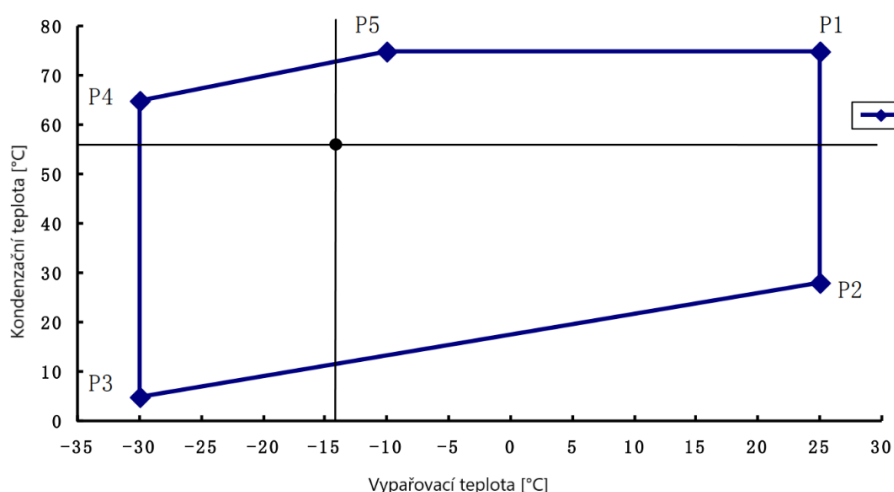
Vypočítané parametry vybraných bodů na základě ekvitermní křivky jsou vyobrazeny v tabulce 6.3. Při výpočtech byl použit program Microsoft Excel s instalovaným doplňkem Refprop.

Tabulka 6.3 Parametry kompresoru podle ekvitermní křivky

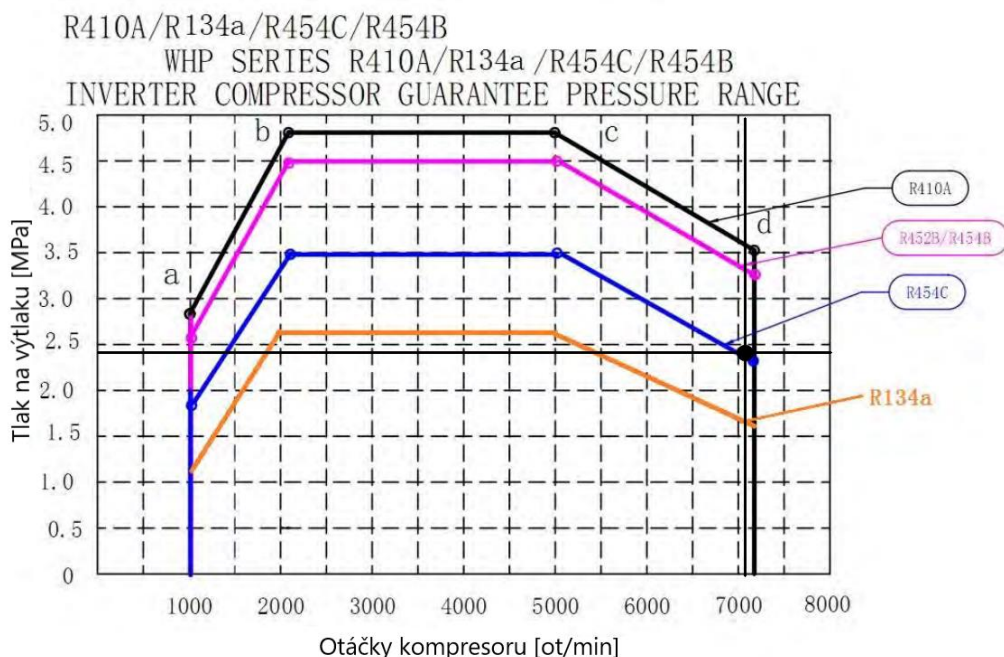
| Teplota okolí [°C] | Tlak na sání [MPa] | Teplota na výtlaku [°C] | Tlak na výtlaku [MPa] | Hmotnostní průtok [kg/s] | Otáčky kompresoru [ot/min] |
|--------------------|--------------------|-------------------------|-----------------------|--------------------------|----------------------------|
| 15 | 0,54 | 67,09 | 1,57 | 0,0042 | 774 |
| 13 | 0,50 | 70,9 | 1,66 | 0,0057 | 1139 |
| 9 | 0,44 | 78,27 | 1,84 | 0,0089 | 2019 |
| 7 | 0,41 | 83,05 | 1,98 | 0,0109 | 2623 |
| 6 | 0,40 | 83,54 | 1,98 | 0,0116 | 2902 |
| 3 | 0,36 | 88,57 | 2,12 | 0,0141 | 3886 |
| 2 | 0,34 | 90,25 | 2,17 | 0,0149 | 4255 |
| 0 | 0,32 | 93,51 | 2,26 | 0,0168 | 5145 |
| -3 | 0,29 | 98,46 | 2,41 | 0,0193 | 6564 |
| -4 | 0,28 | 100,04 | 2,45 | 0,0201 | 7095 |
| -5 | 0,27 | 101,63 | 2,50 | 0,0209 | 7659 |

Hodnoty z tabulky 6.3 ukazují, že kompresor je chopen regulací otáček, jejichž rozsah se pohybuje od 1000 do 7200 otáček za minutu, pokrýt ztráty domu (o výpočtové tepelné ztrátě 5 kW) od 13 do -4 °C. Průměrné teploty v topné sezóně se pohybují okolo $4-5$ °C. Tím lze tedy říci, že kompresor bude většinu času v topné sezóně pracovat ve svém frekvenčním rozsahu. To bude mít za následek menší cyklování stroje, což má pozitivní vliv na životnost kompresoru. Na obrázku 6.4 je znázorněn operační rozsah kondenzačních a vypařovacích teplot kompresoru společně s vyznačeným bodem pro podmínky A-4/W48. Stejným způsobem je vyznačen i bod na obrázku 6.5, kde se již nachází na hranici operačního tlaku.

Podle tabulky 6.3 lze pro tento případ také snadno určit bod bivalence, který se nachází mezi -4 a -5 °C. Následující komponenty budou dimenzovány pro bod bivalence, kdy kompresor pracuje na hraně své regulace.



Obrázek 6.4 Graf teplotní obálky kompresoru, upraveno [37]



Obrázek 6.5 Graf výtlačného tlaku v závislosti na otáčkách kompresoru, upraveno [37]

6.3.2 Návrh průměrů potrubí

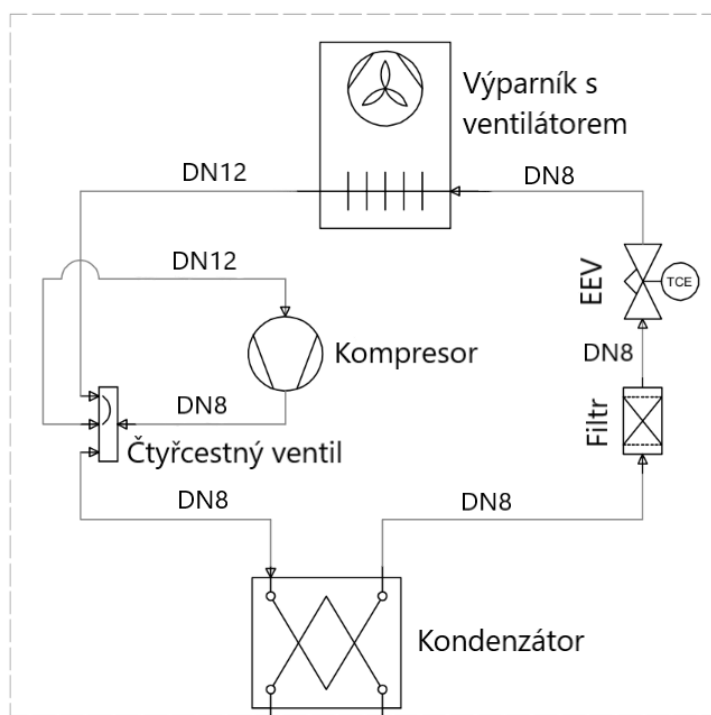
Průměry potrubí v celém chladicím zařízení je potřeba pečlivě zvolit. Se změnou průměru potrubí se mění zároveň i rychlost chladiva, která má významný vliv na celý systém. Příliš vysoká rychlost způsobuje zvýšenou hlučnost, zatímco moc nízká rychlost zapříčiní špatné vracení kompresorového oleje. U proudění kapalného chladiva se v případě používání On/Off solenoid ventilu řeší ještě kapalinové rázy, které můžou při vyšších rychlostech nastat.

Doporučené rychlosti chladiva v potrubí jsou:

- 4,5–20 m/s pro sací potrubí
- 10–18 m/s pro výtlačné potrubí
- Do 1,5 m/s pro kapalinové potrubí

V celém systému je použito měděné potrubí pájené tvrdou pájkou s příměsí 2 % stříbra, pokud se spojuje měď na měď. V případě spoje mosaz na měď nebo nerez na měď se musí použít stříbrná pájka AgSn s podílem stříbra alespoň 40 %.

Na obrázku 6.6 jsou vyznačeny navržené dimenze všech úseků. Tyto rozměry byly vypočteny v softwaru Coolselector2 od společnosti Danfoss. Všechny ostatní komponenty jsou navrženy tak, aby bylo nutné potrubí rozšířit nanejvýš o jednu rozměrovou třídu. Výtlačné potrubí je důležité patřičně zaizolovat kaučukovou izolací, aby docházelo k co nejmenším ztrátám. Stejně tak se doporučuje izolovat i části, kde bude chladivo proudit o teplotě nižší, než je rosný bod okolního vzduchu, aby nedocházelo ke kondenzaci.



Obrázek 6.6 Schéma zapojení komponentů s návrhem dimenzí trubek, upraveno [23]

6.3.3 Kondenzátor

Aby TČ dokázalo efektivně předat potřebné teplo do otopné vody je kondenzátor navržen na podmínky při bodu bivalence, kdy je tepelná ztráta domu největší. Na základě toho byl vybrán kondenzátor BX8THx24/1P od společnosti SWEP. Návrh byl proveden přes software SSP G8 rovněž od společnosti SWEP. Parametry kondenzátoru jsou vypsány v tabulce 6.4.

Tabulka 6.4 Parametry kondenzátoru BX8THx24/1P

| veličina | jednotka | hodnota | |
|-------------------|----------|--------------|-------------|
| výkon | W | 3938 | |
| počet desek | - | 24 | |
| materiál desek | - | nerez | |
| maximální tlak | bar | 48 | |
| strana výměníku | | R454C | voda |
| vstupní teplota | °C | 100 | 40,3 |
| výstupní teplota | °C | 44,64 | 47,8 |
| hmotnostní průtok | kg/s | 0,0201 | 0,1256 |
| tlaková ztráta | kPa | 2,94 | 25,9 |

Výměník měl v zadání přenést nejméně 3,75 kW tepelného výkonu, což odpovídá tepelné ztrátě domu při venkovní teplotě vzduchu -4 °C. Navržený kondenzátor dokáže přenést za těchto podmínek až 3938 W, čímž se stává lehce naddimenzovaným a podmínku tak splňuje. Takto silnější kondenzátor bude i výhodou při ohřevu TV, kdy bude požadována vyšší výstupní teplota z výměníku. Pro změnu režimu z vytápění na nahřívání bojleru bude

v sekundárním okruhu nainstalován trojcestný ventil společně s průtočným elektrokotlem, který bude fungovat jako bivalentní zdroj tepla.

6.3.4 Expanzní ventil

Úkolem expanzního ventilu je vstříknout do výparníku správné množství chladiva. Na základě velkého rozsahu vypařovacích teplot, při kterých je plánováno provozovat TČ, byl zvolen elektrický expanzní ventil ETS 6-14 viz obrázek 6.7 společnosti Danfoss. Výběr byl proveden pomocí programu Coolselector2 rovněž od společnosti Danfoss [39].

Jedná se o nerezový ventil s měděnými přípojkami o velikosti 7,94 mm v průměru. Je v rohovém provedení a vhodný pro obousměrný průtok. Regulování jehly je ovládáno krokovým motorem s permanentním magnetem, který je následně ovládán cívkou. Rozsah pracovních teplot se pohybuje od -30 do 70 °C a maximální provozní tlak je 47 bar. Široký regulační rozsah (od 0,9 do 5,8 kW) s dostatečně pokrývá oblast otáček kompresoru při zadaných podmínkách [39].



Obrázek 6.7 EEV ETS 6-14 [39]

6.3.5 Výparník

Výparník v závěsném TČ je poněkud specifický. Protože se jedná o kompletně vnitřní jednotku, je lamelový výměník společně s ventilátorem zasazen do speciální zatěsněné komory, kde je následně přivedeno sání a výfuk vzduchu. Komora se skládá ze dvou dílů, které jsou vytvořeny z extrudovaného polypropylenu neboli EPP. Tento materiál je pevný, odolný a výborný izolant, tudíž ve stroji nedochází k nechtěné kondenzaci vlhkosti od ochlazeného vzduchu v komoře. Pod výparníkem se nachází sběrná vana se zavedeným odvodem kondenzátu. Ve vaně je uložen topný kabel, který zabraňuje zamrzání odtávané nebo kondenzující vody.

Bohužel právě kvůli již vytvořeným formám na výrobu komory není možné zasahovat do vnějších rozměrů původně navrženého výparníku. Proto je nutné nejprve ověřit, zda původní výparník bude vyhovovat novým podmínkám. Současný výměník se skládá z měděných trubek a hliníkových lamel s přidanou hydrofobní vrstvou. Lamely jsou zároveň žaluziového typu pro efektivnější přenos tepla. Podmínky pro výparník jsou:

- požadovaný výkon 2,17 kW;
- venkovní teplota -4 °C;
- vypařovací teplota -14 °C;
- kondenzační teplota 55,8 °C.

Ověření výparníku proběhlo v programu eGenius od společnosti LU-VE. Vypočtené parametry se nacházejí v tabulce 6.5.

Tabulka 6.5 Parametry výparníku Mini 5Ai [23]

| veličina | jednotka | hodnota |
|-----------------------------------|-------------------|------------|
| rozměry | mm | 385x440x63 |
| průtok vzduchu | m ³ /h | 500 |
| přenesený výkon | kW | 2,44 |
| výstupní teplota vzduchu | °C | -14,9 |
| tlaková ztráta na straně vzduchu | Pa | 18,6 |
| tlaková ztráta na straně chladiva | Pa | 21,6 |
| hmotnostní průtok chladiva | kg/s | 0,0226 |

Po ověření hodnot bylo zjištěno, že původní výparník bude z hlediska přenášeného výkonu vyhovovat, bude-li zachován průtok vzduchu minimálně 500 m³/h. Vypočtená výstupní teplota vzduchu je nižší než vypařovací. V důsledku teplotního skluzu chladiva R454C, který činí cca 7 K.

Současný stroj se bohužel potýká s problémy, jelikož výparník za určitých podmínek reálně není schopen přenášet dostatečný výkon. Zároveň často dochází k zamrzání vany pro odvod kondenzátu i při instalovaném topném kabelu. Ve výparníkové komoře se nachází kromě výparníku i ventilátor, který při vyšších otáčkách zvyšuje zároveň i svou hlučnost. Hluk od ventilátoru bývá obecně těžko eliminován, jelikož ho není možné odhlučnit izolací. A protože se jedná o vnitřní jednotku, tak požadavky na hluk jsou ještě o to důležitější. Optimalizace celé komory by mohla mít za následek pozitivní dopad na mnoho aspektů, jako například hluk ventilátoru, efektivita výparníku nebo lepší odtávání. Bližší pohled na celý tento problém se nachází v kapitole 7.

6.3.6 Ventilátor

U ventilátoru platí stejná podmínka jako u výparníku, tedy že nelze upravovat rozměry. Proto je do návrhu použit původní model BL-B250B-EC-07 viz obrázek 6.8 společnosti Blauberg Motoren. Jedná se o EC radiální ventilátor s řízený PWM signálem nebo napájením 0–10 V [40]. V TČ je navržen radiální ventilátor právě protože lépe překonává tlakové ztráty a je kompaktnější. Nevýhodou je poté cena a neumožnění obousměrného proudění. Další parametry jsou vypsány v tabulce 6.6.

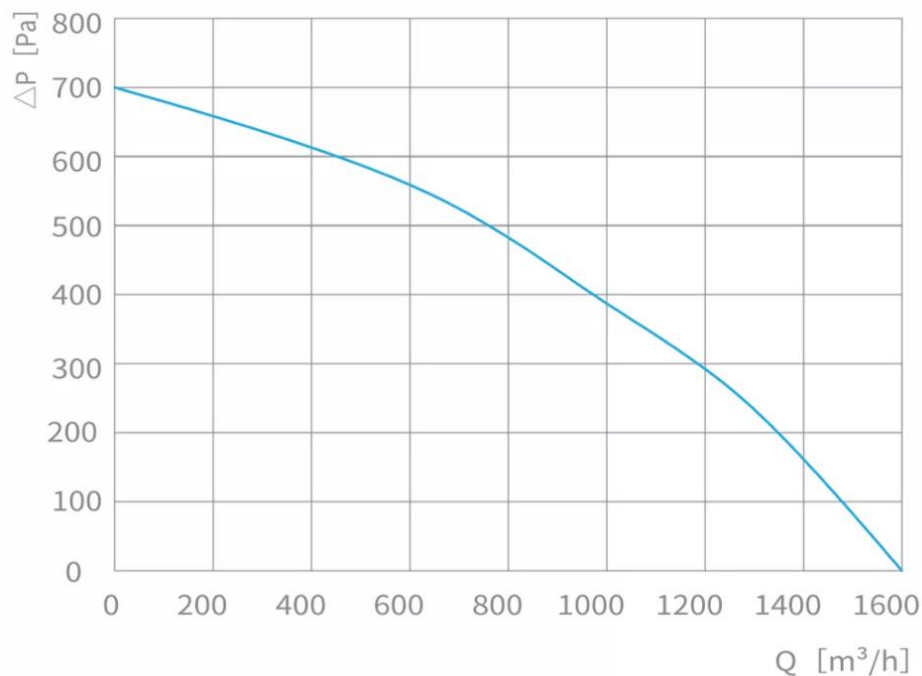
Tabulka 6.6 Parametry ventilátoru BL-B250B-EC-07 [40]

| veličina | jednotka | hodnota |
|---------------------------|-------------------|---------|
| otáčky | ot/min | 2700 |
| průtok vzduchu | m ³ /h | 1600 |
| maximální příkon | W | 230 |
| hladina akustického tlaku | dB(A) | 71 |
| min. provozní teplota | °C | -25 |
| max. provozní teplota | °C | 60 |
| vnější průměr kola | mm | 250 |



Obrázek 6.8 Ventilátor BL-B250B-EC-07 [40]

Potřebný průtok $500 \text{ m}^3/\text{h}$ je zhruba třetinový výkon ventilátoru, který má až průtok $1600 \text{ m}^3/\text{h}$ za předpokladu nulové tlakové diference. I když se může zdát, že je ventilátor zbytečně předimenzovaný, tak je nutné připomenout, že při maximálních otáčkách se hladina akustického tlaku pohybuje okolo 71 dB(A) . Což je pro TČ naprosto nevyhovující a je nutné ventilátor provozovat pouze při nižších otáčkách. Charakteristika ventilátoru je znázorněna na obrázku 6.9



Obrázek 6.9 Charakteristika radiálního ventilátoru BL-B250B-EC-07 [40]

6.3.7 Čtyřcestný ventil

Aby TČ bylo schopno reverzace chodu je zapotřebí čtyřcestného ventilu. Vzhledem k nízkému výkonu TČ byl zvolen nejmenší model čtyřcestného ventilu od společnosti Danfoss viz obrázek 6.10. Jedná se o model STF-H0167 v provedení typu A, což umožňuje jednoduše pájet všechny potrubí z jedné strany a vyžaduje méně prostoru na umístění. Detailnější specifikace jsou zobrazeny v tabulce 6.7 [41].

Tabulka 6.7 Parametry čtyřcestného ventilu od společnosti Danfoss [41]

| veličina | jednotka | hodnota |
|--|----------|---------|
| maximální teplota média | °C | 130 |
| minimální teplota média | °C | -30 |
| maximální provozní tlak | bar | 31 |
| velikost připojení k výtlaku kompresoru | mm | 7,93 |
| velikost připojení k výparníku a sání kompresoru | mm | 9,52 |



Obrázek 6.10 Čtyřcestný ventil od společnosti Danfoss [41]

6.3.8 Filtrdehydrátor

Filtrdehydrátor slouží v oběhu jako ochrana před nečistotami a pohlcuje nežádoucí zbytkovou vlhkost. Důležitou podmínkou pro výběr je bi-flow neboli obousměrné proudění filtrem, kvůli reverzaci chladivového oběhu. Při výběru vhodného filtru byl použit software společnosti Danfoss Coolselect2. Softwarem byl vybrán model DBM 083S viz obrázek 6.11. Jedná se o nerozebíratelný filtr s měděnými vývody pro pájení a rozměrem 10 mm. Čistý objem činí 0,128 l, pracovní rozsah teplot je od -40 do 70 °C a maximální provozní tlak 46 bar [42].



Obrázek 6.11 Filtrdehydrátor od společnosti Danfoss [42]

6.4 Výpočet orientačního COP

Topný faktor je důležitou veličinou, který určuje poměr mezi získanou a vynaloženou energií. Podrobnější popis viz kapitola 2.3.1. Standardně se COP počítá při normovaných kombinacích teploty venkovního vzduchu a topné vody na výstupu z TČ [7]. Z tohoto důvodu bude v rámci návrhu stanoveno orientační COP za vybraných podmínek viz (6.5). Tyto COP hodnoty jsou velice zjednodušené, jelikož ke kompresoru chybí důležité parametry jako například kompresorová účinnost.

$$COP = \left| \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_k} \right| \quad (6.5)$$

kde

| | | |
|-------------|--------------------|-----|
| COP | topný faktor | [-] |
| \dot{Q}_o | výkon kondenzátoru | [W] |
| \dot{Q}_k | příkon kompresoru | [W] |

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_3) \quad (6.6)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{ch} \cdot (h_1 - h_2) \quad (6.7)$$

kde

| | | |
|----------------|---|--------|
| \dot{m}_{ch} | hmotnostní průtok chladiva | [kg/s] |
| h_1 | entalpie chladiva na sání kompresoru | [J/kg] |
| h_2 | entalpie chladiva na výtlaku kompresoru | [J/kg] |
| h_3 | entalpie chladiva na výstupu z kondenzátoru | [J/kg] |

Hodnoty entalpií a hustoty, které vstupují do rovnic (6.6), (6.7) a (6.8) byly zjištěny v excelu pomocí doplňku Refprop. Otáčky kompresoru byly zvoleny na základě maximální dovolené

hodnoty, případně omezené v závislosti na maximálním přípustném kondenzačním tlaku. Výsledné orientační COP spolu s mezivýsledky je znázorněno v tabulce 6.8.

$$\dot{m}_{ch} = \rho_{ch} \cdot \dot{V}_{ch} = \rho_{ch} \cdot n_k \cdot \dot{V}_d \quad (6.8)$$

kde

| | | |
|----------------|---|-----------------------|
| ρ_{ch} | hustota chladiva na sání kompresoru | [kg/m ³] |
| \dot{V}_{ch} | objemový průtok chladiva na sání kompresoru | [m ³ /s] |
| n_k | otáčky kompresoru | [s ⁻¹] |
| \dot{V}_d | dopravní objem kompresoru | [cm ³ /ot] |

Tabulka 6.8 Hodnoty orientačního COP

| teplota vzduchu [°C] | teplota vody [°C] | otáčky kompresoru [ot/min] | výkon kondenzátoru [kW] | příkon kompresoru [kW] | COP [-] |
|-------------------------|----------------------|-------------------------------|----------------------------|---------------------------|------------|
| 7 | 55 | 6000 | 4,27 | -1,64 | 2,61 |
| 7 | 35 | 7200 | 5,71 | -1,53 | 3,72 |
| 2 | 55 | 6000 | 3,67 | -1,51 | 2,43 |
| 2 | 35 | 7200 | 4,89 | -1,45 | 3,38 |
| -7 | 55 | 6000 | 2,76 | -1,28 | 2,15 |
| -7 | 35 | 7200 | 3,66 | -1,26 | 2,89 |

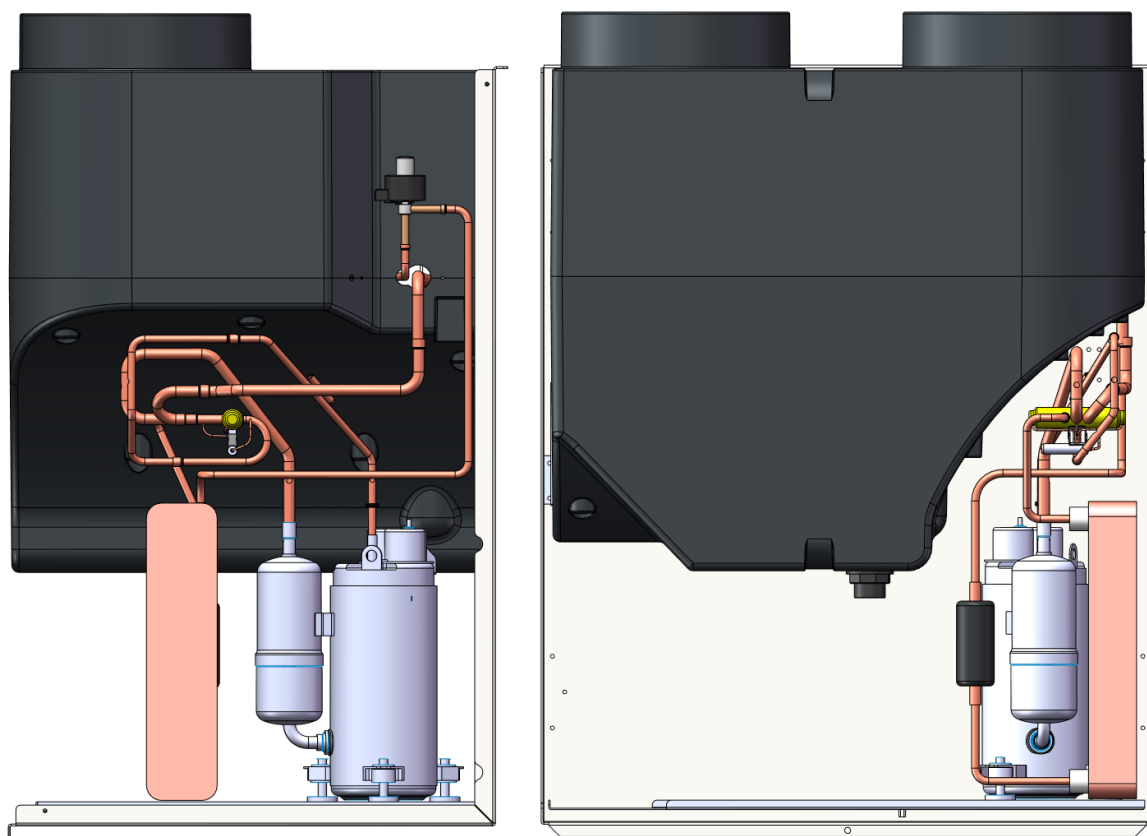
6.5 Návrh rozložení komponent

Jelikož v novém návrhu TČ byly zvoleny zcela nové komponenty, je potřeba navrhnout také nové uspořádání. Kvůli výparníkové komoře, která je neměnná a její půdorys je téměř totožný s půdorysem TČ, není možné změnit hloubku ani šířku stroje. Výšku zase omezuje kompresor, který má podobnou výšku jako ten původní. Tím pádem celkové rozměry TČ nelze změnit.

Největší rozměrovou změnou prošel kondenzátor, který je znatelně menší než původní. Nový výměník je schopen uvolnit dost místa, které může sloužit buď pro lepší manipulaci s komponenty při servisu, nebo lze do stroje přidat nové komponenty ze strany hydroniky, které by produkt ještě víc zatraaktivnily. Například se může jednat o bezpečnostní prvky, jako je expanzní nádoba nebo pojišťovací ventil, které momentálně nejsou součástí TČ, ale jejich instalace do topného systému je povinná.

Návrh nezahrnuje měřicí prvky jako například teplotní a tlaková čidla, presostaty nebo servisní ventilký, nicméně předpokládá se jejich přítomnost. Návrh rozložení komponent je znázorněn na obrázku 6.12. Potrubí napojeno do čtyřcestného ventilu tvoří každé minimálně jednu smyčku ve tvaru „U“. Tyto zákruty v potrubí sice zvyšují tlakové ztráty a tím pádem i zhorší účinnost COP, nicméně v praxi jsou tyto smyčky nezbytné zejména u trubek napojených na kompresor. Potrubí totiž efektivně přenáší vibrace od kompresoru

do ostatních komponent, které již nemusí být tak dobře izolované proti vibracím jako právě kompresor. Smyčky u potrubí působí částečně jako pružina, která vibrační energii disipuje.



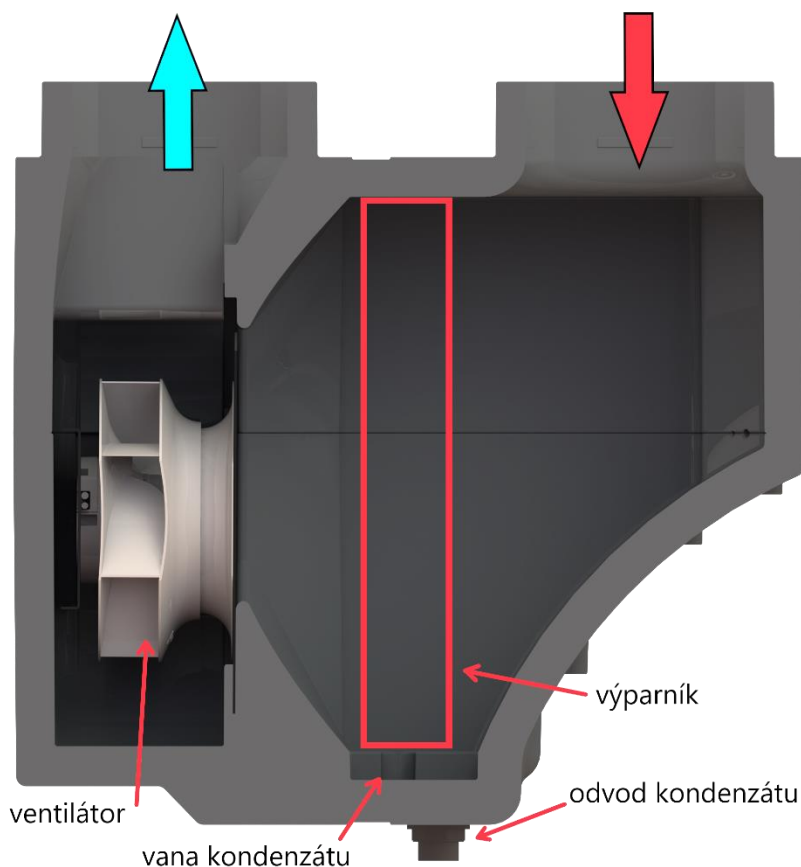
Obrázek 6.12 Návrh rozmístění komponent závěsného TČ

7 Výparníková komora

Tato kapitola se zabývá detailnějším rozbořem a analýzou výparníkové komory, která musí být součástí nového návrhu TČ.

7.1 Záměr a stav situace

Účelem je analyzovat proudění výparníkovou komorou skrze výparník a následně určit místa pro vylepšení. Jelikož se jedná o vnitřní TČ vzduch/voda, musí být do stroje přiváděn a odváděn vzduch pomocí vzduchovodů. Takto přivedený vzduch prochází skrze výparník, který je součástí vzduchotěsné obálky viz obrázek 7.1. Stroj se současně potýká s problémem přenesení dostatečného výkonu výparníkem, zejména při nižších teplotách vzduchu okolí, kdy na efektivitu začíná mít vliv také defrost.



Obrázek 7.1 Řez výparníkovou komorou

Zvýšení výkonu by bylo možné například zvětšením výparníkové komory. Nicméně v současném stroji je výparníková komora vytvořena ze dvou dílů EPP. Změna těchto dílů, respektive forem, ze kterých se tyto díly vyrábí, by byla finančně velmi náročná, a proto optimalizace výkonu změnou komory nepřipadá v úvahu.

Proto tedy bylo přistoupeno k vytvoření CFD simulace za účelem analyzovat proudění v komoře a porozumět jejímu chování. EPP komora je totiž neprůhledná a téměř vzduchotěsná, není tedy možné snadno pozorovat ani měřit proudění ve kterémkoli místě.

7.2 Simulace proudění vzduchu výparníkovou komorou

7.2.1 Podmínky simulace

Pro zjednodušení se v rámci simulace neuvažuje o odebrání tepla ze vzduchu výparníkem. Kvůli příliš složité geometrii se proudění týká pouze části od vstupu vzduchu do komory až po vstup vzduchu do ventilátoru. Stejně tak se neuvažuje o potrubí, které vede k výparníku společně s distributorem. Celá CFD simulace je provedena v programu Star CCM+.

7.2.2 Vstupní hodnoty

Před řešením samotné simulace bylo zapotřebí určit reálné průtoky vzduchu, které komorou proudí. Ty byly určeny pomocí zjednodušeného experimentu, kdy se měřila výparníková komora mimo TČ s odpojeným potrubím od distributoru a výstupu výparníku. Měření probíhalo v uzavřené místnosti při teplotě vzduchu 22,2 °C a relativní vlhkosti 33 %. Tyto hodnoty neodpovídají bohužel standardním podmínkám TČ, proto je potřeba předpokládat, že při reálných podmínkách se může proudění mírně lišit. Stejně tak v simulaci nelze počítat s kondenzací vlhkosti nebo námrazou.

Zjištěný průtok byl vypočten na základě rychlosti, která se měřila na vstupu do výparníkové komory. Aby byl proud vzduchu co nejvíce rovnoměrný, bylo přidáno na vstup výparníku spiro potrubí o průměru 250 mm. Při měření byl použit termický anemometr 405i od společnosti Testo, který se prostrčil otvorem ve spiro potrubí zhruba do středu proudu viz obrázek 7.2 [43].



Obrázek 7.2 Měření průtoku výparníkové komory

Celkově se měřily průtoky pro 7 variant výkonu ventilátoru. Ventilátor byl regulován napájením 1–10 V softwarem ACS tool. Měření každé varianty trvalo 30 sekund, přičemž získaná hodnota rychlosti proudění je průměrem měřených hodnot, zaznamenávaných s frekvencí 1 Hz. Celé měření bylo provedeno třikrát a výsledná rychlost proudění byla stanovena jako průměrná hodnota z provedených pokusů. Zjištěné hodnoty jsou znázorněny v tabulce 7.1

Tabulka 7.1 Naměřené a spočítané hodnoty na vstupu do komory

| výkon ventilátoru | rychlost na sání | | | | Průtok | |
|----------------------|------------------|---------|---------|--------|---------------------|--------|
| | 1. měř. | 2. měř. | 3. měř. | průměr | [m ³ /h] | [kg/s] |
| [%] | [m/s] | [m/s] | [m/s] | [m/s] | | |
| 10 | 1,66 | 1,67 | 1,65 | 1,66 | 293,2 | 0,0956 |
| 20 | 1,76 | 1,76 | 1,71 | 1,74 | 307,92 | 0,1004 |
| 30 | 2,26 | 2,23 | 2,24 | 2,24 | 396,23 | 0,1292 |
| 40 | 3,29 | 3,28 | 3,25 | 3,27 | 578,15 | 0,1885 |
| 50 | 4,6 | 4,49 | 4,51 | 4,53 | 800,7 | 0,2610 |
| 60 | 5,86 | 5,88 | 5,82 | 5,85 | 1033,8 | 0,3371 |
| 70 | 7,31 | 7,31 | 7,3 | 7,31 | 1290,5 | 0,4208 |

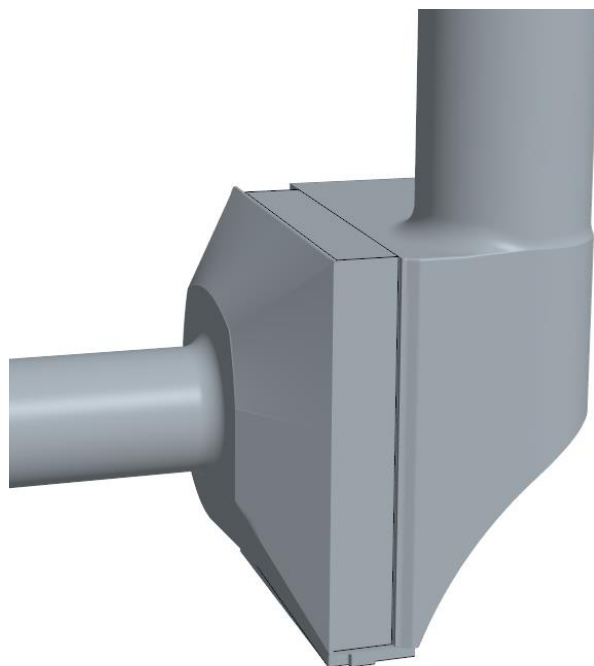
7.2.3 Popis geometrie

Geometrie byla vytvořena ze dvou částí. První část představuje vnitřní objem výparníkové komory a tedy prostor, kudy proudí vzduch. Od této části je odstraněn prostor, kde se má nacházet ventilátor z důvodu příliš složité geometrie. Místo toho je sání ventilátoru nahrazeno potrubím pro urovnání proudění a eliminaci výpočetní nestability. Stejně tak je pomyslné potrubí přidáno také na vstup výparníkové komory.

Druhá část poté představuje výparník, který je vložen do vnitřního objemu komory. Model výparníku by byl pro výpočet simulace příliš složitý. Je tudíž nahrazen jednoduchým kvádrem o stejných rozměrech ale vlastnostmi porézního média. Tato metoda, kdy je tepelný výměník nahrazen porézní oblastí, se použila již v několika studiích, které ji shledaly jako vyhovující pro tyto účely viz [44], [45] a [46].

Na základě zjištěných hodnot z programu eGenius, jako je tlaková ztráta a čelní rychlost na vstupu výparníku, byly zjištěny koeficienty setrvačného odporu a viskózního odporu. Tyto hodnoty jsou klíčové pro správné nastavení výparníku. Jako další bylo třeba stanovit podíl porozity v oblasti, která byla spočítána z parametrů výparníku. Porozita byla vypočtena na 89,07 %

Geometrie byla dále zjednodušena o další různé detaily jako je výčnělek vzniklý dělicí rovinou forem nebo boky výparníku, kde vyčnívají například kolínka trubek nebo kapiláry. Tyto místa jsou stejně zakryty lemy plechu výparníku, tudíž by v těchto místech k žádnému proudění nedocházelo. Výslednou geometrii lze vidět na obrázku 7.3.



Obrázek 7.3 Geometrie výparníkové komory

7.2.4 Okrajové podmínky

Pro správnou tvorbu výpočetní sítě a následného nastavení charakteru proudění, byly zvoleny následující okrajové podmínky:

- „mass flow inlet“ na vstup ventilátoru
- „pressure outlet“ na vstup vzduchu do komory
- „wall“ na všech ostatních plochách

Vzhledem k tomu, že se jedná o geometrii se dvěma díly (vnitřní objem komory a výparník), bylo nutné nastavit mezi nimi vzájemnou komunikaci neboli „interface“. Ten byl vytvořen na místech, kde bude procházet vzduch. Tedy na přední, zadní a spodní straně výparníku. Vnitřní objem komory byl označen jako oblast tekutiny (fluid region), zatímco výparník je nahrazen porézním médiem (porous region). Na „mass flow inlet“ byl přednastaven průtok v závislosti na zkoumané variantě výkonu ventilátoru.

7.2.5 Výpočtová síť

Z modelu byla následně vytvořena výpočetní síť, která rozděluje model na konečný počet buněk. V buňkách jsou poté prováděny iterační výpočty. Nejprve je potřeba vytvořit síť povrchovou, od které se dále odvíjí objemová síť.

Pro vytvoření sítě byly použity následující modely:

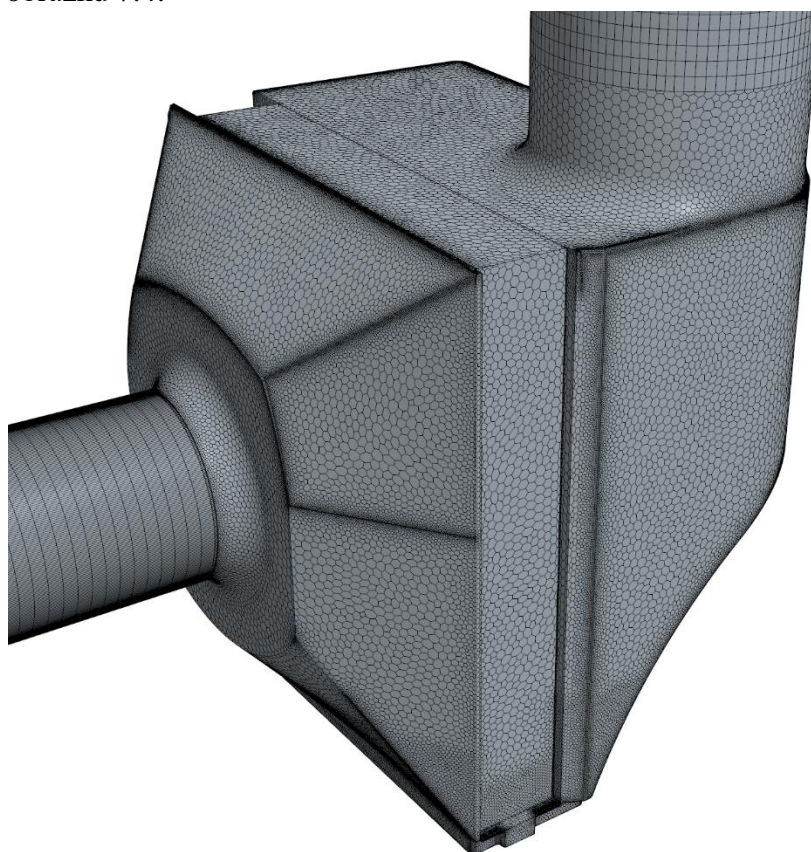
- „surface remesher“ pro tvorbu povrchové sítě
- „polyhedral mesher“ pro tvorbu objemové sítě pomocí mnohostěnných buněk
- „prism layer mesher“ pro tvorbu přístěnné mezní vrstvy
- „extruder“ pro dodatečné protažení vstupu, aby se eliminovaly výpočetní nestability

Základní parametry pro tvorbu sítě jsou následující:

- základní velikost buňky: 1 mm
- počet přístěnných mezních vrstev: 3
- růst povrchových buněk: 1,2
- minimální velikost povrchových buněk: 10 %
- maximální velikost povrchových buněk: 100 %
- celková tloušťka mezní vrstvy: 33,3 %

Dále bylo v oblasti kolem vany vytvořeno speciální rozhraní, kdy se základní velikost buňky nastavila na 40 % své původní velikosti. Důvodem požadované jemnější sítě v této oblasti jsou předpokládané vyšší rychlosti.

Celkově byla vytvořena objemová síť, která obsahovala ve výparníku a ve vnitřním objemu komory 202582 buněk, respektive 1348891 buněk. Výsledná objemová síť je zobrazena na obrázku 7.4.



Obrázek 7.4 Výpočetní síť výparníkové komory

7.2.6 Nastavení fyzikálních parametrů

Dalším důležitým aspektem pro kvalitní simulaci je vhodná volba výpočetních modelů tekutiny, v tomto případě vzduchu. Pro daný problém byly zvoleny následující modely:

- „three dimensional“ řešení probíhá v trojrozměrném prostoru
- „gas“ předpokládá vlastnosti plynu (vzduchu)
- „constant density“ předpokládá konstantní hustotu
- „all y+ wall treatment“ upravuje simulaci v blízkosti stěn
- „implicit unsteady“ počítá s nestacionárním prouděním
- „K-Omega turbulence“ jeden z modelů, který řeší turbulentní proudění
- „SST (Menter) K-Omega“ upřesňující nastavení turbulentního modelu
- „segregated flow“ počítá s rozděleným prouděním
- „solution interpolation“ interpolace řešení mezi buňkami
- „Reynolds-avg. Navies-St.“ aproximované řešení Navier-Stokesovy rovnice
- „adaptive time-step“ umožňuje vlastní nastavení časového kroku

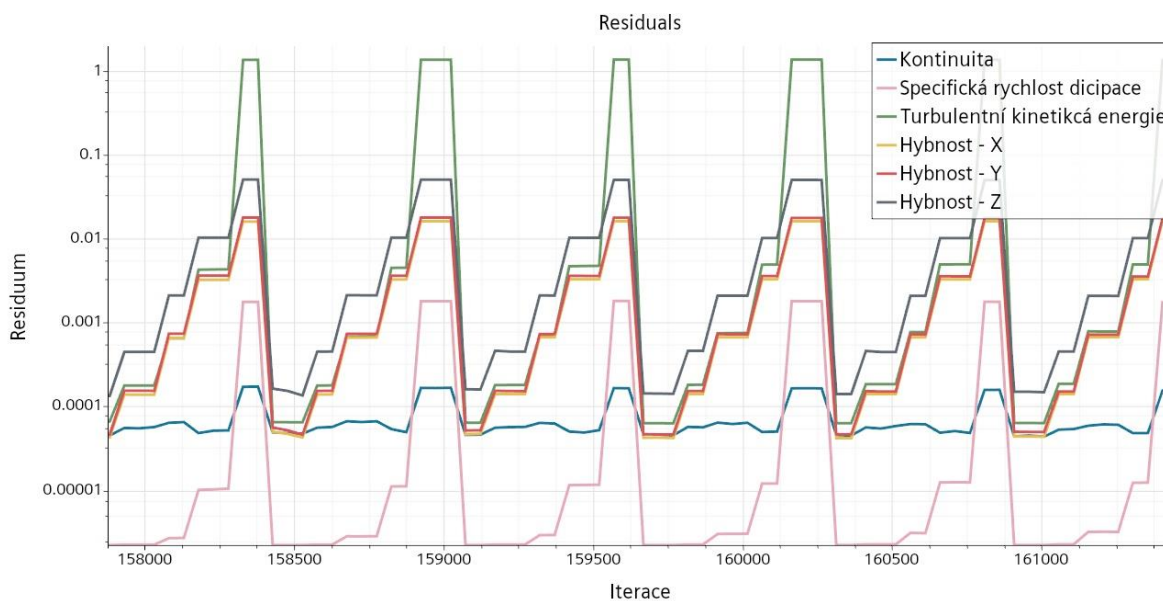
Referenční hodnoty prostředí:

- teplota vzduchu: 22,2 °C
- referenční tlak: 101325 Pa
- hustota vzduchu: 1,18415 kg/m³
- dynamická viskozita: 1,85508 · 10⁻⁵ Pa · s
- intenzita turbulencí: 0,01
- rozsah rychlosti turbulence: 1 m/s
- poměr viskozity turbulence: 10
- rychlost: 0 m/s (ta je nastavena přímo na dané oblasti)

Hodnoty na jednotlivých okrajových podmínkách a rozhraních byly ponechány původní, až na oblast vstupu do ventilátoru, kde je nastaven „mass flow inlet“. Zde byl upraven hmotnostní průtok na základě zrovna počítané varianty viz tabulka 7.1. Aby byl zachován správný směr proudu, průtok je nutné uvést v záporné hodnotě.

7.2.7 Výsledky simulace

Po nastavení výpočetní sítě, okrajových podmínek a vlastností média byla spuštěna simulace u všech 7 variant. Každá simulace byla spočítána na 200000 iterací. Po ukončení simulace většina residuí klesla až pod hodnotu 10⁻⁴. Residua, jako například turbulentní kinetická energie nebo hybnost – Y, sice oscillovaly až k hodnotě 1, ale žádná z nich nedivergovala. To může být ovlivněno především rychlostí proudění, jelikož varianty s nižšími průtoky měly vykreslená residua mnohem níže. Výsledky budou prezentovány na variantě s výkonem ventilátoru 40 %, protože se jedná o střední hodnotu zkoumaných průtoků. Vybraný úsek průběhu residuí je znázorněn na obrázku 7.5.



Obrázek 7.5 Vybraný úsek průběhu residuí

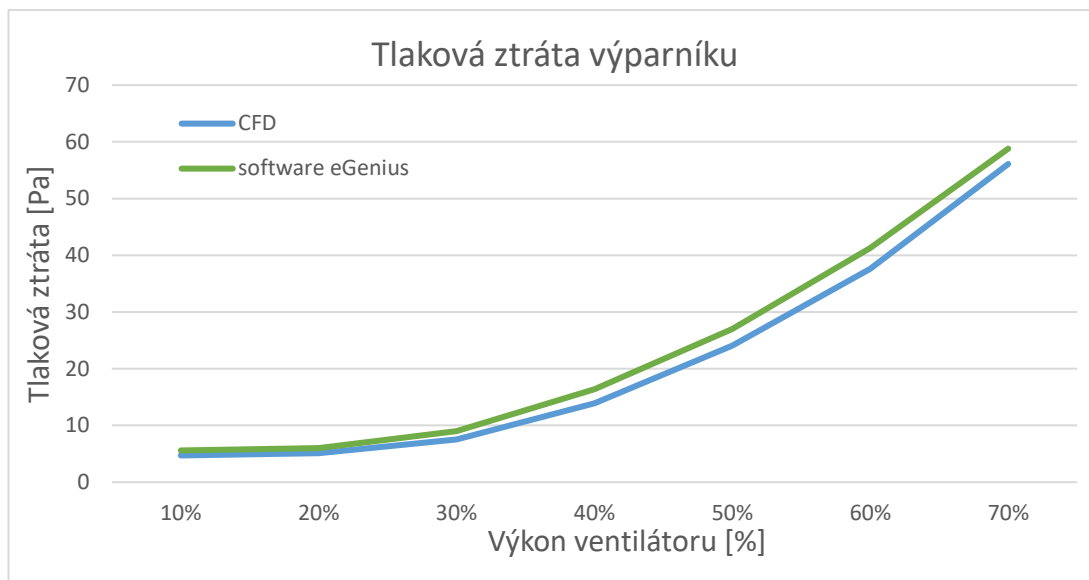
Během simulace byly pozorovány veličiny jako je rychlost, tlak anebo průtok. Jelikož se ale jedná o silně nestacionární proudění, výsledky bylo nutné pozorovat v určitém časovém horizontu a následně zprůměrovat danou hodnotu. Celková simulace byla počítána pro časový úsek 1,3 s, kdy sledování dané veličiny trvalo pouze 0,5 s. Začátek pozorování veličin nastal až od 0,8 s, kdy se předpokládala v simulaci již ustálená oscilace hodnot. Příklad oscilace hodnot lze pozorovat v obrázku 7.6



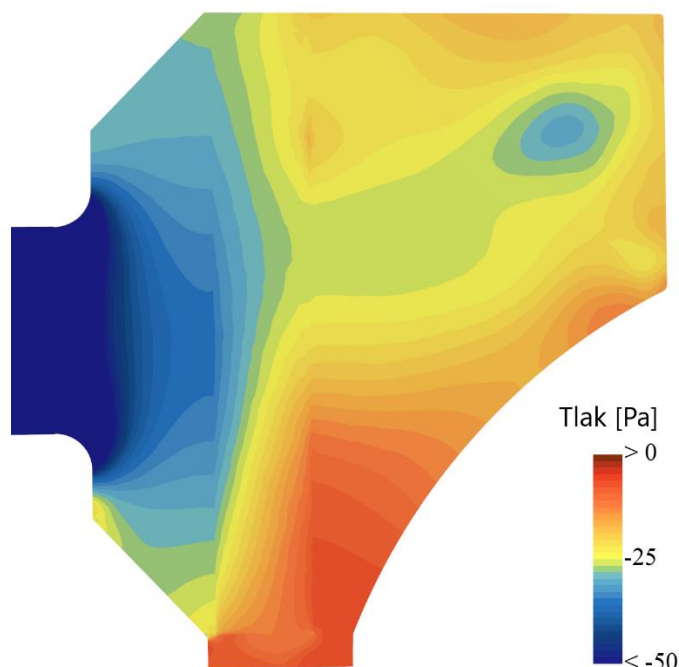
Obrázek 7.6 Oscilace tlakové ztráty výparníku v čase

Jako první bylo ověřeno, zda porézní médium dokáže nahradit vlastnosti reálného výparníku. Na přední a zadní straně porézní oblasti byly stanoveny hodnoty tlaku. Po vzájemném odečtení byly získány hodnoty výsledné tlakové ztráty, které byly porovnány s hodnotami tlakových ztrát vypočtených v návrhovém softwaru eGenius při zadaných stejných hmotnostních průtocích na vstupu do komory. Porovnání tlakových ztrát je znázorněno v obrázku 7.7, ze kterého je patrné shodné chování simulovaných a skutečných

tlakových ztrát. Lze pozorovat, že hodnoty CFD simulace s rostoucím výkonem ventilátoru klesají. To může být způsobeno prostorem pod výparníkem, kde je umístěna vana kondenzátu. Zde se nachází prostor, kudy může docházet k obtékání vzduchu okolo výparníku, což může mít za následek jeho sníženou tlakovou ztrátu. Vývoj tlakového pole v komoře je znázorněn na obrázku 7.8.



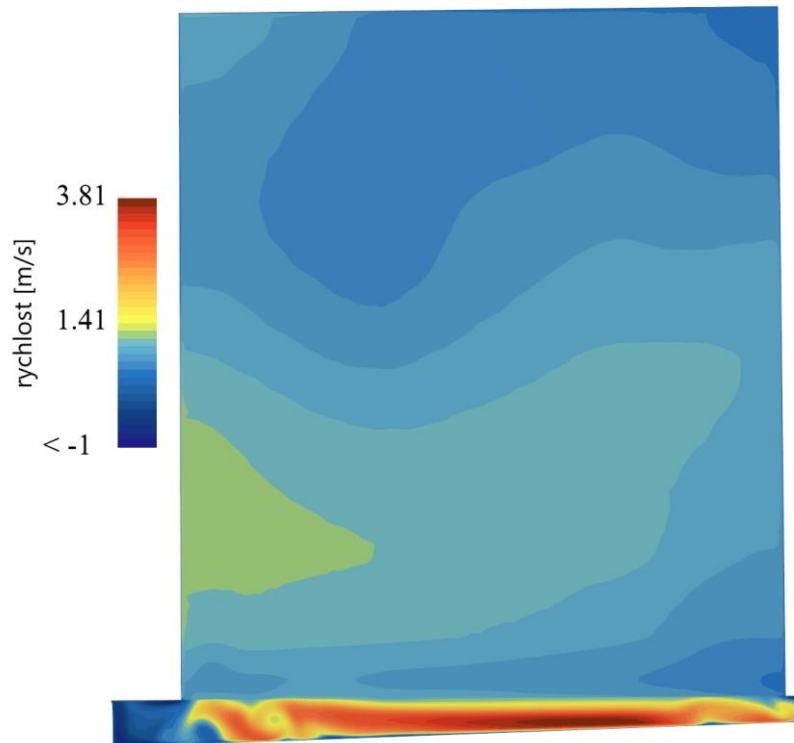
Obrázek 7.7 Porovnání tlakových ztrát výparníku



Obrázek 7.8 Tlakové pole v příčném svislém řezu vůči výparníku

Pro ověření obav z obtékání vzduchu bylo vytvořeno rychlostní pole ve svislém příčném řezu výparníku, kde byla zpozorována zvýšená rychlost proudění viz obrázek 7.9.

Poměrně znatelný obtok byl zaznamenán u všech simulovaných variant. Umístěním vhodné bariéry před vanu kondenzátu by mohlo omezit proudění pod výparníkem. To může mít za následek zvýšení průtoku skrz výparník, což by vedlo ke snížení ztráty výkonu. Navíc při teplotách vzduchu pod bodem mrazu může přílišná rychlost pod výparníkem vychlazovat kondenzát a způsobovat zamrzání vany i odtoku. Bohužel další simulace s novou geometrií, kde by byla zaimplementována bariéra, by byla časově náročná.

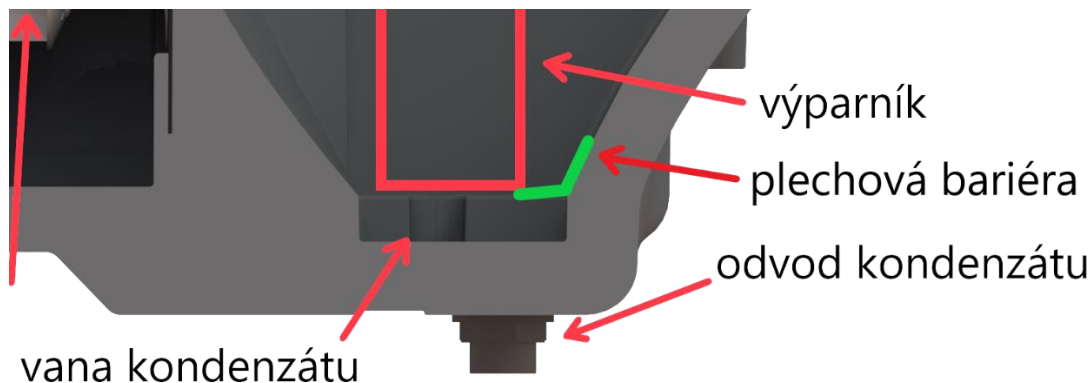


Obrázek 7.9 Rychlostní pole v řezu výparníkem

7.3 Experimentální měření obtoku

7.3.1 Měření průtoku pod výparníkem

Protože další simulace by byla již časově náročná, bylo rozhodnuto provést měření pomocí jednoduchého experimentu, který ověří jak správnost získaných hodnot ze simulace, tak možné zlepšení výkonu výparníku v případě instalované bariéry viz obrázek 7.10.



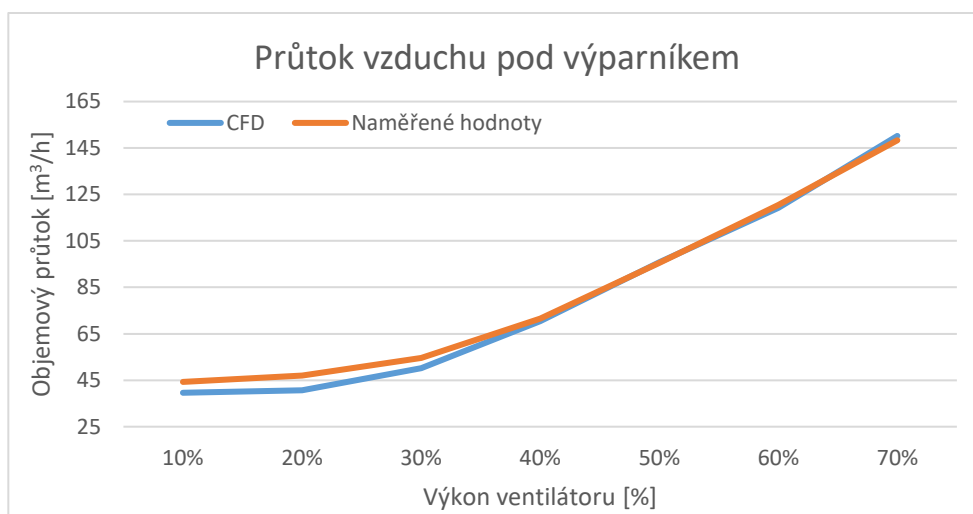
Obrázek 7.10 Detail řezu výparníkové komory s instalovanou bariérou

Měření probíhalo na stejné komoře jako byly zjišťovány průtoky vzduchu. Postup pro zjištění průtoku vzduchu komorou bylo naměřit rychlosti ve třech různých místech vany. Poté se tyto rychlosti zprůměrovaly a vynásobily průtočným průřezem vany. Měřilo se opět pomocí termického anemometru 405i, který byl vhodný zejména díky svému malému rozměru. Zespolu vany vyvrtaly tři otvory, do kterých byl anemometr následně vsunut. Měřilo se opět pro všechny varianty výkonů. V každém místě se měřilo proudění 30 s, tedy bylo získáno 30 hodnot, které se následně zprůměrovaly. Výsledky měření jsou znázorněny v tabulce 7.2. V téže tabulce je zobrazen i podíl obtoku vzduchu vůči celkovému průtoku.

Tabulka 7.2 Naměřené hodnoty rychlostí a průtoku po výparníkem

| výkon ventilátoru [%] | místo č.1 [m/s] | místo č.2 [m/s] | místo č.3 [m/s] | průměr [m/s] | průtok [m ³ /h] | podíl obtoku [%] |
|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------|----------------------------|------------------|
| 10 | 1,25 | 1,33 | 1,11 | 1,23 | 44,28 | 15,10 |
| 20 | 1,42 | 1,39 | 1,11 | 1,31 | 47,04 | 15,28 |
| 30 | 1,65 | 1,64 | 1,26 | 1,52 | 54,6 | 13,78 |
| 40 | 2,3 | 2,01 | 1,65 | 1,99 | 71,52 | 12,37 |
| 50 | 3 | 2,76 | 2,2 | 2,65 | 95,52 | 11,93 |
| 60 | 3,86 | 3,38 | 2,8 | 3,35 | 120,48 | 11,65 |
| 70 | 4,72 | 4,08 | 3,56 | 4,12 | 148,32 | 11,49 |

Pro porovnání naměřených hodnot, byly ve stejném místě průtočného průřezu zjištěny průtoky z CFD simulace. Porovnávací graf je znázorněn na obrázku 7.11.



Obrázek 7.11 Graf porovnání průtoků z měření a simulace

7.3.2 Aplikování provizorní bariéry

Na základě zjištění, že naměřené průtoky pod výparníkem se téměř shodují s hodnotami CFD simulace, bylo provedeno ještě jedno měření, kdy se před vanu aplikovala provizorní bariéra viz obrázek 7.12. Jedná se o kus ohnutého pozinkovaného plechu, jehož účelem má být zamezení přístupu proudu vzduchu pod výparník, kde svým obtékáním snižuje výkon výměníku a při mínusových teplotách vychlazuje vanu kondenzátu.

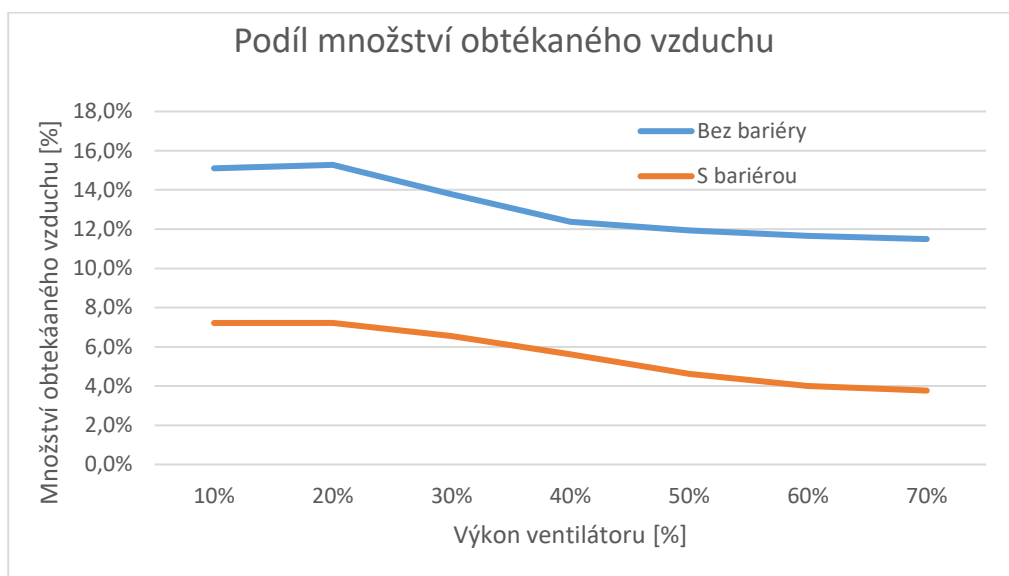


Obrázek 7.12 Umístění bariéry (před vs po)

Po umístění bariéry bylo provedeno poslední měření, které probíhalo stejným způsobem jako měření v kapitole 7.3.1. Výsledky porovnání průtoků bez a s bariérou jsou znázorněny na obrázku 7.13 a tabulce 7.3

Tabulka 7.3 Porovnání průtoků s bariérou a bez

| výkon ventilátoru [%] | rychlostní průměr průtok bez bariéry | | rychlostní průměr průtok s bariérou | | rozdíl průtoků [m ³ /h] | nárůst průtoku [%] |
|-----------------------|--------------------------------------|---------------------|-------------------------------------|---------------------|------------------------------------|--------------------|
| | [m/s] | [m ³ /h] | [m/s] | [m ³ /h] | | |
| 10 | 1,23 | 44,3 | 0,59 | 21,2 | 23,0 | 7,86 |
| 20 | 1,31 | 47,0 | 0,61 | 22,1 | 25,0 | 8,11 |
| 30 | 1,52 | 54,6 | 0,72 | 26,0 | 28,6 | 7,21 |
| 40 | 1,99 | 71,5 | 0,89 | 31,9 | 39,6 | 6,85 |
| 50 | 2,65 | 95,5 | 1,03 | 37,0 | 58,6 | 7,31 |
| 60 | 3,35 | 120,5 | 1,15 | 41,3 | 79,2 | 7,66 |
| 70 | 4,12 | 148,3 | 1,36 | 48,8 | 99,5 | 7,71 |



Obrázek 7.13 Graf porovnání množství obtečeného vzduchu

Po vzájemném odečtení obou průtoků vyplývá, že díky provizorní bariéře se může výkon výparníku zvýšit zhruba o 7 %. Navíc průměrná rychlost proudění pod výparníkem klesla ve všech případech o více než polovinu, což může mít pozitivní vliv na podchlazování vany. Optimalizací bariéry by se výkon výparníku mohl ještě více zvýšit.

V úvahu je však třeba vzít skutečnost, že výsledky jsou pouze orientační a měření probíhala za pokojové teploty. V reálných podmínkách, za nižších teplot a s odebráním tepla přes výparník, se může proudění vyvíjet úplně jinak.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout závěsné TČ, které by dokázalo být náhradou za tradiční plynové kotle nebo lokální ohřívače.

V první části práce je provedena rešerše technologie TČ, včetně historie, základních principů a posuzování účinnosti. Dále zde byly popsány i jednotlivé typy TČ, druhy zdrojů NPT a taky rozdíly mezi teplovzdušným a teplovodním vytápěním, stejně jako rozdíly mezi konstrukcí split vs monoblok.

Druhá část se věnovala stále rešerši, ale tentokrát detailnějším pohledem na kompresorové TČ vzduch/voda. Byly zde probrány podrobnější pohledy na základní komponenty TČ jako je kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník. Následně byla rozebrána a popsána funkce chladivového okruhu, a to jak v režimu vytápění, tak chlazení. Kromě toho se zmínily i způsoby odtávání výparníku a v neposlední řadě taktéž druhy používaných chladiv a jejich bezpečnostní požadavky a ekologický dopad.

Ve třetí části se specifikovala představa o tom, jak by závěsné TČ mělo vypadat a čím by mělo disponovat. Na tuto část pak rychle navázala na část další, kde tato specifika byla porovnána s nabídkou trhu, kde se vyskytla jména výrobců jako Vaillant, Jablotron LT nebo Hotjet. Po analýze trhu bylo sjednáno s poslední zmíněnou firmou vytvoření návrhu závěsného TČ, které má být obdobou jejich současného stroje Mini 5Ai.

Tomuto návrhu je následně věnována další kapitola, kdy bylo potřeba zvolit nové chladivo, které splňuje podmínky blížící se nové evropské regulaci chladiv. Dále byl představen návrh chladicího okruhu a funkčních parametrů, jako je požadovaný výkon nebo návrhová teplota topné vody. Na základě toho byl následně vybrán vhodný kompresor, pro který byly spočítány parametry chladivového okruhu, od kterých se dál odvíjel i návrh zbylých komponent, včetně správných rozměrů potrubí. Po volbě komponent byly propočítány teoretické COP hodnoty TČ pro standardní podmínky. Závěrem této kapitoly bylo provedení výsledného návrhu rozmístění komponent.

Poslední část rozšiřuje tuto diplomovou práci o CFD simulaci výparníkové komory, jež pozorovala chování proudění vzduchu při průchodu výparníkem. Tato simulace měla za úkol analyzovat problémy, se kterými se v současnosti výparníková komora potýká a následně navrhnout řešení. Při simulaci byl zjištěn zvýšený průtok vzduchu vanou výparníku, který snižoval účinnost výparníku a při nižších teplotách podchlazoval vanu, která mohla zamrznout. Pro tento problém bylo následně navrženo provizorní řešení ve formě plechové bariéry, jež by zabraňovala vzduchu v protékání vanou výparníku. Toto opatření bylo následně experimentálně ověřeno, kdy byl změřen průtok vzduchu vanou pod výparníkem se variantě s bariérou i bez ní.

Výsledky experimentu ukázaly, že při aplikování bariéry se průtok skrz výparník navýší o cca 7 % a tím zároveň sníží potřebný výkon ventilátoru, což může mít pozitivní vliv na hlučnost. Kromě zvýšení výkonu se taktéž snížila rychlost proudění pod výparníkem o více než polovinu. To může mít zásadní vliv v zimních obdobích na vychlazování kondenzátu v odtokové vaně.

Jiným způsobem řešení by mohla být změna typu lamel výparníku z žábrových na ploché. Sice za cenu nižší efektivity, ale i značného snížení tlakové ztráty, která nutí proud vzduchu právě obtékat pod výparníkem.

Výsledky návrhu nového TČ ukazují, že TČ by mělo být schopno nahradit plynový kotel minimálně u nízkoenergetických domácností. Sice se nepodařilo dosáhnout stejného zástavbového prostoru, nicméně tento faktor nepatří mezi ty nejpodstatnější.

Navrhovanými dalšími kroky při řešení dané problematiky je provedení CFD simulace s uvažovanou změnou typu výparníku, optimalizováním bariéry proti proudění vzduchu vanou nebo i dokonce vyrobením a experimentálním ověřením funkčního prototypu.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]*. 1. vyd. Přerov: Antonín Žeravík, 2003, 311 s. : il. ISBN 80-239-0275-X.
- [2] HODBOŇ, Josef. TOPINFO S.R.O. *Od vynálezu umělého chlazení k výrobě tepelných čerpadel* [online]. In: TOPINFO S.R.O. c2001-2024 [cit. 2024-03-24]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/23579-od-vynalezu-umeleho-chlazení-k-vyrobe-tepelných-cerpadel>
- [3] The History of Heat Pump Technology. In: *Finn Geotherm* [online]. 2024 [cit. 2024-05-22]. Dostupné z: <https://finn-geotherm.co.uk/the-history-of-heat-pumps/>
- [4] *Chladicí a klimatizační technika*. 1. vyd. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012, 181 s. : il., barev. fot., tabulky.
- [5] MASTNÝ, Petr. Specifikace tepelných čerpadel pro využití v TZB. In: *Odborný časopis pro inženýry, techniky a podnikatele ve výstavbě* [online]. 2022 [cit. 2024-03-29]. Dostupné z: <https://www.casopisstavebnictvi.cz/clanky-specifikace-tepelných-cerpadel-pro-vyuziti-v-tzb.html>
- [6] SWEP INTERNATIONAL AB. R134a. In: SWEP INTERNATIONAL AB. *Experts in brazed plate heat exchangers* [online]. 2022 [cit. 2024-03-29]. Dostupné z: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/appendix/appendix-b/>
- [7] MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. In: *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-04-13]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivite-tepelných-cerpadel-cop-a-scop>
- [8] POSPÍŠIL, Jiří. Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení. In: TOPINFO S.R.O. *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-04-06]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>
- [9] GE-TRA S.R.O. Geotermální vrty. In: GE-TRA S.R.O. *Tepelná čerpadla a kompaktní těsnění* [online]. c2009-2024 [cit. 2024-04-17]. Dostupné z: <https://www.ge-tra.cz/problematiky/geotermalni-vrty>
- [10] HOŘEJŠÍ, Miroslav. Tepelná čerpadla pro každého (II) - druhy podle zdroje tepla. In: TOPINFO S.R.O. *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-04-17]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/957-tepelna-cerpadla-pro-kazdeho-ii>
- [11] MATUŠKA, Tomáš, Jan SCHWARZER a Bořivoj ŠOUREK. Tepl vzdušné větrání a vytápění - teorie a schémata (I). In: TOPINFO S.R.O. *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-04-22]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/3235-teplvzdušne-vetrani-a-vytapani-teorie-a-schemata-i>
- [12] KLIMATIKA JKNP S.R.O. Rozdíly mezi monoblokovým a splitovým tepelným čerpadlem. Jak správně zvolit jeho typ?. In: KLIMATIKA JKNP S.R.O. *Klimatika* [online]. 2021 [cit. 2024-04-22]. Dostupné z: <https://klimatika.cz/airwell-monoblok-split-tepelne-cerpadlo/>

- [13] WAGNER, Karsten. Split-Wärmepumpe oder Monoblock?. In: STROBEL VERLAG GMBH & CO. KG. *IKZ Sanitär, Heizung, Klima* [online]. 2019 [cit. 2024-04-23]. Dostupné z: <https://www.ikz.de/detail/news/detail/split-waermepumpe-oder-monoblock/>
- [14] DAVID, Petr. AC HEATING. Kompresory pro tepelná čerpadla. In: TOPINFO S.R.O. *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-04-27]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>
- [15] DANFOSS A/S. Variable speed. In: DANFOSS A/S. *Danfoss engineering tomorrow* [online]. [cit. 2024-04-28]. Dostupné z: <https://www.danfoss.com/en/markets/refrigeration-and-air-conditioning/dcs/variable-speed/#tab-overview>
- [16] What is a Digital Scroll Compressor?. In: *Sunrise* [online]. 2024 [cit. 2024-05-23]. Dostupné z: <https://www.sunrise-metal.com/what-is-a-digital-scroll-compressor/>
- [17] SWEP INTERNATIONAL AB. B80. In: SWEP INTERNATIONAL AB. *Specialists in heat transfer* [online]. 2022 [cit. 2024-04-28]. Dostupné z: <https://www.swep.net/products/B80/>
- [18] Regulace chladivových klimatizačních systémů. *Vytápění větrání instalace* [online]. 2013, **56**(298), 2-5 [cit. 2024-05-02]. ISSN 0044-1989. Dostupné z: https://users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Publikace/VVI-2013-01_p002.pdf
- [19] Expansion valves. In: *Espec* [online]. [cit. 2024-05-03]. Dostupné z: https://espec.com/na/chamber_faq/answer/expansion_valves
- [20] WIKIMEDIA FOUNDATION, INC. Thermal expansion valve. In: WIKIMEDIA FOUNDATION, INC. *Wikipedia* [online]. [cit. 2024-05-02]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_expansion_valve
- [21] Heat Exchangers. In: *IQS* [online]. 2024 [cit. 2024-05-03]. Dostupné z: <https://www.iqsdirectory.com/articles/heat-exchanger.html>
- [22] ALLEN, Ken. What is a Refrigerant Distributor and What Does it Do?. In: *Super radiator coils* [online]. [cit. 2024-05-06]. Dostupné z: <https://www.superradiatorcoils.com/blog/what-is-a-refrigerant-distributor-and-what-does-it-do>
- [23] HOTJET S.R.O. *Tepelná čerpadla Hotjet topí, chladí, šetří. Vyrobená jsou u nás!* [online]. [cit. 2024-03-18]. Dostupné z: <https://www.hotjet.cz/index.html>
- [24] Update on New Refrigerants Designations and Safety Classifications. In: *ASHRAE* [online]. [cit. 2024-05-09]. Dostupné z: https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/bookstore/factsheet_ashrae_english_november2022.pdf
- [25] SEDLÁŘ, Jan. Chladiva a historie ochrany ovzduší. In: TOPINFO S.R.O. *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-05-09]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiva-uvod-definice-historie>
- [26] SCHIESSL S.R.O. Rozdělení syntetických chladiv podle jejich chemického složení. In: SCHIESSL S.R.O. *Chlazení, klimatizace, autoklimatizace, tepelná čerpadla*

- [online]. c2008-2024 [cit. 2024-05-14]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-rozdeleni-syntetickych-chladiv-6934-.pdf>
- [27] MINISTERSTVO PRÁCE A OBCHODU [MPO]. Tepelná čerpadla – prodeje 2010–2023. In: MINISTERSTVO PRÁCE A OBCHODU [MPO]. *Mpo* [online]. [cit. 2024-02-26]. Dostupné z: https://www.mpo.cz/cz/energetika/statistika/obnovitelne-zdroje-energie/tepelna-cerpadla-_prodeje-2010_2023--275595/
- [28] Nedostatek odborného personálu je nutné a možné řešit. In: *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-02-26]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vytapani.tzbinfo.cz/26056-nedostatek-odborneho-personalu-je-nutne-a-mozne-resit>
- [29] NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) 2024/573 ze dne 7. února 2024 o fluorovaných skleníkových plynech, o změně směrnice (EU) 2019/1937 a o zrušení nařízení (EU) č. 517/2014. In: . 2024, ročník 2024, číslo 573.
- [30] VAILLANT. *GeoTHERM* [online]. 2024 [cit. 2024-03-18]. Dostupné z: <https://www.vaillant.cz/produkty/tepelna-cerpadla/geothem/>
- [31] JABLOTRON LIVING TECHNOLOGY CZ S.R.O. AMBIENTA W. In: JABLOTRON LIVING TECHNOLOGY CZ S.R.O. *Vítejte ve světě Jablotron LT* [online]. 2024 [cit. 2024-03-18]. Dostupné z: <https://www.jablotronlt.com/ambienta>
- [32] MCLINDEN, Mark O. et al. *Limited options for low-global-warming-potential refrigerants* [online]. In: . s. 8 [cit. 2024-05-16]. ISSN 2041-1723. Dostupné z: doi:10.1038/ncomms14476
- [33] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARDIZACI. *Chladicí zařízení a tepelná čerpadla - Bezpečnostní a environmentální požadavky - Část 1: Základní požadavky, definice, klasifikace a kritéria volby*. 2024.
- [34] XU, Shuxue et al. *Experimental study on R1234Yf heat pump at low ambient temperature and comparison with other refrigerants* [online]. [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: doi:10.2298/TSCI171019201X
- [35] ALKAN, Alpaslan. Theoretical comparison analysis of R134a, R1234yf, R452A and R454C refrigerants used in automobile, trailer, commercial and industrial cooling systems. *European Mechanical Science* [online]. 2024, 47-53 [cit. 2024-05-18]. ISSN 2587-1110. Dostupné z: doi:10.26701/ems.1437841
- [36] ZDENĚK, Reinberk. Výpočet a graf ekvitermní křivky. In: TOPINFO S.R.O. *Tzbinfo* [online]. c2001-2024 [cit. 2024-05-19]. Dostupné z: <https://vytapani.tzbinfo.cz/tabulky-a-vypocty/50-vypocet-a-graf-ekvitermni-krivky>
- [37] RIES GMBH. Hitachi Highly Rotary Compressors Installation Manual WHP05600VUKQA7JG6. In: RIES GMBH. *Ries* [online]. [cit. 2024-05-19]. Dostupné z: https://ries-gmbh.de/produkt/whp05600vuk/?attachment_id=16431&download_file=rn6uvqsgc5idr
- [38] Rotary Heat pump compressor WHP02000 PSV. In: *Ries* [online]. [cit. 2024-05-19]. Dostupné z: <https://ries-gmbh.de/produkt/dc-rotary-compressor-for-r-410a-und-r-134a-kopie-kopie-kopie-2/?lang=en>

- [39] Electric expansion valve, ETS 6 - 14. In: *Danfoss engineering tomorrow* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://store.danfoss.com/cz/cs/Climate-Solutions-pro-chlazení/Ventily/Expanzní-ventily/Elektrické-expanzní-ventily/Elektrické-expanzní-ventily/Electric-expansion-valve%2C-ETS-6---14/p/034G5015>
- [40] BL-B250B-EC-07 Blauberg Silene Low Noise Centrifugal Cooling Fan. In: *Blauberg Motoren* [online]. [cit. 2024-05-21]. Dostupné z: <https://www.blaubergmotorenfan.com/BL-B250B-EC-07-Blauberg-Silene-Low-Noise-Centrifugal-Cooling-Fan-pd40281731.html>
- [41] 4-way reversing valve, STF-H0167. In: *Danfoss* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://store.danfoss.com/cz/cs/Climate-Solutions-pro-chlazení/Ventily/Čtyřcestné-reverzní-ventily/4-way-reversing-valve%2C-STF-H0167/p/061L1348>
- [42] Hermetic bi-flow filter drier, DMB, 08 cu.in., Copper. In: *Danfoss engineering tomorrow* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://store.danfoss.com/cz/cs/Climate-Solutions-pro-chlazení/Filtry%2C-sítka-a-odlučovače-oleje/Filtrdehydrátory/Hermetické-filtrdehydrátory/Hermetic-bi-flow-filter-drier%2C-DMB%2C-08-cu-in-%2C-Copper/p/023Z1442>
- [43] Testo 405i - termický anemometr ovládaný chytrým telefonem. In: *Testo* [online]. 2024 [cit. 2024-05-21]. Dostupné z: <https://www.testo.com/cz-CZ/testo-405i/p/0560-1405>
- [44] MA, Xiaowei et al. A coupled CFD approach for performance prediction of fin-and-tube condenser. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* [online]. 2022, **6**(78), 215-230 [cit. 2024-05-21]. Dostupné z: doi:10.1080/10407782.2020.1787057
- [45] IMKE, Uwe. Porous media simplified simulation of single- and two-phase flow heat transfer in micro-channel heat exchangers. *Chemical Engineering Journal* [online]. 2004, (101), 295–302 [cit. 2024-05-21]. Dostupné z: doi:10.1016/j.cej.2003.10.012
- [46] TAEK, Kim. Three-dimensional estimation of thermal and pressure drop performance of louvered-fin tube heat exchanger using porous medium approach considering inertia effect. *Journal of Mechanical Science and Technology* [online]. 2017, **31**(8), 4011-4017 [cit. 2024-05-21]. Dostupné z: doi:10.1007/s12206-017-0748-2

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

| Symbol | Veličina | Jednotka |
|------------------|---|------------------------------|
| h_1 | entalpie na sání kompresoru | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| h_2 | entalpie na výtlaku z kompresoru | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| h_3 | entalpie na výstupu z kondenzátoru | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| \dot{m}_{ch} | hmotnostní průtok chladiva | $kg \cdot s^{-1}$ |
| n | teplotní exponent sousatvy | – |
| n_k | otáčky kompresoru | s^{-1} |
| P_{EL} | celkový elektrický příkon | kW |
| P_{IN} | tepelný výkon z nízkopotenciálního zdroje tepla | kW |
| P_{OUT} | tepelný výkon předaný do systému | kW |
| q | teplo odevzdané do topného systému | J |
| q_o | teplo získané z okolí | J |
| \dot{Q} | tepelná ztráta | kW |
| \dot{Q}_k | příkon kompresoru | kW |
| \dot{Q}_{max} | maximální tepelná ztráta | kW |
| \dot{Q}_o | výkon kondenzátoru | kW |
| S_1 | entropie v bodě 1 | $kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$ |
| S_2 | entropie v bodě 2 | $kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$ |
| t_e | venkovní výpočtová teplota | $^{\circ}C$ |
| $t_{e,min}$ | minimální venkovní výpočtová teplota | $^{\circ}C$ |
| t_i | vnitřní výpočtová teplota | $^{\circ}C$ |
| t_m | střední teplota otopné vody | $^{\circ}C$ |
| $t_{w1,max}$ | maximální teplota přívodu otopné vody | $^{\circ}C$ |
| $t_{w2,max}$ | maximální teplota zpátečky otopné vody | $^{\circ}C$ |
| T_K | kondenzační teplota | K |
| T_V | vypařovací teplota | K |
| \dot{V}_d | dopravní objem kompresoru | $cm^3 \cdot s^{-1}$ |
| \dot{V}_{ch} | objemový průtok chladiva | $m^3 \cdot s^{-1}$ |
| Δt | teplotní spád otopné vody | $^{\circ}C$ |
| Δt_{max} | maximální teplotní spád | $^{\circ}C$ |
| ρ_{ch} | hustota chladiva | $kg \cdot m^{-3}$ |

| Zkratka | Význam |
|----------------|--|
| 4WV | čtyřcestný ventil |
| A | vzduch (air) |
| ASHRAE | American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers |
| CD | kondenzátor |
| CFC | chlorofluorované uhlovodíky |
| CFD | simulace výpočetní dynamiky tekutin (computational fluid dynamics) |
| COP | topný faktor |
| CV | zpětný ventil |
| EEV | elektronický expanzní ventil |
| EPP | extrudovaný polyethylen |
| EU | Evropská unie |
| FD | filtrdehydrátor |
| GWP | potenciál globálního oteplování (global warming potential) |
| HCFC | hydrochlorofluoro uhlovodíky |
| HFC | fluorované uhlovodíky |
| HFO | hydrofluoroolefiny |
| K1 | kompresor |
| K91 | výparník s ventilátorem |
| MPO | Ministerstvo průmyslu a obchodu |
| MV | servisní ventil |
| NPT | nízkopotenciální teplo |
| ODP | potenciál rozkládání ozónu (ozone depletion potencial) |
| P | tlakové čidlo |
| PE | polyethylen |
| PSH | presostat |
| PWM | pulzně šířková modulace |
| SA | odlučovač kapalného chladiva |
| SCOP | sezónní topný faktor |
| T | teplotní čidlo |
| TČ | tepelné čerpadlo |
| TEV | termostatický expanzní ventil |
| TEWI | celkový potenciál globálního oteplování |
| TV | teplá voda |
| W | voda (water) |

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| Obrázek 2.1 Graf levotočivého Carnotova cyklu [5] | 13 |
| Obrázek 2.2 log p-h diagram chladiva R134a, upraveno [6]..... | 14 |
| Obrázek 2.3 Schéma absorpčního cyklu [8]..... | 17 |
| Obrázek 2.4 Schéma kompresorového TČ [5] | 18 |
| Obrázek 2.5 Schéma zapojení monoblokového TČ do systému [13]..... | 22 |
| Obrázek 2.6 Schéma zapojení splitového TČ do systému [13]..... | 23 |
| Obrázek 3.1 Dvojitý rotační kompresor (Twin rotary) [14]..... | 25 |
| Obrázek 3.2 Pájený deskový výměník B80 značky SWEP [17] | 27 |
| Obrázek 3.3 Schéma konstrukce TEV, upraveno [20] | 29 |
| Obrázek 3.4 Schématický nákres EEV, upraveno [19] | 30 |
| Obrázek 3.5 Schématický nákres lamelového výměníku [21] | 30 |
| Obrázek 3.6 Rozdělení distributorů [22] | 31 |
| Obrázek 3.7 Schéma chladicího okruhu TČ ZETXe v režimu topení, upraveno [23] ... | 32 |
| Obrázek 3.8 Schéma chladicího okruhu TČ ZETXe v režimu chlazení, upraveno [23] | 34 |
| Obrázek 4.1 Vývoj prodejů TČ, MPO [27]..... | 38 |
| Obrázek 4.2 Detailní vývoj prodejů TČ, MPO [27] | 39 |
| Obrázek 5.1 Vaillant GeoTHERM [30] | 42 |
| Obrázek 5.2 Ambianta W [31] | 43 |
| Obrázek 5.3 Mini 5Ai [23] | 44 |
| Obrázek 6.1 Porovnání COP a objemové kapacity chladiv vzhledem k referenčnímu chladivu R410A [32]..... | 45 |
| Obrázek 6.2 Schéma zapojení komponentů, upraveno [23]..... | 47 |
| Obrázek 6.3 Rotační kompresor WHP05600VUK od výrobce Hitachi Higly [38] | 49 |
| Obrázek 6.4 Graf teplotní obálky kompresoru, upraveno [37]..... | 50 |
| Obrázek 6.5 Graf výtlačného tlaku v závislosti na otáčkách kompresoru, upraveno [37] | 51 |
| Obrázek 6.6 Schéma zapojení komponentů s návrhem dimenzí trubek, upraveno [23] | 52 |
| Obrázek 6.7 EEV ETS 6-14 [39]..... | 53 |
| Obrázek 6.8 Ventilátor BL-B250B-EC-07 [40] | 55 |
| Obrázek 6.9 Charakteristika radiálního ventilátoru BL-B250B-EC-07 [40] | 55 |
| Obrázek 6.10 Čtyřcestný ventil od společnosti Danfoss [41] | 56 |
| Obrázek 6.11 Filtredehydrátor od společnosti Danfoss [42]..... | 57 |
| Obrázek 6.12 Návrh rozmístění komponent závěsného TČ | 59 |
| Obrázek 7.1 Řez výparníkovou komorou..... | 60 |
| Obrázek 7.2 Měření průtoku výparníkové komory | 61 |
| Obrázek 7.3 Geometrie výparníkové komory | 63 |
| Obrázek 7.4 Výpočetní síť výparníkové komory | 64 |
| Obrázek 7.5 Vybraný úsek průběhu residuí | 66 |
| Obrázek 7.6 Oscilace tlakové ztráty výparníku v čase | 66 |
| Obrázek 7.7 Porovnání tlakových ztrát výparníku | 67 |
| Obrázek 7.8 Tlakové pole v příčném svislém řezu vůči výparníku | 67 |
| Obrázek 7.9 Rychlostní pole v řezu výparníkem | 68 |

| | |
|--|----|
| Obrázek 7.10 Detail řezu výparníkové komory s instalovanou bariérou..... | 69 |
| Obrázek 7.11 Graf porovnání průtoků z měření a simulace | 70 |
| Obrázek 7.12 Umístění bariéry (před vs po)..... | 70 |
| Obrázek 7.13 Graf porovnání množství obtečeného vzduchu | 71 |

SEZNAM TABULEK

| | |
|--|----|
| Tabulka 2.1 Nejčastější pracovní dvojice absorpčního cyklu [8]..... | 17 |
| Tabulka 3.1 Klasifikace bezpečnostních tříd podle ASHRAE standard 34 [24]..... | 36 |
| Tabulka 5.1 Technické parametry stroje GeoTHERM [30]..... | 41 |
| Tabulka 5.2 Technické parametry stroje Ambienta W [31]..... | 42 |
| Tabulka 5.3 Technické parametry stroje Mini 5Ai [23]..... | 43 |
| Tabulka 6.1 Vlastnosti chladiva R454C [35], [33]..... | 46 |
| Tabulka 6.2 Vybrané hodnoty ekvitermní křivky [36]..... | 48 |
| Tabulka 6.3 Parametry kompresoru podle ekvitermní křivky..... | 50 |
| Tabulka 6.4 Parametry kondenzátoru BX8THx24/1P..... | 52 |
| Tabulka 6.5 Parametry výparníku Mini 5Ai [23]..... | 54 |
| Tabulka 6.6 Parametry ventilátoru BL-B250B-EC-07 [40]..... | 54 |
| Tabulka 6.7 Parametry čtyřcestného ventilu od společnosti Danfoss [41]..... | 56 |
| Tabulka 6.8 Hodnoty orientačního COP..... | 58 |
| Tabulka 7.1 Naměřené a spočítané hodnoty na vstupu do komory..... | 62 |
| Tabulka 7.2 Naměřené hodnoty rychlostí a průtoků po výparníkem..... | 69 |
| Tabulka 7.3 Porovnání průtoků s bariérou a bez..... | 71 |

SEZNAM PŘÍLOH