



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

DYNAMICKÝ MODEL TEPELNÉHO ČERPADLA S DESKOVÝMI VÝMĚNÍKY A EKOLOGICKÝM CHLADIVEM

DYNAMIC MODEL OF A HEAT PUMP WITH PLATE HEAT EXCHANGERS AND ECOLOGICAL
REFRIGERANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL STRMISKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAN POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Pavel Strmiska**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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:

Dynamický model tepelného čerpadla s deskovými výměníky a ekologickým chladivem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S nástupem elektromobility se dostávají do popředí systémy vytápění využívající tepelných čerpadel pro zvýšení efektivity nakládání s energií uloženou v bateriích. S touto problematikou úzce souvisí návrh a využití kompaktních deskových výměníků. Cílem práce je vytvořit dynamický model tepelného čerpadla v Modelice, kterým bude možné nasimulovat již dosažené výsledky testů, které proběhli v roce 2021. V tomto roce na pracovišti EÚ–OTTP vznikl zkušební stand pro testování tepelných čerpadel a proběhli první testy tepelného čerpadla s ekologickým chladivem. V rámci práce student prověří možnosti opensource prostředí Openmodelica pro simulace takovýchto systémů. Vytvořený dynamický model bude možné použít například pro výukové účely.

Cíle diplomové práce:

1. Rešerše týkající se ekologických chladiv a problematiky kompaktních deskových výměníků tzv. Chevron plates
2. Vytvoření modelů tepelných výměníků (výparník a kondenzátor) v Modelice
3. 0D/1D dynamický model tepelného čerpadla v Modelice
4. Vyhodnotit současný stav opensource prostředí Openmodelica pro tvorbu takovýchto modelů.

Seznam doporučené literatury:

Fritzson, P. (2014). Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 3.3 : a cyber-physical approach. doi:10.1002/9781118989166.

Fritzson, P., Pop, A., et. al. (2020). The OpenModelica Integrated Environment for Modeling, Simulation, and Model-Based Development. Modeling Identification and Control, 41(4):241-295. doi:10.4173/MIC.2020.4.1

Shah, R.K, Sekulic, D.P. (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design, J. Wiley & Sons, Inc., New York, NY, USA, 941.

VDI-GVC (2010), VDI Heat Atlas, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Pro optimalizaci tepelného čerpadla je vhodné mít k dispozici jeho dynamický model. Jeden z volně dostupných nástrojů pro tvorbu modulárních dynamických modelů představuje jazyk Modelica a jeho open source kompilátor OpenModelica. Práce si klade za cíl prozkoumat možnosti tvorby dynamických modelů chladicích okruhů s ekologickým chladivem R290 a jejich komponent v Modelice, vytvoření okruhu a následně jeho validace na základě dříve naměřených dat. V rámci práce jsou vytvořeny modely základních komponent tepelného čerpadla - kompresoru, výparníku, kondenzátoru a expanzního ventilu. Je také vytvořen zjednodušený model uzavřené smyčky tepelného čerpadla.

Klíčová slova

OpenModelica, tepelné čerpadlo, deskové výměníky, dynamická simulace

Abstract

For the optimization of a heat pump, there is a need to possess its dynamic model. One of the freely available tools for creating such a model is the language Modelica and its open-source compiler OpenModelica. The thesis aims to research options for creating dynamic models of refrigeration circuits with the ecological refrigerant R290 and its components in Modelica, to create the circuit and subsequently validate it using previously measured data. Models of basic components of heat pumps - compressor, condenser, evaporator and expansion valve are created in a way described in the thesis. A simplified model of a refrigerant loop is also created.

Keywords

OpenModelica, heat pump, plate heat exchangers, dynamic simulation

Bibliografická citace

STRMISKA, Pavel. *Dynamický model tepelného čerpadla s deskovými výměníky a ekologickým chladičem*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Jan Pokorný.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vytvořil samostatně pod vedením Ing. Jana Pokorného Ph.D., za použití uvedených literárních pramenů.

Bc. Pavel Strmiska

Poděkování

Děkuji vedoucímu práce Janu Pokornému za cenné rady, konzultace a zpětnou vazbu a Jiřímu Hejčíkovi za výuku volitelného předmětu zaměřeného na chladicí zařízení. V neposlední řadě děkuji rodině za podporu během studia.

Bc. Pavel Strmiska

Obsah

Úvod	11
1 Chladicí oběh	13
1.1 Výparník a kondenzátor	14
1.2 Ostatní komponenty	18
1.3 Veličiny pro porovnávání tepelných čerpadel	22
1.4 Nástroje pro dynamické modelování	25
2 Ekologická chladiva	27
2.1 Legislativa a její důvody	27
2.2 Bezpečnostní skupiny chladiv	28
2.3 Porovnání hodnot GWP chladiv	28
2.4 Neuhlodíková přírodní chladiva	29
2.5 Uhlovodíková chladiva	31
3 Modelování deskových výměníků	33
3.1 Modelování obecně	33
3.2 Přístupy k výpočtu	34
3.3 Předpoklady a limitace modelu	38
3.4 Geometrie	38
3.5 Přestup tepla	40
3.6 Validace	44
4 Modely ostatních komponent tepelného čerpadla	50
4.1 Kompresor	50
4.2 Expanzní ventil	56
4.3 Sběrač chladiva	57
5 Modelování okruhu tepelného čerpadla	59
5.1 Otevřená smyčka	59
5.2 Uzavřená smyčka	60
5.3 Validace	62
6 Využití OpenModelici	65
6.1 Debugging, error messages	65
6.2 Fyzikálních vlastností médií	66
6.3 Knihovny fyzikálních vlastností médií	67
6.4 Open source knihovny modelici	69
6.5 Zhodnocení OpenModelici	70
6.6 Vytvořená knihovna	71
7 Diskuze	72
Závěr	75
Seznam použitých zdrojů	77

Úvod

Tepelná čerpadla (TČ) jsou zařízení, která vytvářejí užitečné teplo, obvykle využívané pro účely vytápění či přípravu teplé vody, za pomoci „čerpání“ neužitečného tepla na vyšší potenciál - teplotu. V opačném chodu je okruh tepelného čerpadla využíván pro účely chlazení v klimatizacích, či v chladírenských zařízeních jako jsou například ledničky. Hnací silou tepelného čerpadla je obvykle elektrická energie, která pohání kompresor. Topný výkon na výstupu z takového tepelného čerpadla je tak součtem tepla získaného z nízkoteplotního zdroje a z elektrické energie, která pohání kompresor. Tepelná čerpadla tak představují lepší využití elektrické energie pro vytápění než přímotopy, jejichž topný výkon je roven spotřebované elektrické energii.

Jelikož tepelná čerpadla využívají jako hnací sílu elektrickou energii, jsou potenciálně bezemisním zdrojem tepla. Zhruba polovinu tepla pro domácnosti v EU zatím představují zařízení využívající fosilní paliva. Vzhledem k plánu Evropské Unie se do roku 2050 stát ekonomikou s celkově nulovými emisemi skleníkových plynů, relevance tepelných čerpadel se pravděpodobně bude dále zvyšovat. Bezemisní koncept TČ naráží ještě na problém samotné pracovní látky v oběhu: tzv. chladiva (ang. refrigerant).

Ve 30. letech 20. století, požadavky rozvíjejícího chladicího sektoru na látky využívané jako chladiva vedly k vytvoření specializovaných molekul chlor-fluorovaných uhlovodíků (CFC), jejichž nejznámější komerční podskupinu tvoří freony. Tyto látky, jak bylo později zjištěno, ač disponují v chladicích okruzích výhodnými vlastnostmi, při uvolnění do atmosféry degradují ozonovou vrstvu vlivem přítomného chloru. Byly tak nahrazovány chladivými skupinami nejprve HCFC (hydrofluoruhlovodíky) pro zmírnění obsahu chloru a později byl chlor v chladivech eliminován skrze látky HFC (hydrofluorovodíky). Ačkoli chladiva typu HFC nepůsobí negativně na ozonovou vrstvu, jsou velmi silnými skleníkovými plyny a zhruba třetina emisí skleníkových plynů chladírenského sektoru tvoří právě úniky těchto látek. Problematiku ekologických chladiv dále rozebírá kapitola 2.

Potenciální nevýhodou TČ je závislost jejich účinnosti (topného/chladicího faktoru) na rozdílu teploty zdroje tepla, ze kterého je teplo čerpáno a teploty požadované pro užívané teplo. Teploty okolního vzduchu, který je nejčastějším zdrojem nízkopotenciálního tepla pro TČ, se během topné sezóny podstatně liší velikostí i četností výskytu. Pro optimalizaci návrhu TČ, pro různé podnebí s různými provozními podmínkami a při různém průběhu venkovních teplot, je tak užíváno statických či dynamických modelů, které dokáží předpovídat, jak dobře bude TČ za daných podmínek pracovat.

V roce 2021 vznikl na VUT v rámci projektu Ecohep [1] zkušební stand pro zkoušení tepelných čerpadel a též byl pro účely tohoto projektu vytvořen model tepelných výměníků a smyčky tepelného čerpadla v jazyce Modelica v prostředí komerčního softwaru Dymola (od firmy Dassault Systèmes) a komerční knihovny „Air conditioning library“. Modelica je „akauzální modelovací jazyk“ a v některých oblastech disponuje výhodami oproti konvenčním nástrojům pro matematické modelování jako je například Matlab-Simulink (bližší popsáno v 1.4). Licence Dymoly - a hlavně knihovny využité pro konstrukci Ecohep modelu - jsou však placené a to vytváří limitaci pro jejich dlouhodobé využívání například na VUT.

Modely v jazyce modelica je možné kompilovat i open source programy - mezi nejrozšířenější patří OpenModelica (OM). Je předpokladem, že OM by mohla sloužit jako náhrada komerční Dymoly a přidružených komerčních knihoven (Claytex, Modelon apod.). Zku-

šenosti s užíváním Modelici v rámci projektu Ecohep a naměřená data z experimentů s testovací smyčkou pro potenciální validaci vytvořil podnět, zdali by nebylo možné obdobný model vytvořit od nuly, s využitím Open Modelici a veřejně dostupných open source knihoven.

Předpokládanou výhodou Open Modelici je její přístupnost, jednoduchost a podobnost s Dymolou, kde objektový přístup tvorby komponent v Modelice umožňuje inženýrský přístup k řešení problémů, kdy se uživatel zaměřuje na definici fyzikálního modelu, nikoliv na matematické numerické nástroje, které by vyžadovaly specialistu na programování kvůli optimalizaci výpočetního kódu.

Diplomová práce si klade za cíl prozkoumat možnosti tvorby a vytvoření modelů tepelných výměníků využívaných jako výparník a kondenzátor, vytvoření modelů zbytku komponent TČ (kompresoru, expanzního ventilu, sběrače chladiva) a sestavení a provozování kompletní smyčky TČ.

První část práce se věnuje teorii týkající se problematiky tepelných čerpadel - stručně popisuje fungování chladicího oběhu, problematiku ekologických chladiv a samotných tepelných výměníků.

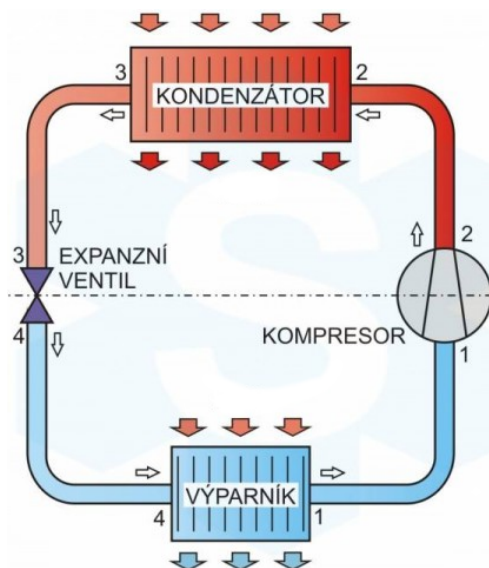
Druhá část práce popisuje tvorbu modelů deskových výměníků, jakožto nejdůležitější součásti modelu TČ, jednotlivých komponent tepelného čerpadla a též stručně popisuje zkušební stand, na kterém vznikla data pro validaci modelu.

V poslední části je popisována OpenModelica samotná, jsou rozebírány problémy, ke kterým v průběhu tvorby modelů v OM došlo, jak mohou být dále řešeny a je popsána vytvořená knihovna v Modelice.

1 Chladicí oběh

Základní princip kompresorového chladicího oběhu¹ zůstává stejný napříč tepelnými čerpadly i zařízeními pro tvorbu chladu. Popis odkazuje na obr. 1.1.

- 1-2: Páry chladiva jsou stlačeny v kompresoru
- 2-3: Páry chladiva proudí do kondenzátoru, kde při kondenzaci odevzdají svoje skupenské teplo na ohřívané místo (do vody pro vytápění či do vzduchu skrze výměník na zadní straně ledničky)
- 3-4: Kapalně chladivo pak prochází expanzním zařízením, kde je snížen jeho tlak na tlak ve výparníku skrze izoentalpickou expanzi (škrcení).
- 4-1: Chladivo je za nízkého tlaku odpařeno ve výparníku, tím je odebráno teplo z chlazeného místa (z venkovního vzduchu, vnitřku ledničky)



Obrázek 1.1: Grafické znázornění chladicího okruhu převzato z [2], upraveno.

Ideální cyklus chladicího zařízení někdy označován jako obrácený Carnotův nebo, v případě uvažování skupenské změny chladiva jako obrácený Rankinův. chladicí okruhy bývají vyznačovány do $p-h$ diagramů využitého chladiva jak ukazuje 1.2. Takový diagram umožňuje rychlý odečet vypařovacího a kondenzačního tlaku a též entalpického spádu² na výměnících a kompresoru. Vynásobením entalpického spádu průtokem chladiva může být jednoduše vypočten výkon dané komponenty.

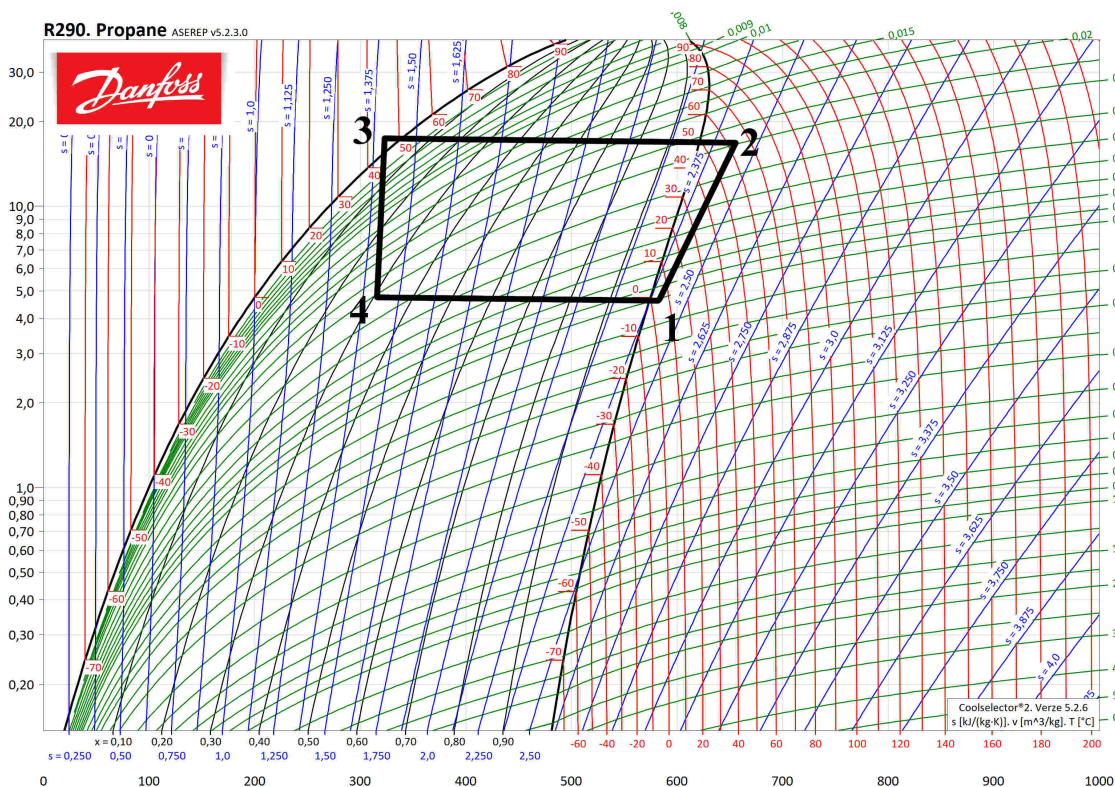
V ukázce ideálního chladicího okruhu na obr. 1.2 je vidět platnost rovnice (1.1):

$$\Delta h_{cond} = \Delta h_{evap} + \Delta h_{compr} \quad (1.1)$$

Kde Δh_{cond} je entalpický spád na kondenzátoru, Δh_{evap} entalpický spád na výparníku a Δh_{compr} entalpický spád na kompresoru.

¹práce je zaměřena na kompresorový okruh, alternativní přístupy (sorbční okruh) nebudou zmiňovány

²Entalpickým spádem je myšlen rozdíl měrné entalpie na vstupu a výstupu z komponenty



Obrázek 1.2: Ph diagram Cyklu tepelného čerpadla s chladivem R290, vygenerováno pomocí [3], upraveno.

České názvosloví představuje překážku pro snadnou orientaci mezi médii ve výměnících. Chladivem může být nazývána látka pracovní, která se v okruhu podrobuje skupenským a tlakovým změnám i látka, kterou tepelné čerpadlo ohřívá a chladí. Tato komplikace je někdy řešena názvoslovím jako je „primární“ a „sekundární“ chladivo, „chladivo“ a „chladicí tekutina“ apod. V práci je užíváno výrazů „chladivo“ pro pracovní látku, která prochází fázovou změnou a „teplonosná kapalina“ pro ohřívanou či chlazenou tekutinu. Anglické názvosloví nazývá „chladivo“ jako refrigerant a „teplonosná kapalina“ jako coolant.

1.1 Výparník a kondenzátor

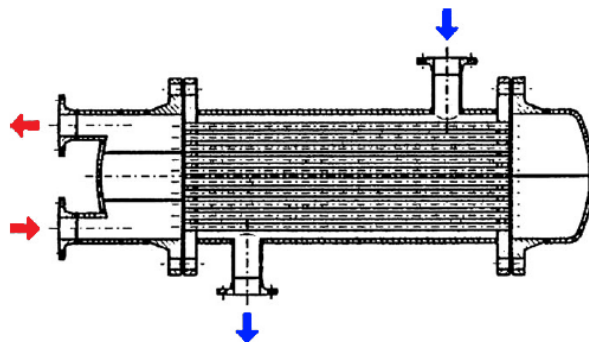
Tyto tepelné výměníky slouží k předávání tepla mezi chladivem a teplonosnou kapalinou. Z hlediska matematického modelu se jedná o nejdůležitější komponentu [4]. Typ výměníku závisí na sekundárním médiu - výměníky vzduch-chladivo jsou obvykle typu tzv. Finned tube, zatímco pro aplikaci voda-chladivo je užíváno výměníků deskových nebo výměníky shell-and-tube³. Výměníky mohou být specializované pro různé parametry - klíčovou roli mohou hrát rozměry, tlaková ztráta, hmotnost, účinnost apod.

Shell-and-tube výměníky

Shell-and-tube výměníky jsou tvořeny vnějším pláštěm naplněným jedním médiem, a svazkem trubek v plášti zasunutým ve kterém proudí druhé médium. Bylo vyvinuto mnoho

³také nazývané kotlové, svazek trubek v plášti

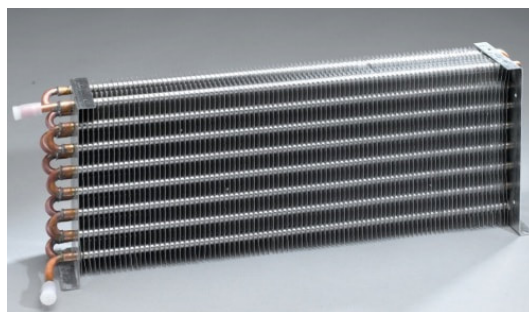
typů těchto výměníků pro různé aplikace - trubky mohou být například vytvarovány do písmene U, aby mohly vodně teplotně dilatovat, mohou být různě segmentovány apod. Tento typ výměníků byl historicky široce využíván pro výparníky a kondenzátory. Mohou být děleny na vertikální a horizontální, což ovlivňuje způsob přenosu tepla [5]. Jejich hlavní výhodou je jejich dlouhá životnost a spolehlivost - komparativně se zanášejí méně než ostatní typy [6]. Možnou výhodou je i drobná modulárnost v možnosti zaslepení trubek je-li výměník předimenzován. Mezi hlavní nevýhody patří velmi velké rozměry a hmotnost (výrazně viditelné zvláště oproti deskovým výměníkům) a pro aplikaci v chladicím sektoru nutné velké náplně chladiva. Obr. 1.3 ukazuje řez běžným shell and tube výměníkem.



Obrázek 1.3: Řez shell and tube výměníkem, převzato z [5], upraveno.

Finned tube

Finned tube⁴ výměníky (obr. 1.4) jsou užívány pro stranu vzduch/chladivo. Jsou tvořeny obvykle měděnou trubkou, na kterou jsou nasazeny hliníkové lamely/žebra. Nevýhodou využívání venkovního vzduchu jako zdroje tepla je namrzání. Při vypařování chladiva pod rosným bodem vzdušná vlhkost kondenzuje na lamelách. Klesne-li venkovní teplota dále, a chladivo se odpařuje pod bodem mrazu, nevyhnutelně dochází k namrzání. Ledové krystalky vytvářejí dodatečný tepelný odpor mezi vzduchem a chladivem a je třeba zvyšovat průtok vzduchu. Průtok není možné zvyšovat neomezeně a tak je tento jev řešen různými způsoby, od instalace elektrických topných kabelů, po reverzibilní chod kdy se přechodově výparník stane kondenzátorem.



Obrázek 1.4: Finned tube výměník z měděných trubek s hliníkovým žebrováním, převzato z [7].

⁴trubkožebrové

Deskové výměníky

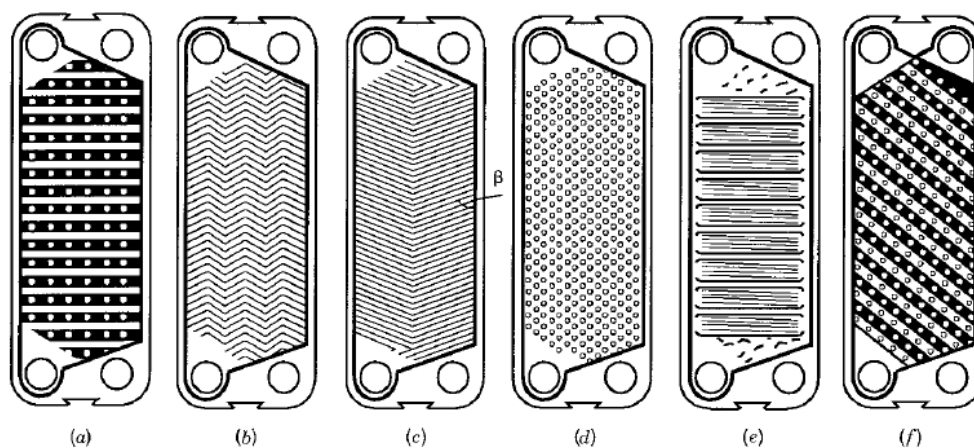
Deskové výměníky zaznamenaly v posledních letech velký rozmach napříč veškerým průmyslem, jenž využívá přenos tepla. Jejich kompaktní rozměry a vysoká účinnost představují v mnoha aplikacích výrazné výhody oproti tradičním trubkovým výměníkům. Jejich relativní nevýhodou oproti ostatním výměníkům může být vyšší tlaková ztráta.

Charakteristika deskových výměníků

Deskový výměník je tvořen svazkem k sobě přiléhajících lisovaných kovových plátů (obvykle měděných nebo nerezových). Způsob, jakým jsou vůči sobě pláty těsněny představuje základní možnost dělení deskových výměníků. Nejčastěji vyráběným typem je výměník tvrdě pájený⁵, ale všechny typy mají svoje specifické oblasti využití.

- gasketed - těsněné
- brazed - pájené natvrdo
- welded - svařované
- semi-welded - polosvařované

Kromě způsobu spojení plátů lze deskové výměníky posuzovat podle vylišovanému vzoru na jednotlivých plátech. Tyto vzory ovlivňují především turbulenci v kanálech výměníku a jsou tak podstatnou proměnnou v koeficientu přenosu tepla a potenciálu zanášení [8]. Většinu deskových výměníků na trhu tvoří tzv. chevron plates - pláty s vylišovaným vzorem, který se podobá písmenům V poskládaným nad sebou (na obr. 1.5 (c), β je charakteristický úhel) - stejnému typu se věnuje i většina literatury [9] a je také typem který byl využit na testovací smyčce VUT.

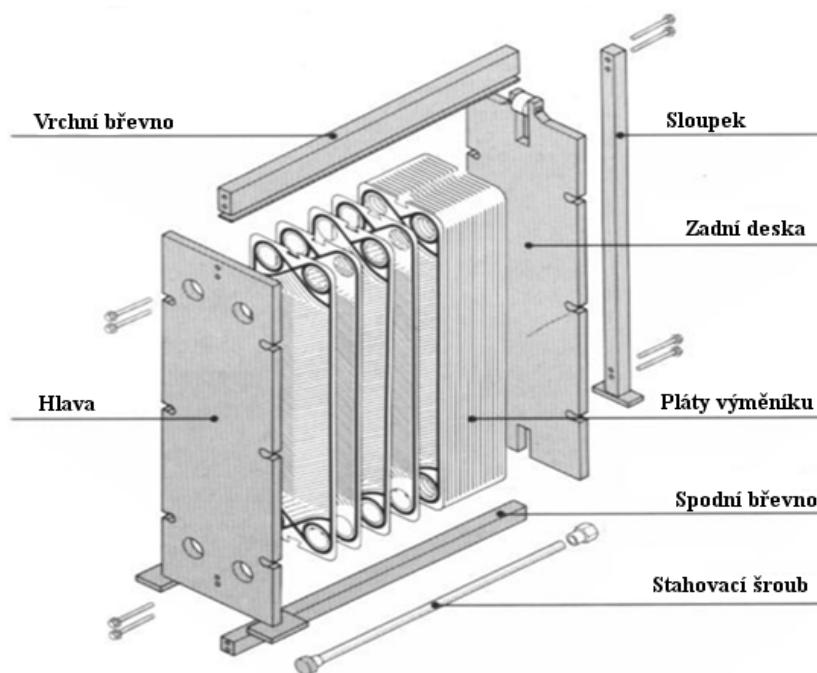


Obrázek 1.5: Různé vzory plátů deskových výměníků. Nejčastější užívané jsou typy (b) a (c), převzato z [9], upraveno.

⁵BPHE - brazed plate heat exchanger

Těsněné deskové výměníky

Jednotlivé pláty výměníku jsou odděleny těsněním, které je přilepeno nebo pouze přitlačeno k deskám. Desky jsou obvykle sešroubovány sadou šroubů, které prochází dvěma silnými kovovými pláty na stranách výměníku. Těsnění může být gumové, při specifitějších požadavcích na chemickou odolnost může být silikonové nebo z PFC (perfluoruhlovodíkových) materiálů. Výměník samotný může být obalen vnější izolací, ať už kvůli omezení ztrát do okolního vzduchu nebo zabránění kondenzace vzduchové vlhkosti. Konstrukci těsněného deskového výměníku ukazuje obr. 1.6.



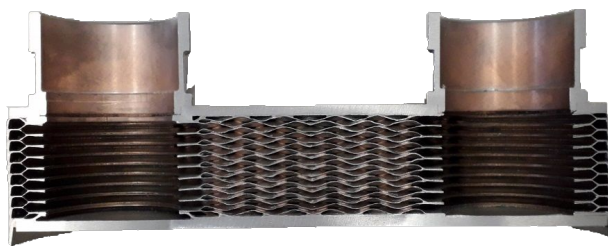
Obrázek 1.6: Konstrukce těsněného deskového výměníku, převzato z [9], upraveno.

Podstatnou výhodou těsněných výměníků je rozebíratelnost pro čištění nebo manipulaci s počtem desek, což umožňuje dimenzovat výměníky s ohledem na celkovou plochu pro přenos tepla a dosahované nominální výkony. Hlavní nevýhody pak představují omezení teplotní, tlakové či chemické, zvláště kvůli těsnění a pochopitelně nutnost těsnění periodicky kontrolovat a popřípadě vyměňovat. Těsněné deskové výměníky se uplatňují především v potravinářském průmyslu a pro ohřev teplé vody.

Pájené, svařované a polosvařované deskové výměníky

Tyto výměníky mění možnost rozebrání výměníků těsněných za větší teplotní, tlakovou a případně chemickou odolnost. Odpadá také nárok na kontroly a údržbu těsnění. Desky mohou být spojeny tvrdou pájkou, svařeny dohromady nebo mohou kombinovány s těsněním. Nejjednoduššími jsou výměníky pájené a představují většinu vyráběných výměníků.

Jelikož jsou nerozebíratelné, kromě omezené modulárnosti se jejich čištění omezuje na chemický průplach a obvykle jsou omezeny užším spektrem využitelných látek z hlediska zanášení. Obr. 1.7 ukazuje rozřezaný deskový chevron plate výměník pro lepší představu o tvaru kanálu vytvořeném z lisovaných vzorů.



Obrázek 1.7: Rozříznutý pájený deskový výměník, převzato z [10].

Deskové výměníky v automobilovém průmyslu

Podstatná oblast aplikace deskových výměníků se nyní ukazuje například v automobilovém průmyslu, kde je pro náběh klimatizačního zařízení vyžadován poměrně velký výkon s velkými nároky na malé rozměry a nízkou hmotnost zařízení [1]. Postupné rozšiřování elektromobilů, které oproti konvenčním vozidlům nedisponují velkým množstvím odpadního tepla z provozu motoru dále zvyšuje nároky na účinnost veškerých systémů zaručujících tepelnou pohodu v kabinách vozidel.

V nepříliš vzdálené minulosti byla tepelná pohoda u elektromobilů zajišťována PTC odporovými zařízeními, které však představují neekonomické využití elektrické energie [11]. PTC jsou tedy zcela nahrazovány tepelnými čerpadly pro zvýšení reálného dojezdu v zimních podmínkách. Nutnost zužitkovat každý joule tepla, spojený s požadavkem na co nejnížší hmotnost celého systému TČ klade velké nároky jednotlivé komponenty. Zejména deskové výměníky díky své kompaktnosti a vysoké účinnosti v automotive systémech nachází široké uplatnění [1].

1.2 Ostatní komponenty

Statická simulace okruhu obvykle zahrnuje základní čtyři komponenty - výparník, kondenzátor, expanzní zařízení a kompresor. Pro dynamický model je vhodné doplnit sběračem chladiva⁶ který je nezbytnou součástí kompaktního TČ pro vyvažování množství chladiva v oběhu. Reálná tepelná čerpadla mohou být vybavena dalšími komponentami, které řeší částečné problémy reálných okruhů v modelu zanedbaných. Dále to jsou senzory, které není nezbytné explicitně modelovat, neboť pro každou komponentu a její výpočetní uzel jsou vždy v modelu dostupné příslušné hodnoty stavových veličiny (tlak, teplota atd.).

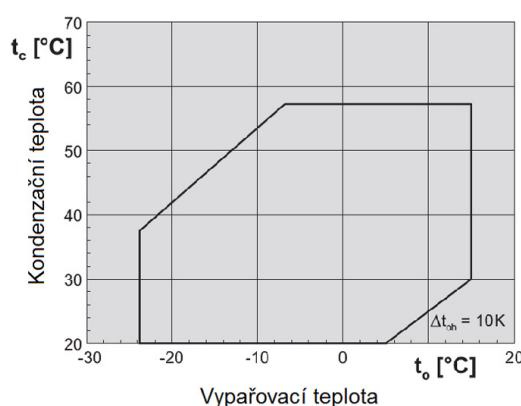
Expanzní zařízení

Základním úkolem expanzního zařízení je vytvořit dostatečnou tlakovou ztrátu. V jednoduchých zařízeních, kde je vyžadována minimální regulace, jako jsou například ledničky je užita pouze kapilára o délce, která vytvoří požadovanou tlakovou ztrátu. V složitějších zařízeních expanzní zařízení hraje podstatnou roli v regulaci tlaků a s tím spojených teplot varu a kondenzace a je využíváno specializovaných expanzních ventilů. Ventily mohou být řízeny dle teploty nebo tlaku. Moderní zařízení obvykle obsahují ventil řízený elektronicky na základě měřené veličiny (obvykle přehřátí chladiva za výparníkem) otevíraný a zavíraný servomotorem. Řízení otevření ventilu obvykle provádí PI regulátor.

⁶liquid receiver

Kompresor

Kompresor je hnací silou systému. Je umístěn za výparníkem a stlačuje páry chladiva, aby mohli odevzdat své skupenské teplo kondenzace v kondenzátoru. Podstatnou veličinou související s kompresorem je kompresní poměr - poměr tlaku na sání a výtlačku. Realisticky je kompresor také omezením pracovního rozsahu okruhu, sací tlak a výtlačný tlak jsou pevně svázány s vypařovací a kondenzační teplotou. Pracovní rozsah kompresoru se značí do grafu, kde na ose x je vypařovací a na ose y kondenzační teplota, oblast na grafu ohraničená se nazývá „obálka kompresoru“ (viz obr. 1.8) a určuje, s jakými teplotami dokáže tepelné čerpadlo pracovat. Jelikož otáčky kompresoru určují průtok chladiva okruhem, inverter, který otáčky může měnit může být regulačním prvkem výkonu tepelného čerpadla (omezí se tím ztráta cyklováním, viz podkapitola 1.3). Inverter je obvykle řízen podle výstupní teploty teplotnosné kapaliny u kondenzátoru [1].



Obrázek 1.8: Obálka kompresoru, převzato z [12].

Bylo vyvinuto mnoho způsobů, jak stlačovat páry chladiva a kompletní dělení kompresorů podle metody je mimo rozsah této práce. Postačí zmínit nejčastější typy kompresorů pro tepelná čerpadla a chladicí zařízení. Malé systémy jako jsou například ledničky či split jednotky obvykle užívají jednoduchých pístových kompresorů jakožto nejlevnější možné varianty. Tepelná čerpadla pro rodinné domy obsahují scroll kompresory, které v poslední době zažívají velký rozmach díky své vysoké účinnosti. Velké průmyslové aplikace často obsahují velké šroubové kompresory díky životnosti a vysoké účinnosti i při velkých výkonech.

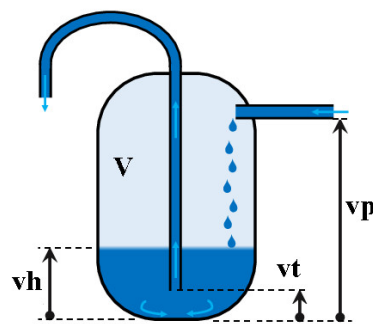
Kromě způsobů samotné komprese se kompresory pro chladicí okruhy dělí podle způsobu utěsnění. Není žádoucí, aby i malé množství chladiva z okruhu unikalo - nejenom, že se může jednat o jedovaté či hořlavé látky, ale chladivo by se muselo do okruhu častěji doplňovat. Kompresory se tak dělí na:

- Hermetické - kompresor je kompletně zavařen do nerozebíratelného pláště - nejčastěji užívané pro domácí aplikace, je nemožná údržba
- Polohermetické - kompresor je kompletně uzavřen v rozebíratelném plášti - pro průmyslové aplikace, kde je z důvodu ceny kompresoru relevantní uvažovat o údržbě kompresoru

- Ucpávkové - Samotný kompresor a jeho motor jsou odděleny a hřídel je utěsněna - pro agresivní média, která nemohou být užita k chlazení motoru, jako je například chladivo R717 neboli amoniak

Sběrač chladiva

Sběrač chladiva je nádoba obvykle umístěná za kondenzátorem. Slouží ke dvěma účelům: jednak k uschování přebytečného chladiva v okruhu - napříč různými operačními body bude ve zbytku okruhu proměnlivé množství náplně (záleží především na kondenzačním a vypařovacím tlaku), přebytečná náplň je obsažena právě ve sběrači chladiva. Navíc zajišťuje, že se do expanzního zařízení dostane pouze kapalina. Princip sběrače chladiva ukazuje obr. 1.9. Určujícími parametry sběrače chladiva je výška přívodní trubky (v_p), výška aktuální hladiny (v_h), výška odchozí trubky ode dna (v_t) a celkový objem (V).



Obrázek 1.9: Schematický řez sběračem chladiva převzato z [13], upraveno.

Dodatečné komponenty

Kromě simulovaných komponent chladicí okruhy obvykle obsahují sadu komponent, které sice nemají výrazný vliv na samotnou fyziku tepelného čerpadla, ale jsou nutné či výhodné z hlediska fungování reálného okruhu, usnadňují manipulaci s okruhem či umožňují jeho pozorování. Tyto komponenty se nemusí vyskytovat ve všech zařízeních.

Vysoušeč chladiva

Pro kompresor je nevhodné aby se dovnitř dlouhodobě dostávalo chladivo v kapalně formě. Rázy vzniklé prudkým odpařením kapiček by mohly kompresor poškodit. Proti tomuto fenoménu se obvykle bojuje přehřátím chladiva na pomoci ovlivnění jeho toku skrze expanzní ventil. Tepelné čerpadlo navíc může disponovat zařízením, které kapičky oddělí od par. Dedikovaný vysoušeč je tvořen trubicí zahnutou do 180°. Kapičky díky své velké hmotnosti nesledují prudký ohyb proudnic a jsou v ohybu zachyceny.

Filtr-dehydrátor

Vodní pára je do okruhu v podstatě nevyhnutelně vnesena při plnění. Okruh je před plněním chladivem vakuován do velmi nízkých tlaků v řádu jednotek kilopascalů, nicméně prakticky není možné okruh vyčerpat do dokonalého vakua. Přítomná vodní pára je pak nekondenzovatelným plynem a působí negativně na přenos tepla. Filtr-dehydrátor

na obr. 1.10 je uvnitř tvořen porézním materiálem, který vlhkost absorbuje. Navíc obsahuje síto, které zabrání, aby se do kompresoru dostaly nečistoty, jako mohou být úlomky ze svarů, které by měly pro kompresor katastrofické následky.



Obrázek 1.10: Filtrdehydrátor, převzato z [14].

Průhledítko

Průhledítko je komponenta, umístěna obvykle za kondenzátorem, která umožňuje pohled dovnitř. V průhledítku je možné pozorovat, zda v jeho umístění proudí chladivo kapalné nebo není kompletně zkonduzované a jsou v něm viditelné bublinky. Průhledítko na obr. 1.11 též obsahuje látku, která se zbarví při přítomnosti vlhkosti a může odhalit infiltraci okruhu vodní párou.



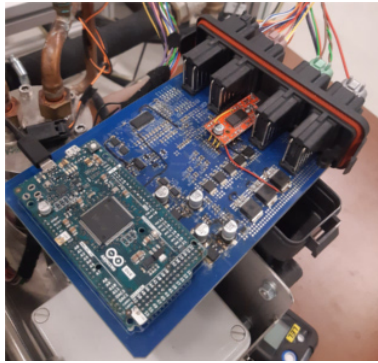
Obrázek 1.11: Průhledítko, převzato z [15].

Řídicí jednotka

Elektronická řídicí jednotka - ECU - je nervovým centrem zařízení. U malých systémů se buď nevyskytuje, nebo se jedná o jednoduché zařízení. Složitější systémy, které mají možnost regulovat otáčky kompresoru či výslednou teplotu teplotnosného média vyžadují komplexní nervové centrum, které sbírá data z měření a zajišťuje regulaci pro dosažení maximální účinnosti. Na obr. 1.12 je ECU ze zkušební smyčky tepelného čerpadla na VUT.

Oběhové čerpadlo, ventilátor

V závislosti na typu zařízení, pro výkony, kde nestačí přirozená konvekce, musí být zajištěna cirkulace teplotnosného média. Oběhové čerpadlo nebo ventilátor zajišťuje tento průtok a může být prvkem, který reguluje výslednou teplotu teplotnosného média. V případě ventilátoru také může představovat nezanedbatelnou spotřebu elektrické energie.



Obrázek 1.12: ECU - řídicí jednotka TČ (VUT Brno).

1.3 Veličiny pro porovnávání tepelných čerpadel

Pro popis a vzájemné porovnání konvenčních zdrojů obvykle stačí uvést jejich výkon, popřípadě účinnost a teplotní spád, se kterým na straně ohřivaného média pracují. U tepelných čerpadel je tato problematika poněkud složitější. Tyto parametry se vztahují především na čerpadla vzduch-voda, i když v obdobné formě mohou být užívány i u jiných, méně častých typů. Pro vzájemné porovnání tepelných čerpadel je využíván soubor veličin, které mohou mít ekvivalentu u konvenčních zdrojů, ale není to pravidlem. Z hlediska matematických modelů může být vhodné pomocí složitých modelů získat data o COP pro široké spektrum operací, vytvořit jednoduchý blackbox model, aplikovat kupříkladu data venkovního klimatu a tím získat SCOP apod.

COP

COP (Coefficient of Performance⁷) popisuje účinnost využití (obvykle elektrické) energie při tvorbě užitečného tepla nebo chladu. Není-li z kontextu jasné, zda se jedná o topný nebo chladicí faktor, je užíváno dolních indexů jako je $COP_{cooling}$. Výpočet topného a chladicího faktoru ukazují rovnice (1.2) a (1.3):

$$COP_{heating} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{P} \quad (1.2)$$

$$COP_{cooling} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{P} \quad (1.3)$$

kde \dot{Q}_{cond} je výkon kondenzátoru, \dot{Q}_{evap} výkon výparníku a P příkon kompresoru. $COP_{cooling}$ je někdy nesprávně zaměňováno s EER (energy efficiency ratio⁸) EER je užíváno především v USA a Velké Británii - jedná se o poměr chladicího výkonu v jednotkách BTU/h a elektrického příkonu ve wattech [16]. Prakticky je COP 1,0 přibližně rovno EER 3,4.

Postup pro získání jmenovitého topného faktoru⁹ popisuje norma pro laboratorní zkoušení tepelných čerpadel a chladicích zařízení ČSN EN 14511 [17]. Jelikož je COP závislý na teplotě zdroje tepla a požadované teplotě získaného tepla, norma vymezuje

⁷topný/chladicí faktor, podle toho zda užitečným výstupem je chlad nebo teplo

⁸poměr energetické účinnosti

⁹jmenovité COP je COP udávané na štítcích TČ

sadu podmínek, za kterých jsou jednotlivé COP změřeny a následně je vypočten jmenovitý COP [18]. Podmínky pro měření se liší podle různých typů tepelných čerpadel (vzduch/voda, voda/voda, země/voda). Samotný jmenovitý COP však z hlediska nejnovějších směrnic jako je ekodesign není relevantní a jsou užívány parametry, které lépe vystihují celkovou účinnost zařízení jako je SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) a SPF (Seasonal Performance Ratio)¹⁰ [18].

SCOP

Jelikož jmenovité COP nestačí k podání dostatečné informace o účinnosti využití energie během topné sezóny, je zaveden tzv. SCOP - neboli sezónní topný faktor, popisuje topný (chladicí) faktor zařízení v rozsahu celé topné sezóny [18]. Je definován normou ČSN EN 14825 [19] a vychází z bilance vyprodukovaného tepla TČ a návrhové tepelné ztráty objektu během sezóny. Navíc zahrnuje ztráty energie způsobené cyklováním a využitím sekundárního zdroje při operaci pod bodem bivalence. Cyklování je děj, který nastává, není-li TČ vybaveno zařízením pro regulaci otáček kompresoru a není tak možné regulovat jeho výkon. TČ tak pracuje ON OFF podle potřeby, což vytváří ztrátu kvůli náběhu. SCOP také zahrnuje ztráty vychladnutím výměníků, když je TČ mimo provoz a nároky na udržování kompresoru na přípustné teplotě [18]. SCOP je uváděn pro klimatická pásma (teplejší, průměrná a chladnější) podle návrhové venkovní teploty a délky otopné sezóny. Pro výpočet je užíváno hodnot změřených v laboratoři podle norem ČSN EN 14825 (143011) [19] a ČSN EN 14511-1 (143010) [17].

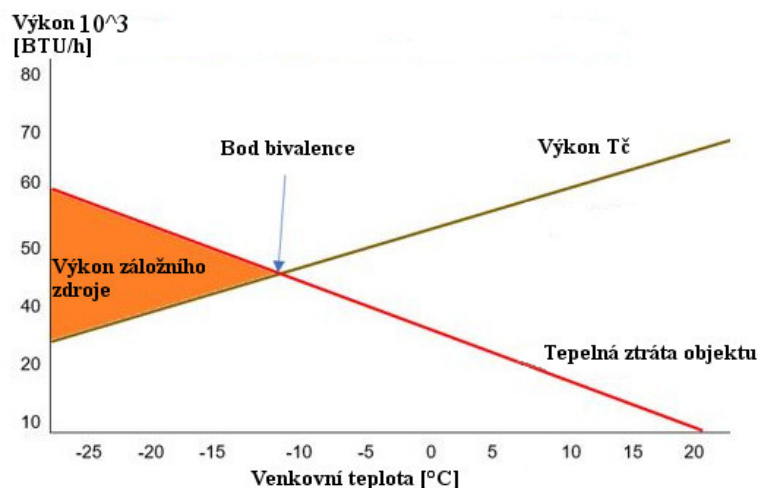
V souhrnu: jmenovité COP je definováno pro zařízení při práci v definovaných podmínkách a tak může sloužit k porovnání TČ stejného druhu. SCOP se mění podle definované tepelné ztráty objektu a klimatického pásma, kde je zařízení instalováno. SCOP navíc zahrnuje různé nevyhnutelné ztrátové děje. Lépe vystihuje efektivitu využití energie a je tím pádem užíván pro štítkování a vzájemné porovnání různých tepelných čerpadel pro konkrétní objekt [18].

Bivalentní teplota

Nejenom topný faktor, ale i samotný maximální výkon tepelného čerpadla vzduch-voda závisí na teplotě venkovního vzduchu - s klesající teplotou klesá. S klesající venkovní teplotou však narůstá i tepelná ztráta objektu. Vykreslí-li se výkon TČ a tepelná ztráta objektu jako funkce venkovní teploty do jednoho grafu (viz obr. 1.13), bod, ve kterém se křivky protnou, je nazýván jako „bod bivalence“ či „bivalentní teplota“. Je to tedy teplota, kdy se maximální výkon tepelného čerpadla a tepelná ztráta objektu přesně rovnají. Další pokles teploty je pro zachování vnitřní teploty nutné kompenzovat přídatným zdrojem tepla. V reálných zařízeních tento problém směřuje k využití elektrokotle, čímž klesá celková účinnost systému. Nárůst teploty nad teplotu bivalentní do systému přináší ztrátu cyklováním (viz výše).

Tepelné čerpadlo by pochopitelně mohlo být navrženo tak, aby byla bivalentní teplota nižší, než je pro dané podnebí dosažitelné. Tento přístup by však znamenal, že TČ bude po většinu topné sezóny výrazně předdimenzované a celkově bude pracovat s nižší účinností. Kromě bivalentní teploty je uváděna minimální provozní teplota - MOT (Minimal

¹⁰Sezónní topný faktor a faktor sezónní účinnosti



Obrázek 1.13: Graf závislosti tepelné ztráty a výkonu TČ na venkovní teplotě, převzato z [7], upraveno. $1 \text{ kW} = 3\,412 \text{ BTU/hr}$.

Operating Temperature). Klesne-li venkovní teplota pod tuto hranici, tepelné čerpadlo není možné provozovat - rozdíl mezi vypařovacím a kondenzačním tlakem je příliš velký.

SPF a PER

SCOP a jmenovité COP jsou veličiny, které jsou určeny k různým úrovním vzájemného porovnávání tepelných čerpadel - měření a výpočet jsou definovány pro specifické standardizované podmínky. Pro popis konkrétní instalace je užíván parametr SPF (Seasonal Performance Factor¹¹), který má popisovat poměr energetických toků skrze energetickou obálku objektu napříč celou topnou sezónou. Pro získání SPF je kromě dlouhodobého měření možné provést výpočet v souladu s ČSN EN 15316-4-2 nebo ze zjednodušeného postupu podle TNI 73 0351. Konečný výpočet z vypočtených nebo naměřených hodnot popisuje rovnice (1.4):

$$SPF = \frac{Q}{E_{E,TC} + E_{E,ZZ} + E_{E,pom}} \quad (1.4)$$

kde Q je celkové teplo dodané pro danou aplikaci, $E_{E,TC}$ je celková spotřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla, $E_{E,ZZ}$ je celková spotřeba elektrické energie pro pohon záložního zdroje a $E_{E,pom}$ je celková spotřeba elektrické energie pro oběhová čerpadla, ventilátory, regulaci a další pomocná zařízení.

Legislativa Evropské unie používá parametr SPF k také rozhodnutí, zda se tepelné čerpadlo dá považovat za obnovitelný zdroj energie. Minimální SPF tepelného čerpadla je definován nerovnicí (1.5).

$$SPF > 1,15 \frac{1}{\eta_e} \quad (1.5)$$

Kde η_e je celková účinnost výroby elektrické energie, která je pro celou EU stanovena na 45,5 %. Minimální SPF soustavy s tepelným čerpadlem, aby byla považována

¹¹jako překlad je ve zdroji (tzb info) uváděn „sezónní topný faktor“, stejně jako SCOP. Legislativa EU také užívá pojmu $SCOP_{net}$ pro SPF je-li zdroj poháněn elektřinou. Samotný pojem SPF je v dokumentech EU překládán jako „faktor sezónní účinnosti“

za obnovitelný zdroj je tak 2,5 - nižší SPF znamená, že nedochází k úspoře primárních paliv. Pro konkrétní porovnání tepelných čerpadel s ostatními zdroji tepla je využívána veličina PER - Primary Energy Ratio¹². PER rozšiřuje pomyslnou energetickou obálku k primárním palivům - je vypočten podle rovnice (1.6):

$$PER = \frac{Q}{PE} = \frac{SPF}{F} \quad (1.6)$$

kde PE je spotřeba neobnovitelné primární energie a F faktor primární energie z neobnovitelných zdrojů. Faktor primární energie z neobnovitelných zdrojů určuje státní legislativa, vycházející z energetického mixu státu. V ČR se jedná o vyhlášku č. 264/2020 Sb. Například hodnoty pro elektrickou energii jsou v ČR poměrně vysoké (2,6) z důvodu celkově nízké účinnosti produkce energie z primárního paliva [20].

1.4 Nástroje pro dynamické modelování

K matematickému modelování se nabízí řada nástrojů, které se vzájemně liší nejenom schopnostmi, ale především obtížností užití a cenou. Ač je od začátku pro práci vybrána Open Modelica, jsou zde krátce popsány často užívané nástroje a jejich možné rozšíření aplikovatelná pro tvorbu modelů chladicích okruhů.

Matlab-Simulink

Matlab je programové prostředí i vysoký programovací a skriptovací jazyk založený na operacích s maticemi. Simulink je nástavba programu Matlab - jedná se o grafické programovací prostředí, které má usnadňovat matematické modelování systémů a propojování systémů napříč disciplínami.

Samotný Matlab-Simulink neobsahuje nástroje pro modelování fyziky - pro tyto účely se používá knihovny Simscape. Knihovna podobně jako knihovny Modelici obsahuje komponenty, ze kterých je možné skládat systémy, a případně je upravovat a vytvářet nové ve vlastním jazyku „Simscape“ založeném na jazyku Matlab. Simscape obsahuje širokou nabídku komponent, jednou z nich je dokonce jednoduché tepelné čerpadlo. Nespornou výhodou Matlabu oproti Open Modelice je snadná implementace knihovny vlastnosti chladiv Coolprop [21].

Jazyk Matlab je užíván kromě stejnojmenného software také open-source programem Octave a Scilab. Octave nemá vlastní ekvivalent k Simulinku, avšak je možné užít balíček, který umožňuje komunikaci Octave se Scilabem, jehož hlavním cílem je poskytnout alternativu k Matlab-Simulinku [22].

Python

Python je vysokoúrovňový programovací jazyk. Výhoda Pythonu je především jeho rozšířenost - jedná se o jeden z nejpoužívanějších programovacích jazyků a z toho plynoucí množství informací a řešených problémů na internetových fórech je násobně větší, než například u Modelici. Pro Python existuje dokonce podporované rozhraní nazývané OM-Python, které má zprostředkovávat komunikaci mezi Pythonem a Open Modelicou, v práci však není rozebírané.

¹²účinnost využití primární energie

Pro účely zkoumání termomechaniky existuje open source knihovna TESP, sama sebe prezentuje jako vhodnou alternativu k OM [23] především z hlediska údržby. Knihovna však neumožňuje dynamické modelování, výpočty pracují s vyhledáváním statických stavů - tento přístup může být pro tepelná čerpadla relevantní. Jak je popsáno v kapitole 6, dynamický model v OM je využíván pro vyhledání statického stavu. Podobně jako Matlab, i Python může plně využívat veškeré funkce Coolpropu [21]. Samotná knihovna TESP obsahuje model tepelného čerpadla, jedná se však spíše o základní náčrty s možností komponenty volně nahrazovat nebo doplňovat vlastními rovnicemi [23]. Jedna z knihoven, která tuto knihovnu rozšiřuje je například Mosaik-heatpump [24]. Pro pomocné matematické výpočty je rovněž vhodná knihovna numpy [25].

Modelica

Modelica je objektově orientovaný, deklarativní, modelovací jazyk udržovaný neziskovou organizací „Modelica Association“. Modelica se běžných programovacích jazyků se prakticky liší především svým fungováním rovnic - rovnice na rozdíl od běžných programovacích jazyků nedeklarují přiřazení, nýbrž rovnost - není tím pádem definovaná kauzalita a simulační engine¹³ musí rovnice upravit pro zjištění pořadí řešení a rozlišení vstupů a výstupů [26]. Tento přístup značně zjednodušuje práci s rovnicemi ze strany uživatele, avšak vytváří nároky na program, který Modelicu používá.

Dymola (název původního je komerční modelovací a simulační prostředí, které užívá jazyk Modelica. Nabízí především možnost rychle a jednoduše tvořit dynamické modely a integrovat je napříč disciplínami. Simcenter Amesim je původně určen pro mechatronickou problematiku, avšak ve svých knihovnách obsahuje i termomechanické systémy i tepelné čerpadlo. Jeho knihovny jsou sepsány v jazyce C/C++, avšak umožňují i základní implementaci a propojení s Modelicou.

OpenModelica je v podstatě open source verze Dymoly. Rámcově jsou její schopnosti stejné - je rozhraním, ve kterém je možné tvořit složité dynamické systémy za užití vytvořených základních a další prvky tvořit. Její možnosti v užívání knihoven jsou však omezené, chybí mnoho quality of life prvků, které Dymola obsahuje a často dochází k situaci, že některé příklady Dymola zvládne odsimulovat a OpenModelica ne. Více o Open modelice pojednává Kapitola 6.

Základem práce s Modelicou jsou její knihovny. Modelica Association udržuje základní knihovnu MSL (Modelica Standard Library), která obsahuje asi 1600 základních komponentů napříč inženýrskými obory, obsahuje také různé příklady simulací pro inspiraci či testování. Komerční knihovny obvykle představují většinu nákladů na práci se softwarem, nicméně umožňují to, k čemu jsou softwary jako Dymola určeny - reálný systém rychle převést na soubor komponentů z knihoven, pospojovat je a intuitivně provádět simulace.

Open-source knihovny v Modelice jsou však obvykle laděny v Dymole - příkladem může být Thermocycle Library, která je exkluzivně pro Dymolu. I když jsou některé knihovny deklarovány jako plně funkční v Open Modelice, velmi málo open-source knihoven je kontinuálně udržováno - tím pádem mohou být funkční po svém vytvoření, ale update OpenModelici je může učinit nepoužitelnými. I některé příklady z identických verzí MSL není možné v Open Modelice odsimulovat. Podstatnou výhodou Dymoly oproti OpenModelice je také její schopnost do jisté míry operovat se staršími verzemi knihoven, takže mohou zůstat relevantní déle.

¹³to jest program, který rovnice přeloží na objekty a vyřeší

2 Ekologická chladiva

Chladivo je pracovní látka TČ. Je značeno písmenem R a dvou až čtyřmístným číselným kódem¹. Jedná se obvykle o látku, jejíž teploty varu při snadno dosažitelných tlacích odpovídají teplotám požadovaným jako výstupy TČ. Právě tento vztah mezi tlakem a teplotou skupenské změny je prvním parametrem, který určuje, které látky je možné užít jako chladiva. Dalšími parametry je bezpečnost, samotné množství skupenského tepla přeměny mezi plynem a kapalinou, objemová chladivost², dobré vlastnosti pro přestup tepla a environmentální šetrnost. Právě dopad na životní prostředí nyní u chladiv představuje základní omezení a jsou hledány alternativa pro aktuální chladiva, která jsou silnými skleníkovými plyny.

Kapitola se věnuje vytvořené legislativě pro vyřazování jednotlivých chladiv, popisu jaká ekologická chladiva jsou dostupná a kde jsou relevantní. Krátce rozebírá nejpoužívanější přírodní a uhlovodíková chladiva.

2.1 Legislativa a její důvody

První příčinou k regulaci environmentálně škodlivých chladiv byl objev dopadu chlorovaných uhlovodíků na ozonovou vrstvu atmosféry. Sloučeniny, sdružené zkratkou ODS (ozone depleting substance), které vykazovali nenulovou hodnotu ODP (ozone depletion potential - potenciál poškozování ozónové vrstvy) v roce 1987 OSN podrobila Montreálským protokolem přísné regulaci. Chlorovaná chladiva byla nahrazována fluorovanými, které nemají vliv na ozonovou vrstvu, ale jejich potenciál jako skleníkové plyny je nezanedbatelný.

Až 7,8 % celosvětových emisí skleníkových plynů se připisuje chladírenskému sektoru. Z tohoto množství 37 % činí úniky chladiv - zbytek činí nepřímé emise z užití elektrické energie. Poměrně velký dopad chladiv na celkové množství emisí skleníkových plynů tak vedl GWP k zavedení regulací v užívání fluorovaných chladiv s vysokým GWP nejprve Kjótským protokolem a později Kigaliho dodatkem k Montreálskému protokolu [27]. Evropská unie ratifikovala tyto ustanovení a navíc vytvořila vlastní legislativu, tzv. „regulaci F-plynů“. Ta předepisuje, kromě nároků na kvalifikaci personálu zacházejícím s chladivy a zodpovědným za jejich bezpečné skladování také kontroly těsnosti apod. k 1.lednu 2022 zakazuje užívání komerčních zařízení s chladivy s GWP větším než 150 a pro užití chladiv pro malé systémy (menší náplň než 3 kg) od roku 2025 zakazuje prodej nových zařízení s chladivy s GWP větším než 750 [28]. Chladírenský sektor tak hledá náhrady za dříve užívaná chladiva pro stávající zařízení - tzv. „retrofit“ a pochopitelně chladiva pro nová zařízení.

Regulace f-plynů se nevztahuje pouze na omezení používání některých chladiv, cíleně reguluje i ostatní HFC látky užívané v jiných oblastech průmyslu. Vymezuje i pravidla pro kontrolu úniků, cla pro import, kvalifikace personálu a produkci a další. Cílem legislativy je předcházet dalším emisím F-plynů, a přispívat tak k cílům EU v oblasti klimatu a zajistit plnění Montreálského protokolu, pokud jde o povinnosti týkající se fluorovaných uhlovodíků.

¹tento kód má vlastní logiku podle které je možné rozeznat, do jaké skupiny látek patří, nicméně tento rozměr není nutné zde rozebírat

²skupenské teplo vztažené na objem páry při vypařovacím tlaku

2.2 Bezpečnostní skupiny chladiv

Norma ASHRAE 34 i evropská norma EN 378-1 chladiva z bezpečnostního hlediska klasifikuje podle toxicity a hořlavosti (viz obr. 2.1). Hořlavá i toxická chladiva představují další nároky na instalaci - chladiva toxicity B například není prakticky možné z důvodů bezpečnosti instalovat do domácích splitových jednotek, které užívají 38 % veškerých F-plynů [28].

Norma ASHRAE 34, klasifikace bezpečnostních skupin

Skupina		
Vyšší hořlavost	A3	B3
Nižší hořlavost	A2	B2
	A2L*	B2L*
žádné šíření plamene	A1	B1
	nižší toxicita	vyšší toxicita

*A2L a B2L jsou méně hořlavá chladiva s maximální rychlostí hoření < 10cm/s

Obrázek 2.1: Tabulka bezpečnostních skupin chladiv podle ASHRAE

Nebezpečné vlastnosti chladiv mohou být kompenzovány designem - chillery jsou například zařízení, která připravují chladnou vodu pro chlazení v klimatizaci, přičemž celý chladivový okruh je mimo místo, ve kterých by se na množství chladiva vznášely bezpečnostní regulace. Tento přístup má oproti přímému odparu chladiva pochopitelně nevýhodu nutnosti většího teplotního spádu mezi odparem chladiva a konečným vzduchem.

Kromě toxicity a hořlavosti je nutné u chladiva posuzovat jeho vzájemné chování s olejem, užívaným k mazání kompresoru. Tato oblast však závisí na jednotlivých výrobcích kompresorů a jejich know-how ohledně olejů a tak se na ně legislativa nevztahuje.

2.3 Porovnání hodnot GWP chladiv

GWP - Global Warming Potential - Potenciál globálního oteplování, vyjadřuje kolik tepla zachytí jedna molekula skleníkového plynu vzhledem k oxidu uhličitému v určitém časovém horizontu. Jinými slovy, vynásobením konkrétního množství skleníkového plynu jeho GWP je získán CO₂ ekvivalent konkrétního množství. Hodnoty GWP se nejčastěji udávají v hledisku 100 let, je však nutno poznamenat, že různá chladiva se v atmosféře rozkládají různou dobu a tak jsou pro celkový obraz někdy doplňovány hodnoty dopadu v hledisku

20 a 500 let (vyjádřeno dolním indexem). Hodnoty GWP u původních CFC chladiv se pohybují v jednotkách desetitisíců, u HCFC a HFC (nyní používaných) dosahují stovek až jednotek tisíců. U přírodních a uhlovodíkových chladiv jde o jednotky. Tabulka níže porovnává hodnoty některých aktuálně či dříve užívaných a přírodních chladiv.

Tabulka 1: Porovnání hodnot GWP

Kód	GWP	skup.	Oblast využití
R13	13900	A1	nyní zakázaný CFC, ODS
R23	12400	A1	nízkoteplotní, až -73 °C
R32	677	A2L	domácí klimatizace
R134a	1300	A1	automobily, klimatizace
R404a	3922	A1	domácí klimatizace
R407a	2017	A1	náhrada R22, potraviny
R290	3,3	A3	automobily, splity
R600a	1	A3	ledničky
R717	0	B2L	velké systémy
R718	0	A1	vysokoteplotní
R744	1	A1	potraviny, průmysl
R1234yf ³	1>	A2L	retrofit R134a

2.4 Neuhlovodíková přírodní chladiva

Velmi nízké hodnoty GWP vykazují kromě čistých uhlovodíků chladiva R718, R717 a R744. Každé z těchto chladiv je však zatíženo specifickým problémem, který komplikuje jeho využití.

R717 - Amoniak

Amoniak je z hlediska termodynamických veličin velmi dobrým chladivem. Disponuje vysokým skupenským teplem varu, a nízkou viskozitou, ze které vychází dobrý přenos tepla. Je však toxický a hořlavý (skupina B2L), což limituje jeho použití pro malé aplikace a velké náplně mohou vyžadovat více bezpečnostních opatření. Oproti například uhlovodíkovým chladivům však disponuje specifickým zápachem, který je rozpoznatelný již při velmi nízkých koncentracích, což prospívá omezení rizik. Aktuálně je užíván při chlazení velkých výkonů, jako jsou například hokejové stadiony a průmyslové aplikace.

Amoniak je oproti HFC chladivům levný, nicméně není kompatibilní s mědí - vytváří s ní komplex - a proto musí amoniakové systémy obsahovat ucpávkové kompresory nebo kompresory s hliníkovým vinutím motoru, jelikož u hermetických kompresorů je chladivo využito pro chlazení - obvykle měděného - vinutí motoru. Výměníky a trubky navíc musí být svařovány z oceli, nicméně vysoké skupenské teplo varu umožňuje menší průtoky a tím pádem mohou i trubky být menší. Oproti běžným hermetickým kompresorům a pájeným měděným výměníkům představují tyto požadavky komplikace navíc.

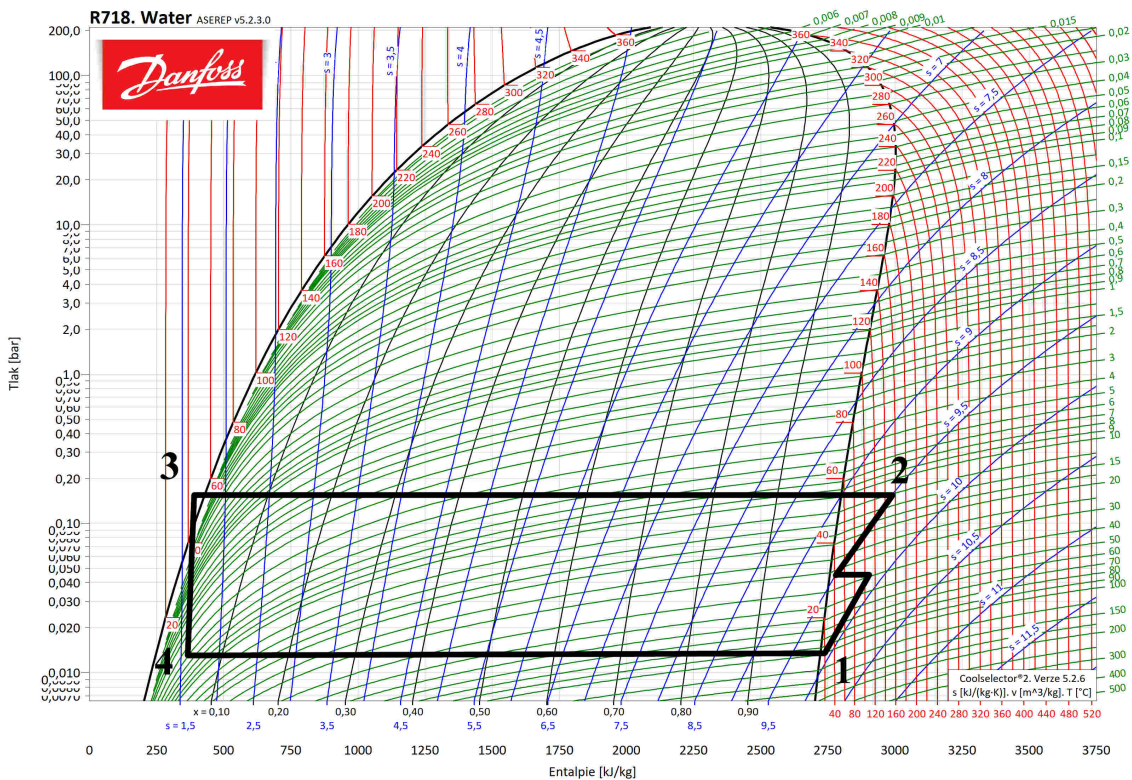
Amoniak v kombinaci s uhlovodíky vytváří azeotropické směsi, jejichž implementace by mohla dále zlepšit jeho vlastnosti. Spolu s odklonem od zaplavených výměníků směrem k deskovým, tyto metody mohou snižovat náplně systémů a zlepšit jejich bezpečnost [30].

R718 - Voda

Využití vody jako chladiva mimo absorpční tepelná čerpadla využívající dvojici bromidu litného a vody je omezené především nízkými tlaky potřebnými k jejich operaci v teplotách použitelných pro užití k vytápění a pochopitelně nemožnost chladiva fungovat při teplotách pod 0°C, což vyřazuje jakýkoli potenciál zimního využití pro vytápění. Podtlak vůči atmosférickému tlaku vyžaduje specifické kompresory, znamená značně vysoké průtoky a přináší problém vzduchové infiltrace do systému [31].

Možné využití vody jako chladiva představují průmyslové vysokoteplotní aplikace využívající solární energii nebo odpadní teplo například z odsolovacích zařízení [31]. V kombinaci s radiálními kompresory může voda představovat pro vysokoteplotní aplikace alternativu k chladivům R1233zd(E) a R1336mzz(Z), které obsahují chlor, a chladivu R245fa, jehož GWP dosahuje ve stoletém výhledu hodnoty 1030 [32].

Na 2.2 je vyznačen navrhovaný okruh s R718, s teplotním spádem 40 na 10 °C pro teplotné médium na výparníku a 50 na 80 °C na kondenzátoru, navržený pro odsolovací zařízení. Pro okruhy s R718 je v podstatě nutnost využívat kompresory s mezichladičem, aby se teplota pohybovala v přijatelných mezích.

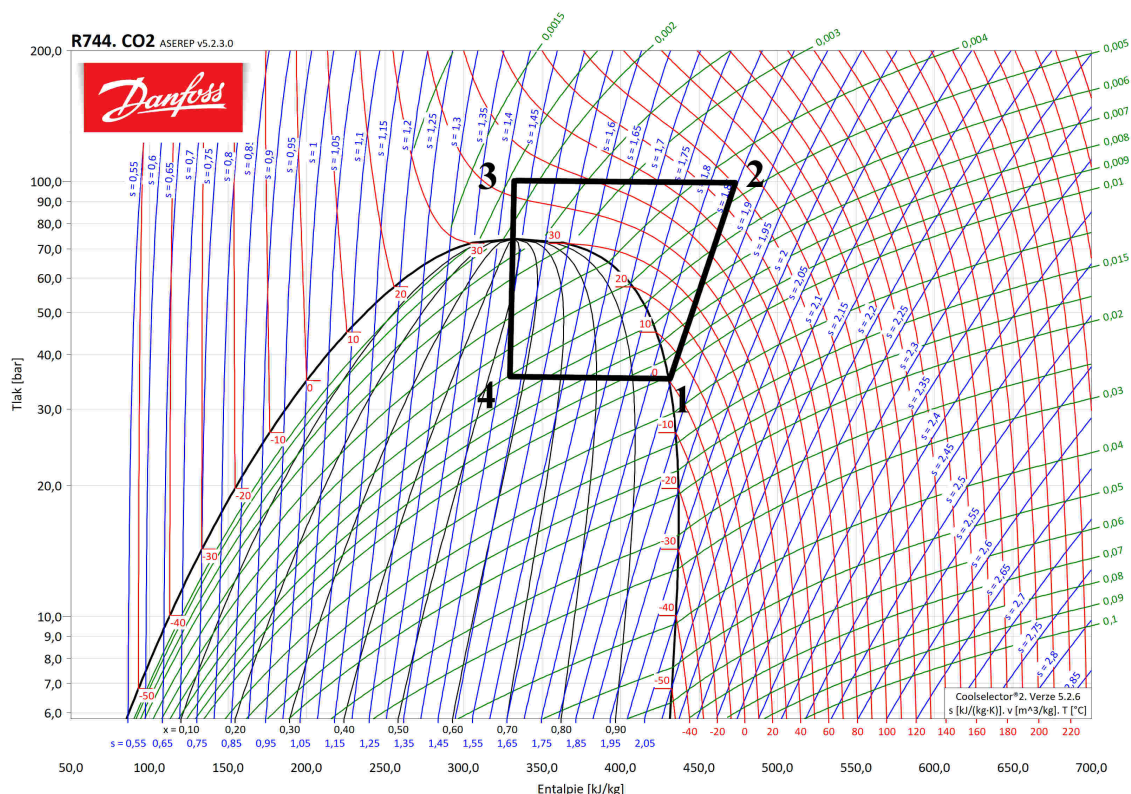


Obrázek 2.2: Ph diagram H₂O s vyznačeným okruhem - vypařovací teplota je 10 °C a kondenzační 55 °C, vytvořeno pomocí [3], upraveno.

R744 - Oxid uhličitý

Oxid uhličitý je z bezpečnostního hlediska klasifikován jako netoxický a nehořlavý, což představuje výhodu oproti potenciálně nebezpečnému amoniaku [28]. Obdobně jako amoniak disponuje nízkou viskozitou vhodnou pro přenos tepla. Jeho hlavní nevýhodou je však nízký kritický bod (31,1°C, 7,38 MPa) a tím pádem nutnost využívat poměrně vysokotlaké nebo i nadkritické systémy⁴ (viz obr. 2.3) v případě užití pro vytápění nebo chlazení během obvyklých letních podmínek [33]. Vysoké tlaky kromě nároků na kompresor vyřazují měděné pájené okruhy a výměníky, které vysoké tlaky ve spojích nevydrží. Okruh s R744 je tak obvykle sestaven svařováním nerezové oceli.

Využití oxidu uhličitého tak připadá na nízkoteplotní aplikace a vícestupňové okruhy, kde je možné oba stupně plnit oxidem uhličitým nebo jeden ze stupňů nahradit jiným chladivem či možné kombinace s ostatními chladivy (např. R290) v jednom okruhu [33].



Obrázek 2.3: Ph diagram CO₂ s vyznačeným nadkritickým okruhem - vypařovací teplota je 0 °C, kondenzace neprobíhá, neboť chladivo je nad kritickým bodem, vytvořeno pomocí [3], upraveno.

2.5 Uhlovodíková chladiva

Čistě uhlovodíková chladiva jsou slibnou alternativou k HFC chladivům v malých aplikacích, jako jsou tepelná čerpadla pro automobily, splitové jednotky, ledničky a podobně. Uhlovodíková chladiva mají nulové ODP a velmi malá GWP - jsou tak jedinou rozsáhlou

⁴kondenzace při 40°C - nutná v letních měsících pro chlazení a zimą pro vytápění znamená tlak 10 MPa

skupinou environmentálně šetrných látek, které mohou být používány jako chladiva. I když uhlovodíků může existovat nespočet, pouze několik málo z nich disponuje vhodnými vlastnostmi pro využívání jako chladivo - vhodné teploty varu a kondenzace musí spadat do vhodných oblastí tlaku, musí být stabilní a kompatibilní s oleji a ideálně disponovat velkou objemovou chladivostí. Z hlediska bezpečnosti jsou uhlovodíková chladiva netoxická, ale obvykle velmi dobře hořlavá a výbušná, což vytváří tlak na menší náplně a různá bezpečnostní opatření⁵ [34, 1]. Dlouhou dobu byl díky těmto vlastnostem nebyla uhlovodíková chladiva uvažována pro aplikaci v oblasti automobilů.

- R600(a) - (izo)butan kromě své aplikace jako chladivo nahradil freony v některých sprejích a smáčedlech. Aktuálně se jedná o nejužívanější uhlovodíkové chladivo, v Evropě dominuje především v domácích ledničkách
- R1270 - propylen spadá do bezpečnostní třídy A3, je zamýšlený jako náhrada R22 (a R404a) pro nízkoteplotní aplikace
- R290 - čistý propan je zamýšlen jako nejnadějnější náhrada chladiv R404a a R407 pro nové systémy. Mezi jeho výhody může patřit například cena - avšak stejně jako ostatní uhlovodíky je dobře hořlavý a je tak nutné omezovat jeho náplně

Přepočty vlastností chladiv pro validaci apod. byly zjišťovány pomocí Coolpropu v Excelu [21], diagramy byly generovány softwarem Coolselector2 od firmy Danfoss [3].

⁵například právě aplikace deskových výměníků

3 Modelování deskových výměníků

Model je nástroj pro předpovídání (predikci) chování systému za zadaných podmínek. Matematický model předpovídá chování systému na základě definovaných rovnic.

Kapitola „Modelování deskových výměníků“ popisuje možné přístupy užívané pro výpočet přenosu tepla, samotné využití korelace, problematiku geometrie a validace samostatných výměníků.

Pro orientaci v oblastech přenosu tepla je užíváno specifické názvosloví - superheat neboli přehřátí syté páry ve výparníku, subcool neboli podchlazení kapaliny pod křivku sytosti a desuperheat - ochlazení přehřáté páry na vstupu do kondenzátoru.

3.1 Modelování obecně

Modely lze velmi obecně rozdělit na statické a dynamické. Statický model mění své výstupy pouze na základě změny vstupních veličin. Nezávisí-li změna výstupu pouze na změně vstupu, ale i na předchozích výstupech, je model nazýván dynamický. Součástí dynamického modelu jsou obvykle diferenciální rovnice [35].

Tepelné výměníky jsou většinou jednou z prvních sledovaných komponent, které, mají významný vliv na dynamiku celého okruhu tepelného čerpadla. Jejich dynamickými veličinami je obvykle obsažená náplň chladiva, která určuje tlak a s tím spojenou teplotu varu či kondenzace. Dynamický rozměrem může být i tepelná kapacita výměníků.

Dynamice okruhu se věnuje především kapitola 4. V této kapitole jsou převážně řešeny statické rozměry, jako je stacionární přestup tepla. Validace výměníků je též realizována na statických stavech z měření na testovací smyčce VUT.

Modely též mohou být děleny podle poznání fyzikálního základu procesu který popisují. Model, který je založen pouze na naměřených datech - ať už z podobného procesu nebo přímo z procesu modelovaného - se nazývá „Blackbox“. Blackbox model nevytváří výstup na základě fyzikálního základu mechanismu, jedná se o rovnice závislosti vytvořené pouze pozorování vstupu a výstupu [35]. Druhým extrémem je model, který je tvořen z obecného chápání fyziky, ze základních rovnic, jež popisují fyzikální proces od základu - například základní rovnice přenosu tepla a látky v případě tepelných výměníků. Tento model pak může být nazýván jako „Whitebox“ [35].

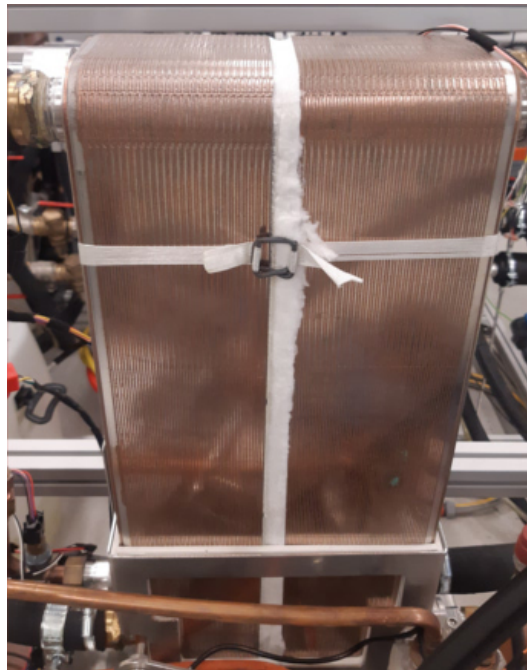
Jelikož oba extrémy představují specifické problémy pro aplikaci, jsou často kombinovány do tzv. „Grayboxu“, modelu, který je tvořen z části využitím základních fyzikálních principů, a v oblastech, kde není možné je aplikovat nebo je příliš obtížné je řešit, využívá různých parametrů či rovnic (například kritériální rovnice pro výpočet koeficientu přenosu tepla konvekci), které vychází z měření podobných problémů [35]. Toto dělení vyčerpávají a celkové dělení matematických modelů je poněkud složitější, avšak postačí pro účely této práce.

Výměníky jsou obvykle nejsložitější součástí vytvořeného modelu chladivového systému [4]. Zatímco expanzní ventil a kompresor lze poměrně přesně popsat za pomoci několika málo rovnic [36], model výměníků pro dynamický model tepelného čerpadla vyžaduje zvažování různých přístupů k zjednodušení výpočtu velmi komplexního procesu přenosu tepla mezi látkami, jejichž fyzikální vlastnosti se výrazně mění napříč fázovou změnou, ke které ve výměnících dochází. Model též musí pracovat s realitou fázové změny - část výměníku v případě kondenzátoru i výparníku bude představovat běžný přestup

tepla vedení a konvekci mezi dvěma jednofázovými látkami, a tak kromě změny fyzikálních vlastností musí být zajištěna i změna samotného výpočtu, je-li vyžadována přesnost.

Modelované výměníky

Výměníky, které budou modelovány jsou vyráběny firmou Kaori. Jedná se o měděné pájené deskové výměníky s chevronovým vzorem na plátech o rozměrech 522x106 mm, konkrétně model R095H s 52 deskami pro kondenzátor a 56 deskami pro výparník. Výměníky jsou výrobcem doporučovány pro aplikaci jako výparník a kondenzátor. Na obr. 3.1 jsou výměníky připojeny k testovací smyčce.



Obrázek 3.1: Výparník (vpravo) a kondenzátor (vlevo) Kaori R095H (VUT Brno).

3.2 Přístupy k výpočtu

Vytvořit whitebox model tepelného výměníku s fázovou změnou, je vzhledem k aktuálnímu chápání těchto dějů extrémně obtížné, obvykle je zaváděna celá řada zjednodušení. Vlastnosti médií se v průběhu změny teploty či tlaku mění, je využíváno několika přístupů, které umožňují vystihnout realitu s rozumnou přesností [36].

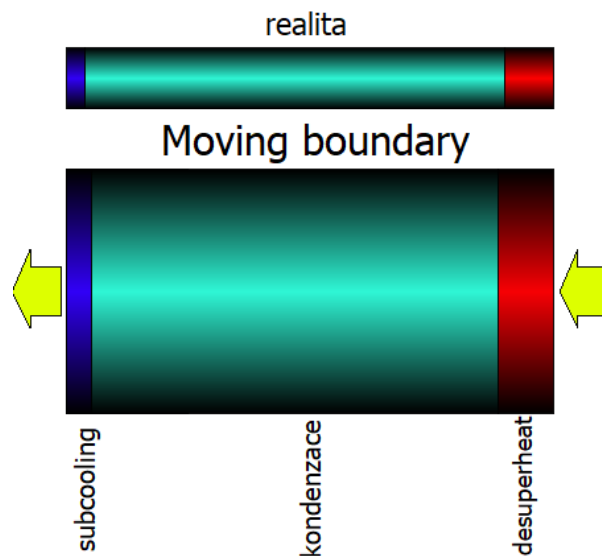
Lumped-parameter - Model se soustředěnými parametry

Lumped Parameter model předpokládá, že sledované parametry (tepelná vodivost, dynamická viskozita apod.) nemají závislost na souřadnicích - je obvykle užíváno jejich střední hodnoty. Je nejjednodušším přístupem k modelování výměníku a je více než dostačující například pro výměníky voda-voda bez fázové změny. K jeho řešení postačuje nejméně rovnic a může být přijatelně přesný pro jednoduchý výpočet či simulaci, ale zanedbává

podstatnou dynamiku systému [4]. Čisté lumped-parameter modely jsou obvykle uzpůsobené pro jiné účely než je zkoumání dynamiky a řízení systému [36]. Lumped-parameter přístup je tak pro účely vícefázových výměníků obvykle doplňován přístupem Moving boundary.

Moving boundary

Moving boundary přístup se snaží zachovat jednoduchost modelu se soustředěnými parametry a zároveň lépe vystihnou problematiku výměníků s fázovou změnou. Přístup se pokouší předpovědět pozici, kde začne docházet k fázové změně - a tím rozdělit výměník na několik oblastí: dvě - v případě výparníku nebo tři v případě kondenzátoru, podle toho jestli v oblasti jde o páru, kapalinu nebo jejich kombinaci - viz obr. 3.2.



Obrázek 3.2: Grafické znázornění přístupu Moving boundary u kondenzátoru.

Pro lepší popis oblasti kde se vyskytují obě fáze může být též využíváno parametru „void fraction“ [4]. Void fraction je podíl objemu páry a celkového objemu a je často využíván vytvořenými korelacemi pro koeficient přenosu tepla ve vícefázové oblasti. Není vhodné jej zaměňovat s parametrem „vapor fraction“ (také „vapor quality“, česky suchost páry), neboť tento parametr vyjadřuje hmotnostní a nikoli objemový podíl dvou fází.

Samotná myšlenka jak Moving boundary implementovat je poměrně jednoduchá. Se známými parametry přehřáté páry (v případě kondenzátoru) vstupující do výměníku a známým hmotnostním tokem je jednoznačně dán výkon části výměníku rovnicí (3.1) a za pomocí rovnic pro přestup tepla je vypočtena délka této oblasti rovnicí (3.3). V případě výparníku je vypočten výkon dvojfázové oblasti podle rovnice (3.2).

$$\dot{Q}_{mb} = (h_{cin} - h_{vap})\dot{m}_{ref} \quad (3.1)$$

kde \dot{Q}_{mb} je výkon výměníku mezi vstupem a křivkou sytosti, h_{cin} měrná entalpie chladiva na vstupu do kondenzátoru, h_{vap} měrná entalpie chladiva na křivce syté páry a \dot{m}_{ref} hmotnostní tok chladiva výměníkem.

$$\dot{Q}_{mb} = (h_{vap} - h_{ein})\dot{m}_{ref} \quad (3.2)$$

Kde h_{ein} je měrná entalpie chladiva na vstupu do výměníku.

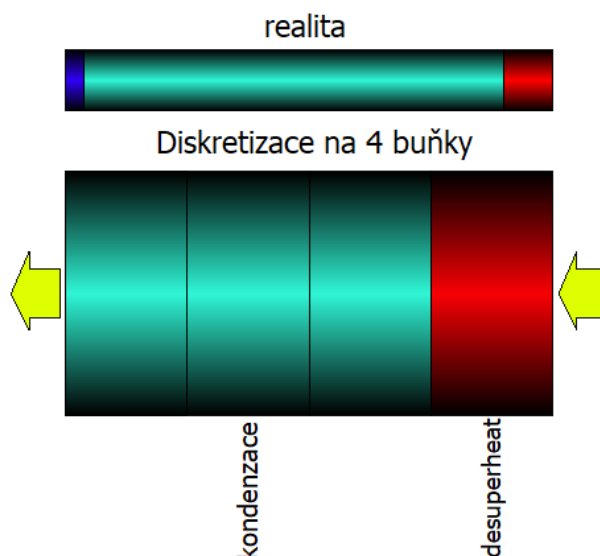
$$L = \frac{\dot{Q}_{mb}}{B\Phi k\Delta T_{lm}} \quad (3.3)$$

Kde L je délka oblasti, B je šířka výměníku, Φ je koeficient zvětšení, k koeficient prostupu tepla a ΔT_{lm} logaritmický teplotní spád výměníku.

Diskretizace

Metodou, která může být využita sama o sobě, anebo dále zpřesnit výpočet využívající Moving boundary přístup je diskretizace. Při 1D diskretizaci je výměník rozdělen ve směru proudění na identické objemy a každý z těchto objemů je v podstatě modelem se soustředěnými parametry. Předpokladem však je, že objemy jsou dostatečně malé na to, aby změna vlastností nebyla příliš významná. Tato metoda může navíc oproti metodě soustředěných parametrů různým částem výměníku přiřadit různé korelace pro různé režimy proudění.

Diskretizaci je možné využít samostatně - a pro každý prvek určit, zda obsahuje jednu nebo dvě fáze a na základě toho mu přiřadit vhodnou korelaci. Přesnost tohoto přístupu by měla výrazně záviset na jemnosti diskretizace. Možná chyba vzniklá nedostatečnou diskretizací je znázorněna na obr. 3.3.



Obrázek 3.3: Velmi hrubá diskretizace - čtvrtina délky výměníku v modelu počítá s korelacemi pro jednu fázi, přitom by mělo jít pouze o zhruba desetinu. Hrubé diskretizace je v podstatě nutno kombinovat s přístupem moving boundary

Diskretizace je též metoda, která je užívaná open source knihovnami - Thermofluid Stream, Buildings i Modelica Standart Library - pro tvorbu výměníků. Výměníky jsou tvořeny prvkem - nazývaným „cell“ nebo „element“ a uživatel má možnost zvolit, na

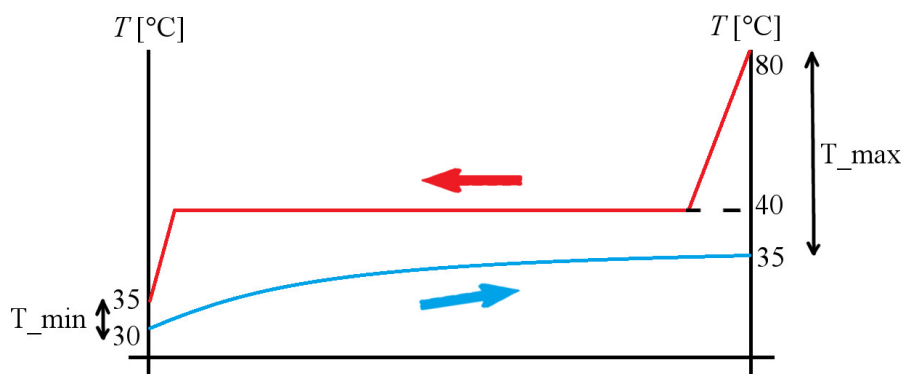
kolik prvků výměník po délce rozdělí. S rostoucím počtem prvků by měla stoupat přesnost výpočtu, ale podstatně také výpočetní čas. Vliv spolehlivosti výpočtu na jemnost diskretizace byl krátce vyšetřován - není-li diskretizace kombinována s přístupem moving boundary, je nutná výrazně jemnější diskretizace. Konečná diskretizace pro validaci byla určena na 7 buněk. Stabilitě a spolehlivosti výpočtu také pomáhá aplikace určení maximálního předaného tepla.

Řešení teplotního spádu

Teplotní spád mezi médii ve výměníku je hnací silou pro výměnu tepla. Pro výpočet výměníků bez fázové změny je obvykle využíváno metody Logaritmického teplotního spádu - LMTD (Logaritmick mean temperature difference) LMTD je vypočten pomocí rovnice (3.4). Obr. 3.4 zobrazuje teplotní spád médií běžného výměníku bez fázové změny.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (3.4)$$

Kde ΔT_{max} je maximální rozdíl teplot médií a ΔT_{min} minimální rozdíl teplot médií.



Obrázek 3.4: Teplotní profily médií v protiproudém výměníku.

Kondenzace i var v chladicím okruhu je u čistých látek i azeotropických směsí dějem izobaricko-izotermickým¹, tudíž teplotní profil na straně chladiva na většině výkonu nepřipomíná logaritmickou křivku, ale konstantu. Pro aplikaci LMTD je tak vhodné využití Moving Boundary přístupu, diskretizace či jejich kombinace. Tabulka 2 ukazuje podíl jednotlivých oblastí na celkovém výkonu výměníku²

Tabulka 2: Porovnání entalpického spádu jednotlivých částí výměníku

Subcooling	Kondenzace	Desuperheat	Jednotky
14	318	63	kJ/kg
4	81	16	%

¹při zanedbání tlakových ztrát

²tlak 12 bar, přehřátí páry na vstupu 30 K, podchlazení na výstupu 5 K

V průběhu tvorby modelu bylo zjištěno, že iterativní výpočty, které jsou zapotřebí pro výpočet s LMTD vytvářejí problémy pro konvergenci modelu (problém Open Modelici). Bylo tak využíváno následujícího zjednodušení:

Mějme příklad kondenzátoru, kde je teplotní spád na teplotnosné kapaliny 6 K (jedná se o reálnou hodnotu z naměřených dat pro validaci). Teplota chladiva se během kondenzace významně nemění a změna teploty teplotnosné kapaliny v jednom elementu je velmi malá - obvykle necelý kelvin. Rozdíl mezi LMTD a prostým rozdílem teplot je tak v oblasti kondenzace velmi malý - jedná se sice o vnesenou nepřesnost, ale zároveň jde o jediné nalezené řešení problému pro vzniklé situace.

Možným nahrazením metody LMTD je metoda ε -NTU. Oproti metodě LMTD není třeba iterativně získávat hodnotu teploty na výstupu s výměníku, ve zkratce jsou spočteny tepelné kapacity proudů a vypočtena efektivita výměníku. Tento proces však není vhodný pro metodu diskretizace - pouze na základě teploty není možné spočítat maximální tepelnou kapacitu proudu chladiva, jelikož teplota zůstává konstantní přes celou oblast kondenzace. Metodu ε -NTU je tedy vhodné použít pro model se soustředěnými parametry nebo moving boundary.

3.3 Předpoklady a limitace modelu

Účelem modelu výměníku je především správně vypočítat přenesený výkon mezi chladičem a teplotnosnou kapalinou. V zájmu jednoduchosti (kvůli rychlosti výpočtu, samotné Modelice atd.) je zavedena řada zjednodušení, která vzdalují model od přesné fyzikální reality, byť nezabraňují modelu podat přijatelný výsledek.

- rychlost tekutiny je rovnoměrná v profilu a má pouze jednu složku
- v jednotlivých buňkách se předpokládají homogenní vlastnosti média
- přestup tepla je stacionární
- vliv oleje je zanedbán
- výměník je adiabatický - nemá tepelnou ztrátu do okolí
- chladivo je čistý propan, teplotnosné médium je 50 % roztok ethylenglykolu a vody
- v každém kanálu výměníku je stejný průtok
- kinetická energie proudících médií je zanedbána
- tlakové ztráty jsou zanedbány³

3.4 Geometrie

Veškerá geometrie užitá pro výpočet byla získána z katalogu výrobce výměníku. Korelace pro přenos tepla u deskových výměníků často využívají veličin specifických pro deskové

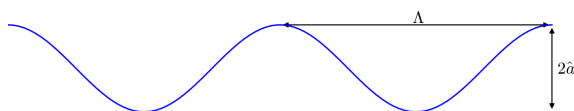
³Během zkoušení smyčky nebyla naměřena dostatečná data pro validaci tlakových ztrát ve výměnících a tlakové ztráty v celkovém okruhu byly malé - pro ovlivnění výkonu zanedbatelné

výměníky - jmenovitě vlnové číslo⁴ značené obvykle jako σ nebo X s jednotkou $[\text{m}^{-1}]$ vypočteno rovnicí (3.5) [37] a bezrozměrný koeficient zvětšení⁵ značený Φ a vypočtený rovnicí (3.6) [37], který určuje poměr mezi skutečným povrchem a povrchem, jaký by měla hladká deska o stejné šířce a délce jako deska výměníku. Koeficient zvětšení se pohybuje od 1,15 do zhruba 1,25 [9].

$$X = 2\pi\hat{a}/\Lambda \quad (3.5)$$

$$\Phi = \frac{1}{6}(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2}) \quad (3.6)$$

kde X je vlnové číslo, \hat{a} je amplituda sinusové vlny tvořící desku výměníku a Λ je vlnová délka sinusové vlny tvořící desku výměníku. Na obr. 3.5 je zobrazen pohled na přibližnou hranu plátu výměníku a je na nich vyobrazeno vlnové číslo a amplituda.



Obrázek 3.5: Vlnová délka Λ a amplituda \hat{a} , převzato z [38].

I samotný obsah pro výměnu tepla není u deskových výměníků jednoznačně definován. Například návrhový software obsah pro výměnu tepla ve své zprávě vypisuje, avšak jedná se o prostý součin šířky a délky plátu, bez koeficientu zvětšení či jiných úprav. Je též používán přístup [37], který za šířku a délku nepovažuje kompletní rozměr výměníku, ale pouze vzdálenost středů vtokových a výtokových kanálů jak ukazuje obr. 3.6 [38].

Problematickou veličinou je též relativní drsnost. Nevyskytuje se u všech korelací, Využitý zdroj pro var ji uvádí [39], nicméně užívá stejnou drsnost pro celou celý experiment a ve výsledné korelaci není obsažena. Obdobně jako veličiny spojené s přesnými rozměry vlnovky plátu, bez rozřezání výměníku není příliš reálně tyto parametry změřit, nejsou-li uváděny výrobcem.

Hydraulický průměr

Geometrický parametr, který je u deskových výměníků obtížné přesně určit je hydraulický průměr - je velmi podstatnou součástí výpočtu koeficientu přenosu tepla. Konvenčně je získán rovnicí (3.7):

$$d_h = \frac{S_p}{O} \quad (3.7)$$

Kde d_h je hydraulický průměr, S_p obsah průtočné plochy a O omočený obvod. Kvůli rozdílné geometrii mezi různými vzory na plátech deskových výměníků (viz kapitola 1.1) je obvod a obsah průřezu obtížné vypočítat a navíc je obvykle proměnlivý napříč délkou plátu. Často užívanou rovnicí (například ve zmiňovaném projektu ACHP) je rovnice (3.8) [37]:

⁴wavenumber

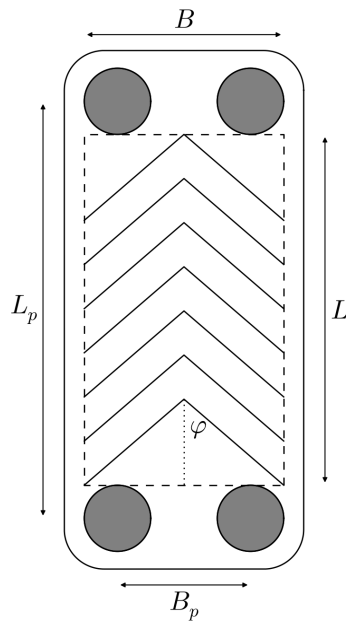
⁵enlargement factor

$$d_h = \frac{4\hat{a}}{\Phi} \quad (3.8)$$

Aplikaci této rovnice poněkud komplikuje veličina \hat{a} - amplituda pomyslné sinusovky plátu - výrobce jej nedeklaruje a bez rozebrání výměníku není prakticky možné jej změřit⁶. Nejobecnější způsob získání hydraulického průměru je pomocí rovnice (3.9). Navíc různé zdroje se k problematice hydraulického průměru staví různě, některé zdroje uvádí vlastní výpočet, některé se odkazují na jinou literaturu. Nepožaduje-li zvolená korelace explicitně svůj vlastní výpočet, byla pro model využita rovnice (3.9), a to především z důvodu, že oba parametry pro její výpočet uvádí výrobce výměníku a potenciálně je tak nejpřesnější.

$$d_h = \frac{2V}{S} \quad (3.9)$$

Kde V je celkový objem kanálu a S celková plocha desky výměníku. Šířka kanálu je vůči jeho délce zanedbatelná.



Obrázek 3.6: charakteristický úhel φ , šířka B , redukovaná šířka B_p , délka L a skutečná délka L_p , převzato z [38].

3.5 Přestup tepla

Empirických korelací pro přenos tepla bylo vytvořeno nespočet, lišící složitostí, užitím různých specifických veličin (korelace, které obsahují friction factor, které zahrnují úhel chevronového vzoru apod.) i omezeními na různá média. V rámci diplomové práce byly vyhledávány především korelace, jež byly validovány pro uhlovodíková chladiva v deskových výměnících.

⁶je využívána i při výpočtu faktoru zvětšení - pro jeho účely byla odhadnuta. Přestup tepla je na hydraulický průměr mnohonásobně citlivější a z toho vychází problém

Olej

Málokdy zmiňovaným vlivem na přestup tepla v člancích, které korelace validují a představují je vliv oleje, který je v reálném okruhu přítomen kvůli nutnosti mazat kompresor. Olej v okruhu cestuje spolu s chladivem, částečně v podobě olejové mlhy. U většiny nalezených korelací není olej zmiňován vůbec, někde je jeho vliv zmíněn, ale zanedbán z důsledku nízkého vlivu na friction factor [40]. Literatura na vliv oleje zaměřená však zmiňuje různé vlivy v závislosti na jeho obsahu. Je-li veškeré chladivo v plynné fázi, celkový vliv oleje je zanedbatelný - oleje je poměrně málo, má malý parciální tlak vůči chladivu [41]. Oproti tomu v oblasti, kde většina chladiva již zkondenzovala a ve zbylých parách má olej významné zastoupení, může způsobit výraznou změnu teploty kondenzace [41]. Olejové hospodářství a jeho simulace je důležitá problematika, nicméně konečný vliv na celkový přenesený výkon - což je hlavní cíl modelu - není výrazný, a tak byl vliv oleje zanedbán.

Oblast jednofázového proudění

I když se může zdát, že nejvýznamnějším dějem bude přestup tepla při fázové změně, neméně podstatnou součástí je strana teplotonosné kapaliny a oblasti přehřáté páry, a podchlazení kapaliny, které dohromady zahrnují větší plochu výměníku než var a kondenzace. Původně zamýšlenými korelacemi byly korelace využitě projektem ACHP [38], které obsahují korelace z VDI Heat Atlasu, které vychází z práce Holgera Martina [37]. Využívají friction factor k výpočtu tlakových ztrát i koeficientu přestupu tepla a klíčově udávají ho jako funkci úhlu vzoru na chevronovém plátu. Výpočet se skládá ze soustavy rovnic, které obsahují goniometrické i logaritmické funkce.

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = \frac{\cos\phi}{\sqrt{0,18\tan\phi + 0,36\sin\phi + \zeta_0/\cos\phi}} + \frac{1 - \cos\phi}{\sqrt{3,8\zeta_{1,0}}} \quad (3.10)$$

Kde ζ je třecí faktor, ϕ je úhel sklonu chevronu plátu výměníku a ζ_0 a $\zeta_{1,0}$ dodatečné faktory. Faktory ζ_0 a $\zeta_{1,0}$ jsou vypočteny na základě režimu proudění - rovnicemi (3.11) a (3.12) pro laminární proudění a rovnicemi (3.13) a (3.14) pro turbulentní.

$$\zeta_0 = \frac{64}{Re} \quad (3.11)$$

$$\zeta_{1,0} = \frac{597}{Re} + 3,85 \quad (3.12)$$

$$\zeta_0 = \frac{1}{(1,8\ln(Re) - 1,5)^2} \quad (3.13)$$

$$\zeta_{1,0} = \frac{39}{Re^{0,289}} \quad (3.14)$$

Re je Reynoldsovo číslo. Nelinearita a nespojitost rovnic vedla k častým problémům s konvergencí výpočtu (více v kapitole 6), a dlouhým výpočetním časům, zvláště v případě pokusů o zprovoznění smyčky. Byly proto vyhledány korelace specifitější (3.15), zahrnující pouze několik podobnostních čísel, vytvořené pro výměník s vzorem se sklonem 60° (článek obsahuje i varianty pro rozdílné sklony, korelace však nejsou funkcemi sklonu).

$$Nu = 0,1449Re^{0,8414}Pr^{0,35} \frac{\mu}{\mu_w} \quad (3.15)$$

Kde Nu je Nusseltovo číslo, Pr je Prandtlovo číslo, μ je dynamická viskozita média a μ_w dynamická viskozita média při teplotě stěny. Z Nusseltova čísla je poté vypočten koeficient přestupu tepla konvekcí rovnicí (3.16):

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d_h} \quad (3.16)$$

kde λ je tepelná vodivost média a α je koeficient přestupu tepla konvekcí v oblasti jedné fáze skupenství. Výjimkou je oblast přehřáté páry ve výparníku, pro který studie od Longa [39], užitá pro var, disponuje vlastní korelací pro tuto oblast. Jedná se o rovnici (3.17):

$$\alpha_s = 0,277(\lambda/d_h)Re^{0,766}Pr^{0,333} \quad (3.17)$$

kde α_s je koeficient přestupu tepla konvekcí v oblasti přehřáté páry.

Kondenzace

Specifickou veličinou užívanou pro oblasti kondenzace i varu je ekvivalentní Reynoldsovo číslo vyjádřené rovnicí (3.18). Jedná se o funkci suchosti páry, která může být určena k charakterizaci proudění ve vícefázovém rozhraní. Zároveň nevyžaduje hodnotu celkové dynamické viskozity směsi páry a kapaliny, která může být obtížně zjistitelná a vyžadovala by implementaci dalších korelací.

$$Re_{eq} = G[(1-x) + x(\rho_L/\rho_G)^{1/2}]d_h/\mu_L \quad (3.18)$$

Kde Re_{eq} je ekvivalentní Reynoldsovo číslo, G je měrný hmotnostní tok⁷, x je suchost páry, ρ_L je hustota syté kapaliny, ρ_G hustota syté páry a μ_L dynamická viskozita syté kapaliny. Kromě ekvivalentního Reynoldsova čísla je další specifickou veličinou dvojfázového přenosu tepla tzv. redukovaný tlak, který je poměrem skutečného tlaku a tlaku kritického viz rovnice (3.19).

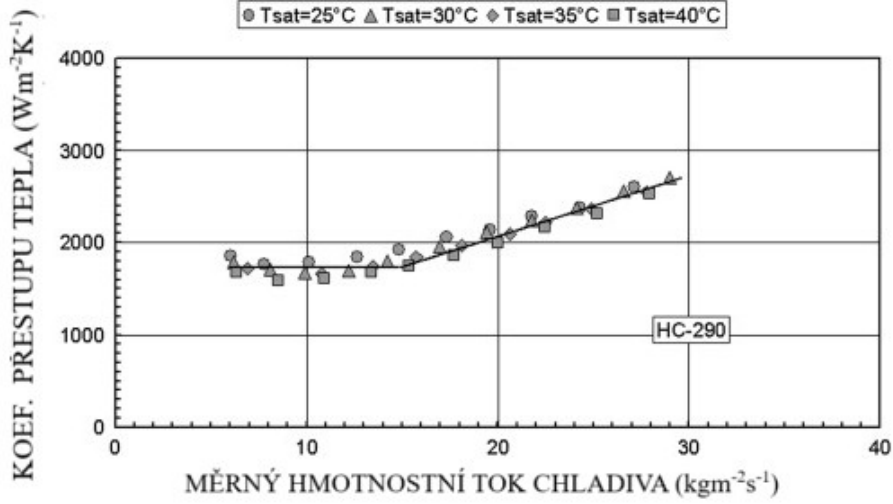
$$p^* = \frac{p}{p_{crit}} \quad (3.19)$$

Kde p^* je redukovaný tlak, p je skutečný tlak a p_{crit} je kritický tlak média. Projekt ACHP se ohledně literatury odkazuje na práci Longa A. Giovanniho. Longo pro kondenzaci v deskových výměnících popisuje při vertikální operaci dva režimy: režim při nízkém měrném hmotnostním toku dominovaný gravitací, který nemá prakticky žádnou závislost na Re_{eq} a režim nucené konvekce, který závisí na Re_{eq} s exponentem 0,3 - 0,4 [42]. Tato závislost je vykreslena na obr. 3.7.

Pro oblast kondenzace byly tak otestovány tři korelace. Původně užitá projektem ACHP, vyjádřena rovnicemi (3.20) pro gravitací dominovaný režim a (3.21) pro kondenzaci řízenou nucenou konvekcí [38]. Longo navrhuje korelace pro gravitačně kontrolovanou filmovou kondenzaci na vertikálním plátu podle Nusselta vyjádřenou rovnicí (3.22) [43], pro režim nucené konvekce uvádí kondenzaci podle Akerse, která byla původně zavedena pro kondenzaci nucenou konvekcí v trubkách a vyjadřuje ji rovnice (3.23) [44].

$$\alpha_{cg} = \frac{60\lambda Pr^{1/3}}{d_h} \quad (3.20)$$

⁷mass flux



Obrázek 3.7: Závislost koeficientu přestupu tepla při kondenzaci na měrném hmotnostním toku, převzato z [42], upraveno.

$$\alpha_{cc} = \frac{0,012(Re_{eq} - 1750) + 60\lambda Pr^{1/3}}{d_h} \quad (3.21)$$

$$\alpha_{cg} = 0,943[(\lambda_L^3 \rho_L^2 g \Delta J_{LG}) / (\mu_L \Delta T L_s)]^{1/4} \quad (3.22)$$

$$\alpha_{cc} = 5,03(\lambda_L / d_h) Re_{eq}^{1/3} Pr_L^{1/3} \quad (3.23)$$

Kde α_{cg} je koeficient přestupu tepla v režimu řízeném gravitací, α_{cc} koeficient přestupu tepla v režimu konvektivní kondenzace (pro $Re_{eq} > 1750$), Pr_L Prandtlovo číslo syté kapaliny, g tíhové zrychlení, λ_L tepelná vodivost syté kapaliny, ΔJ_{LG} latentní teplo varu, ΔT rozdíl teplot mezi teplotou kondenzace a teplotou stěny a L_s délka vertikální stěny.

Z uvedených korelací a jejich kombinací při validaci bylo dosaženo výsledků nejbližších realitě pomocí rovnice (3.23). Dá se tím pádem předpokládat, že všechny operační body pro validaci použité byly řízeny nucenou konvekcí - což představuje nedokonalost rozsahu validace - při nižších výkonech TČ a tím pádem nižších průtocích chladiva bude pravděpodobně dominovat kondenzace kontrolovaná gravitací, avšak data pro validaci tohoto režimu nejsou dostatečná.

Var

Projekt ACHP [38], využívá pro oblast varu korelaci pool-boiling podle Coopera popsanou rovnicí (3.24) [45]. Tato korelace byla původně pro model otestována, nicméně se jedná o zbytečně jednoduchý přístup - výhodou diskretizovaného modelu je právě přiřazovat různé režimy proudění - či právě varu - různým buňkám výměníku. Navíc skutečný koeficient přestupu tepla z experimentálního měření je o něco větší, než touto korelací získaný.

$$\alpha_b = 55(p^*)^{0,12-0,2\log_{10}(R_p)} (-\log_{10}(p^*))^{-0,55} (q^*)^{0,67} M^{-0,5} \quad (3.24)$$

Kde α_b je koeficient přestupu tepla varem, R_p je relativní drsnost, q^* měrný tepelný tok a M molární hmotnost média.

Režim varu chladiv v deskových výměnících je rozdělován na dva režimy: bublinkový var⁸, který ovlivňuje především měrný tepelný tok a konvektivní var, kde jsou dominantními veličinami suchost páry a měrný hmotnostní tok. Mezi těmito režimy je možné rozlišovat na základě rovnice (3.25) (hranice mezi režimy je $Bo = 0,00015$), avšak není to nutné - podle Longa je přijatelný přístup spočíst oba koeficienty přestupu tepla a vzít jejich maximum [39].

$$Bo = q^*/(G\Delta J_{LG}) \quad (3.25)$$

Kde Bo je Boiling number⁹. V modelu jsou z hlediska jednoduchosti zadefinovány dvě rovnice pro koeficient přenosu tepla a je vybráno jejich maximum. Jedná se o korelaci pro konvektivní var vyjádřený rovnicí (3.26) [39] a soustavu rovnic pro bublinkový var upravenou pro aplikaci v deskových výměnících (3.27)[39].

$$\alpha_{cb} = 0,122\Phi(\lambda_L/d_h)Re_{eq}^{0,8}Pr_L1/3 \quad (3.26)$$

Kde α_{cb} je koeficient přestupu tepla při konvektivním varu.

$$\alpha_{nb} = 0,58\Phi\alpha_0(R_p/0,4)^{0,1333}F_p(q^*/20000)^{0,467} \quad (3.27)$$

Kde α_{nb} je koeficient přestupu tepla při bublinkovém varu, α_0 je referenční hodnota koeficientu přestupu tepla pro dané médium, podle [5] pro propan $\alpha_0 = 4277$. F_p je faktor redukovaného tlaku vypočtený podle rovnice (3.28)

$$F_p = 1,2p^{*0,27} + [2,5 + 1/(1 - p^*)]p^* \quad (3.28)$$

3.6 Validace

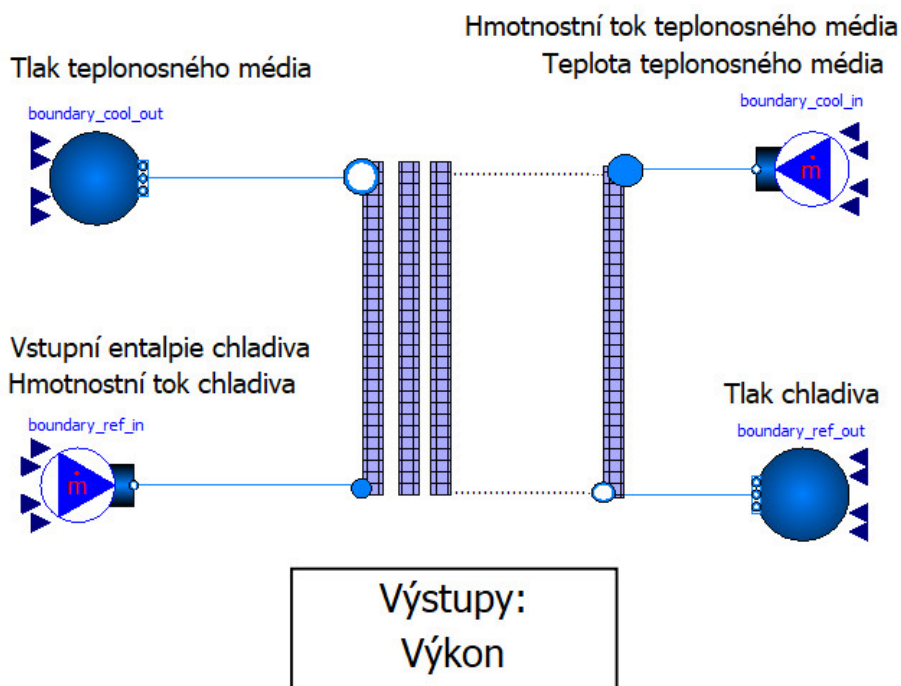
Původní myšlenkou bylo pro validaci samostatných výměníků využít návrhový software od jejich výrobce. Software je pro uživatele naprostý blackbox, což samo o sobě nepředstavuje problém, nicméně byly odhaleny některé jeho nedostatky a inkonzistence. Bez možnosti zjistit, jestli se jedná o vnitřní vadu nebo specifické omezení, byla nakonec využita data z měření kompletní smyčky.

Ač jsou výměníky v podstatě jedinou skutečně dynamickou komponentou, jejich dynamika vychází z řízených toků chladiva, o kterých rozhoduje expanzní ventil a kompresor, tudíž jejich dynamika musí být validována v kompletní smyčce. Validace samotných výměníků se tak soustředí na validaci statických stavů. Vstupy a výstupy modelu popisuje obr. 3.8. Validace jednotlivých komponent je součástí tvorby modelu kompletní smyčky. Jednotlivé komponenty jsou zasazeny do modelu samostatně s okrajovými podmínkami nazývaný „testbench“. Okrajové podmínky v OpenModelice je také možné zadávat proměnlivé, validace jednotlivých komponent také může odhalit případné problémové stavy, kde je model obtížné řešit a odhalit tak možné problémy, ke kterým může dojít v kompletní smyčce.

I když ve finální smyčce jsou okrajovými podmínka výměníku hmotnostní toky teplonosného média a chladiva dovnitř a ven z komponenty a tlak je dopočítán na základě náplně chladiva, kvůli zrychlení výpočtu je pro účely statické simulace užito okrajové podmínky hmotnostního toku a tlaku v komponentě.

⁸nucleate boiling

⁹Varné číslo



Obrázek 3.8: Vstupy do testbeche pro validaci výměníků.

Kaori návrhový software

Využitá verze návrhového software od výrobce výrobce „Kaori V4.2.81“ slouží pro návrhy výměníků do konkrétních aplikací. Jak již bylo zmíněno, bylo původně zamýšleno využít tento software pro validaci výměníku jako jednotlivé komponenty. Do softwaru uživatel zadá okrajové podmínky a jako výstup dostane výkon, střední vlastnosti chladiva, výkon, tlakovou ztrátu na straně teplosnosného média a podobně. Při bližším prozkoumání však byl software shledán nedostatečným pro kompletní validaci výměníků. Rozhraní návrhu výparníku ilustruje obr. 3.9

The screenshot shows the Kaori software interface for evaporator rating calculation. The window title is "KAORI Heat Treatment Co., Ltd. - [Evaporator - Rating Calculation]". The interface is divided into two main sections: Side 1 and Side 2. Side 1 is for the refrigerant (R290) and Side 2 is for the heat transfer medium (Water). The interface includes various input fields for mass flow rate, temperature, pressure drop, and fouling resistance. It also includes a section for quality (Inlet Quality and Temp. before the expansion valve) and a section for heat exchanger parameters (PHE type, units in parallel, No. of plates, Solder). The interface is in Czech and includes navigation buttons for "Previous" and "Next".

Obrázek 3.9: Zadávání okrajových podmínek pro výparník do návrhového software Kaori - hodnota přehřátí (Superheat) by měla být dopočtena na základě ostatních podmínek, pro možnost pokračovat musí však být zadána.

Jelikož software je blackbox, není možné zjistit přesný mechanismus výpočtu - je například možné, že má sloužit pouze jako ověření, zda výměník za daných podmínek zvládne předat zadané množství tepla. V raných stádiích vývoje modelu byl omezeně využit, nicméně skutečnou validaci s ním není možné provést.

Validace výparníku

Pro validaci bylo poskytnuto celkem 25 testovacích bodů (zapsány v tab. 3), při bližší analýze bylo zjištěno, že případy 3, 5, 12, 15 jsou duplikáty (opakované měření téhož nastavení) a byly z konečné validace vyřazeny. Obr. 3.10 obsahuje dva sloupce - modrý sloupec jsou data výkonu z měření a oranžový ze simulace. Okrajové podmínky

Výsledky validace výparníku svojí přesností však klamou (výsledná průměrná chyba je přibližně 1 % - při bližším ohledání byl celý výkon přenesen obvykle na zhruba 85 % výměníku - simulace tak pravděpodobně nadhodnocuje koeficient přestupu tepla na straně chladiva. Tato nepřesnost by se projevila až v simulaci kompletní smyčky zvýšením výparného tlaku a tím mírným navýšením COP. Na základě toho by model mohl být upraven, aby lépe vystihoval realitu.

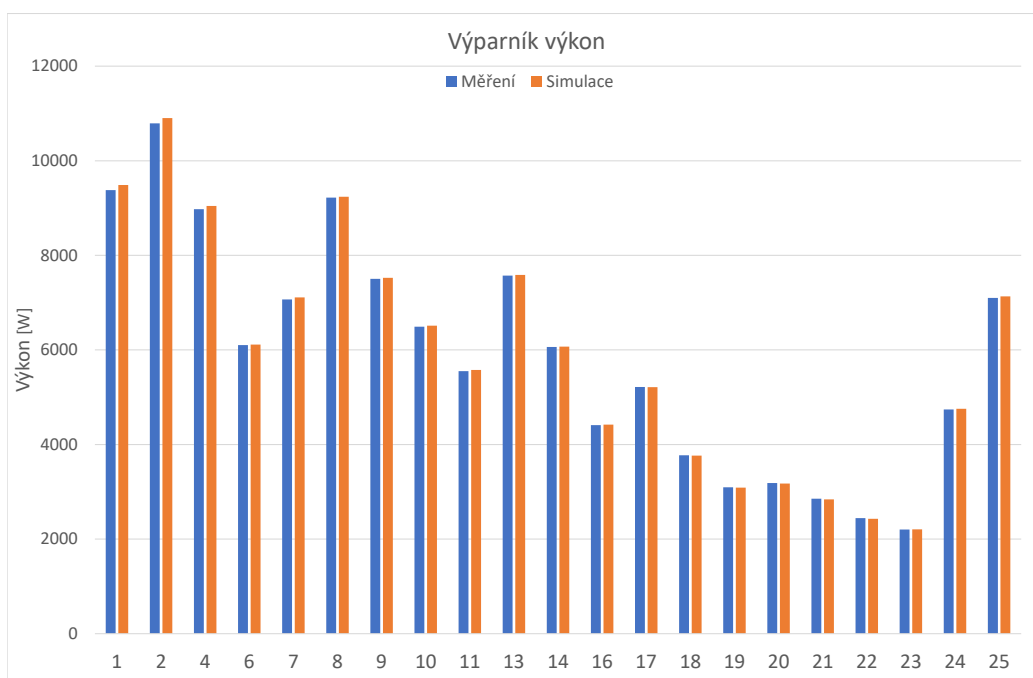
Validace kondenzátoru

Obr. 3.11 obsahuje 3 sloupce - modrý sloupec představuje data z měření, oranžový sloupec simulaci s prostou diskretizací na 7 oddílů a šedý sloupec simulaci s kombinací diskretizace a moving boundary. Aby model kondenzátoru dosáhl dostatečné přesnosti, bylo by nutné jej diskretizovat mnohem jemněji (20-30 oddílů).

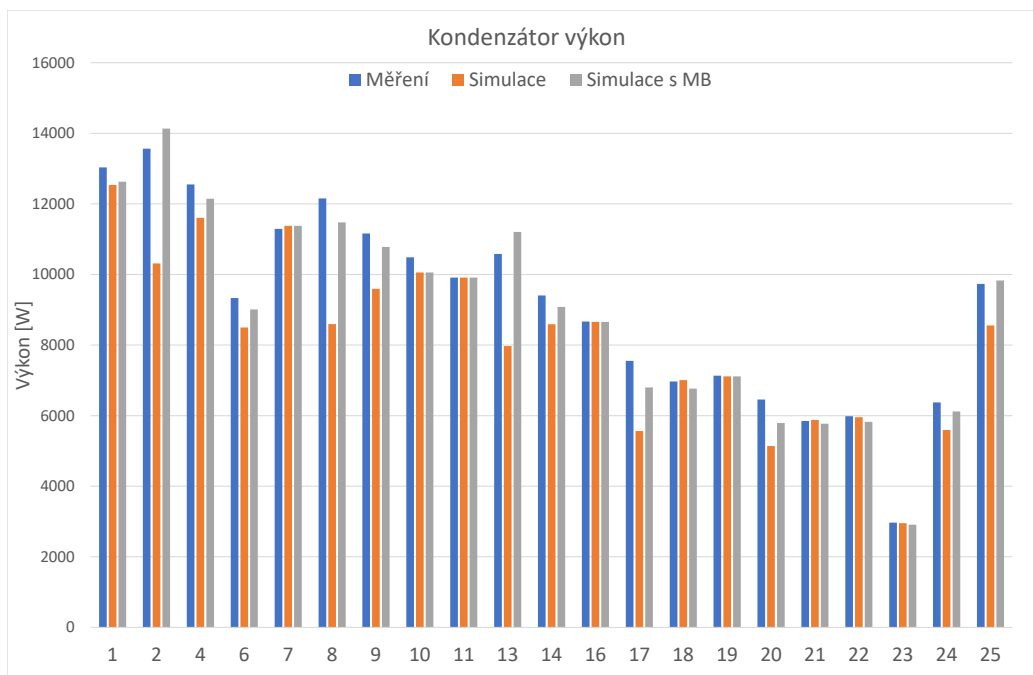
I když se zdá, že relativní chyba kondenzátoru je významnější, než u výparníků, na základě této validace lze prohlásit model za spolehlivý - některé body výkonu mírně podhodnocuje a některé mírně přehodnocuje. Výsledná relativní chyba je zobrazena na obr. 3.12.

Tabulka 3: Okrajové podmínky pro validaci výměníků.

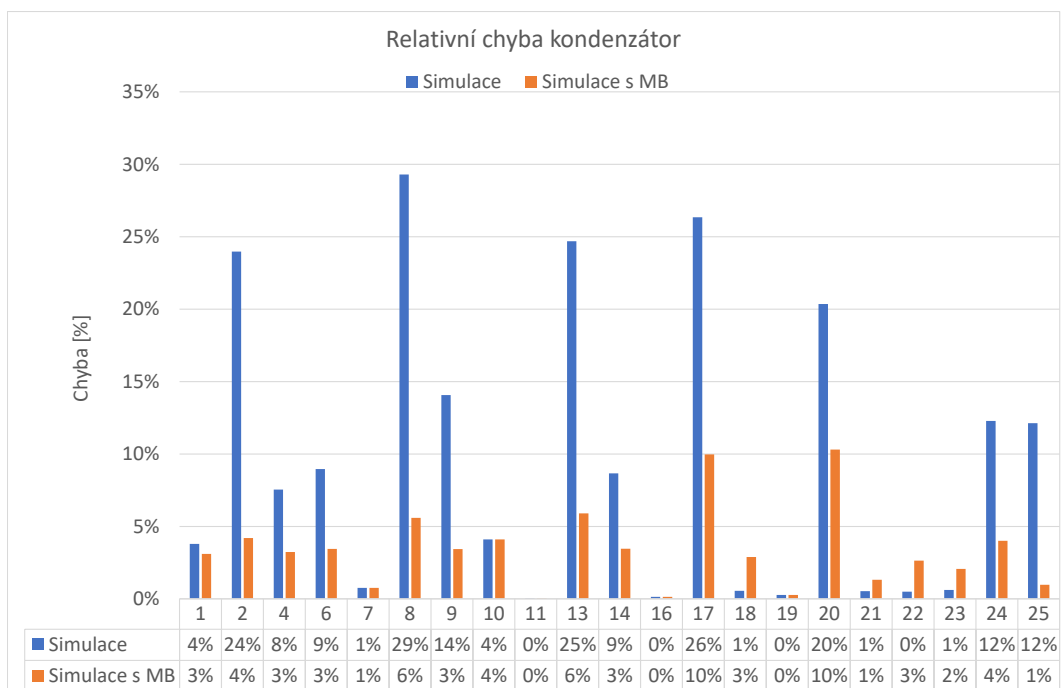
Case	Výparník					Kondenzátor				
	p_{ref} [kPa]	h_{ref} [kJ/kg]	\dot{m}_{ref} [g/s]	t_c [°C]	\dot{m}_c [g/s]	p_{ref} [kPa]	h_{ref} [kJ/kg]	\dot{m}_{ref} [g/s]	t_c [°C]	\dot{m}_c [g/s]
1	417	314,8	34,5	6,8	630	1594	701,7	33,7	40,0	619
2	392	354,2	46,9	4,9	632	995	675,2	41,8	19,8	625
4	398	314,5	33,2	5,1	633	1592	703,4	32,3	40,0	626
6	292	306,8	22,9	-5,2	637	1522	720,6	22,5	40,0	616
7	404	370,7	32,9	5,2	625	2402	743,3	30,3	60,1	608
8	344	261,1	29,0	-0,1	629	980	677,1	29,1	20,0	620
9	344	310,0	27,8	0,0	623	1549	708,1	28,0	40,0	617
10	344	337,9	26,9	-0,1	630	1927	729,0	26,8	50,0	620
11	344	367,9	26,2	0,0	631	2359	744,3	26,3	59,9	608
13	292	387,5	40,7	-5,2	629	961	681,5	34,8	20,1	619
14	295	307,4	22,7	-4,9	637	1526	719,5	22,8	40,0	614
16	293	367,3	21,4	-5,0	638	2333	744,9	22,9	60,0	606
17	208	251,5	16,8	-15,1	646	919	696,8	17,3	20,0	618
18	209	305,3	14,7	-15,0	650	1478	743,6	16,1	40,0	613
19	234	366,6	15,9	-14,9	635	2284	746,1	18,8	60,0	606
20	175	251,0	10,4	-20,1	637	905	706,5	14,5	19,9	617
21	175	304,5	11,3	-20,1	634	1462	759,1	13,0	40,0	621
22	175	334,4	11,0	-19,9	644	1827	756,5	14,2	50,1	617
23	459	303,9	7,7	7,6	635	1431	692,6	7,7	39,9	612
24	433	305,4	16,7	7,6	636	1482	688,2	16,7	40,0	615
25	432	332,6	27,8	7,5	634	1540	692,2	27,0	40,0	617



Obrázek 3.10: Porovnání výsledků simulace a měření výkonu výparníku.



Obrázek 3.11: Porovnání výsledků simulace a měření výkonu kondenzátoru. Průměrná chyba prosté diskretizace je 9,5 %, s využitím moving boundary chyba klesne na 3,4 %.



Obrázek 3.12: Relativní chyba simulace výkonu kondenzátoru. Relativní chyba prosté diskretizace je zobrazena modře, konečné kombinace s přístupem moving boundary oranžově.

4 Modely ostatních komponent tepelného čerpadla

Model okruhu je složen z pěti komponent - dvou výměníků, kompresoru, expanzního ventilu a sběrače chladiva. K těmto komponentám by bylo možné doplnit ještě potrubí, rozmístění měřících bodů (senzorů) na skutečně trati však neumožňuje jeho validaci - jeho vliv by tak musel být integrován do výměníků.

4.1 Kompresor

Přesný model kompresoru je obzvláště důležitý pro výpočet COP. V konečném modelu jde v podstatě o zjištění, při jakém nejnižším tlakovém (tím pádem teplotním) rozdílu dokáží výměníky přenést požadovaný výkon a na základě toho je odhalen potřebný výkon kompresoru a z toho vycházející COP. V ideálním okruhu TČ je děj v kompresoru popisovaný jako izoentropická komprese - v reálné okruhu to tak pochopitelně není. Dalším problematickým rozměrem je průtok chladiva - ideální kompresor nemá žádný škodný objem a při každé otáčce naplní celý projektovaný objem. Nejdrobnější nepřesností je pak samotná účinnost elektrická a mechanická - jelikož je vinutí motoru kompresoru obvykle chlazeno samotným chladivem, může být někdy započítána v účinnosti izoentropické.

Kromě možnosti simulovat kompresor čistě fyzikálně, což je samostatný problém a pro účely této simulace zbytečně komplikované řešení, je možno popsat kompresor na základě naměřených dat. Nejpoužívanější metody jak toto provést je kompresorová mapa a model účinností.

Model účinností je složen z několika účinností které charakterizují poměr mezi reálným a ideálním dějem. Jelikož se účinnosti liší pro různé oblasti operace, jednotlivé účinnosti jsou obvykle funkcemi vstupních parametrů, model sestavený například obsahuje objemovou a izoentropickou účinnost jako funkci kompresního poměr a otáček. Pomocí objemové účinnosti je pak definován průtok podle rovnice (4.1) a entalpie na výtlaku z kompresoru podle rovnice (4.2).

$$\dot{m}_{ref} = nV_c\rho_{in}\eta_{vol} \quad (4.1)$$

Kde n jsou otáčky za sekundu, V_c objem náplně jedné otáčky kompresoru, ρ_{in} hustota chladiva na vstupu a η_{vol} objemová účinnost.

$$h_{real} = h_{in} + \frac{h_{is} - h_{in}}{\eta_{isen}} \quad (4.2)$$

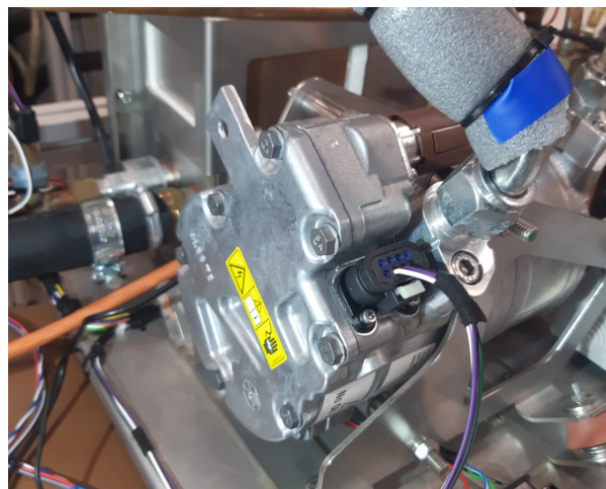
Kde h_{real} je skutečná měrná entalpie na výtlaku kompresoru, h_{in} měrná entalpie na sání kompresoru, h_{is} měrná entalpie za předpokladu izoentropické komprese a η_{isen} izoentropická účinnost.

Kompresorové mapy jsou většinou užívány ve formě definované normou ČSN 12900 (140614) [46]. Mapa je užívána k výpočtu příkonu, hmotnostního toku a případně proudu a celkové účinnosti kompresoru za použití desítky koeficientů, které přiřazují rozdílnou váhu vstupům - sacímu a výtlačnému tlaku, někdy specifikovaného jako teploty. Přesnost takovýchto map je obvykle uváděna výrobcem na ± 5 %. Příkladem polynomu kompresorové mapy pro výpočet hmotnostního toku kompresorem je rovnice (4.3).

$$\dot{m}_{ref} = M_1 + M_2 T_s + M_3 T_d + M_4 T_s^2 + M_5 T_s T_d + M_6 T_d^2 + M_7 T_s^3 + M_8 T_d T_s^2 + M_9 T_d^2 T_s + M_{10} T_d^3 \quad (4.3)$$

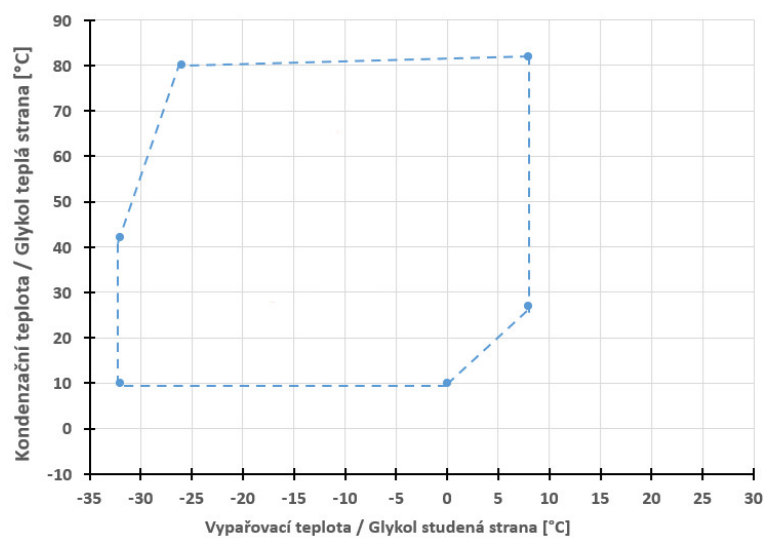
Kde M_x jsou koeficienty kompresorové mapy pro výpočet průtoku, T_s teplota sytosti na sání kompresoru a T_d teplota sytosti na výtlaku.

Kompresor v modelované smyčce je prototyp firmy Sanden, jedná se o upravený model scrollového kompresoru Gen2 Evo 33cc pro chladivo R290. Na obr. 4.1 je jmenovaný kompresor připojený ve smyčce. Kompresor obsahuje inverter, je tedy možno spojitě regulovat otáčky. Využité matice účinností byly poskytnuty výrobcem kompresoru. Protože byly objeveny problémy s implementací interpolačních tabulek v Modelice, body matice byly proloženy rovinou popsanou polynomem šestého stupně dvou proměnných - byla tak vytvořena jakási napodobenina kompresorové mapy.



Obrázek 4.1: Kompresor Gen2 Evo 33cc (VUT Brno).

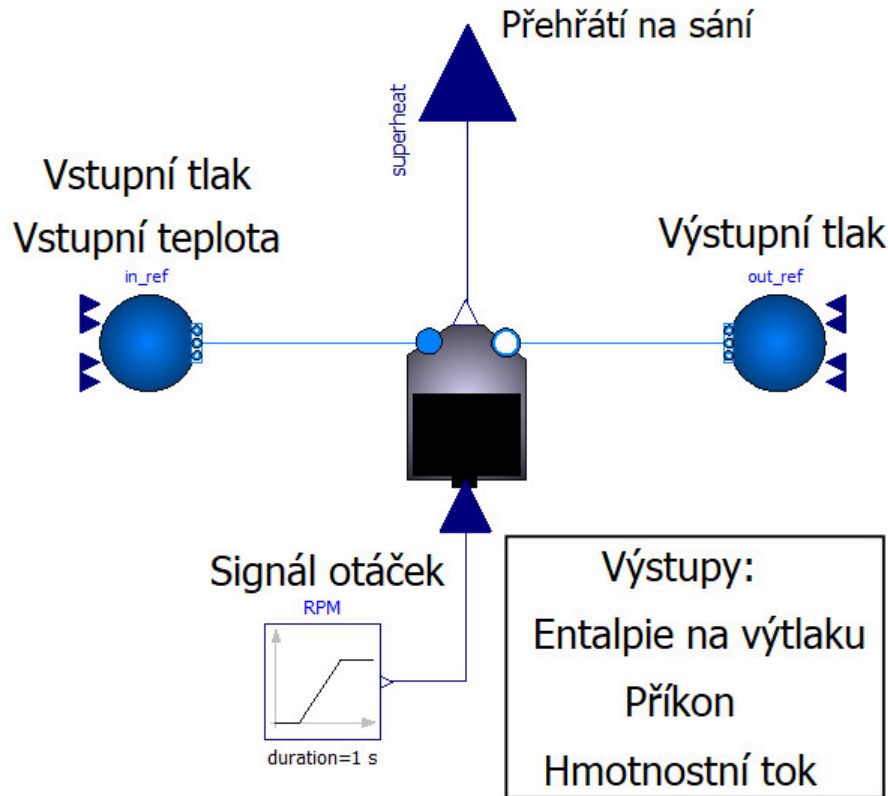
Obálku využitého kompresoru zobrazuje obr. 4.2.



Obrázek 4.2: Obálka Kompresoru Gen2 Evo 33cc.

Validace

Vstupy a výstupy validace vytvořeného testbenche v Modelice popisuje obr. 4.3. Kompresor je statický model, není uvažována žádná náplň a tepelná kapacita. Jedná se o 0D model.



Obrázek 4.3: Vstupy a výstupy testbenche validace kompresoru.

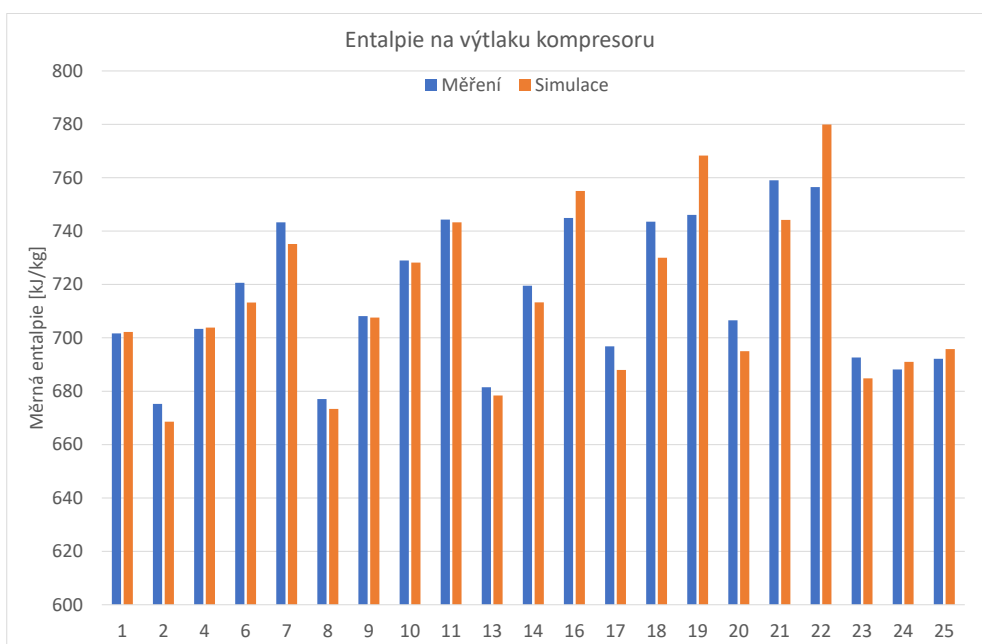
Výstupy z validace kompresoru jsou poněkud specifické - na základě účinností je vypočten průtok a výstupní entalpie a pomocí rovnice (4.4) je vypočten výkon. Tento postup byl využit i při měření smyčky [1]. Hypoteticky by pro příkon mohlo být užito měření elektrického proudu.

$$P = \dot{m}_{ref}(h_{real} - h_{in}) \quad (4.4)$$

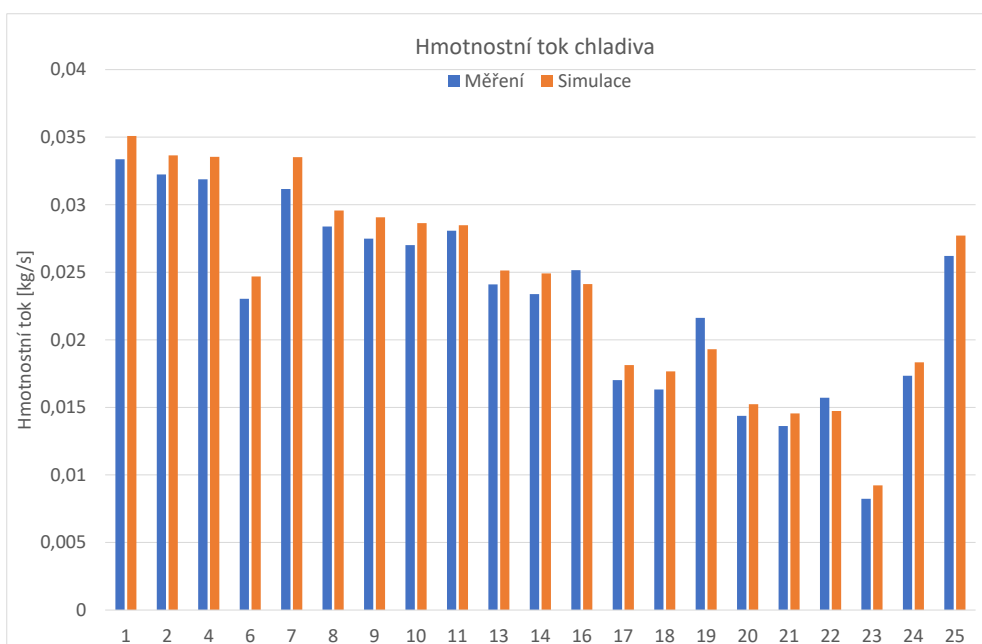
Výsledky simulace vůči datům naměřeným ze smyčky ukazují obr. 4.4, obr. 4.5 a obr. 4.6. Konečnou relativní chybu simulace vůči naměřeným datům pak popisuje obr. 4.7. Celková průměrná chyba pro entalpii je 1,0 %, pro hmotnostní tok 6,2 % a pro konečný příkon 3,1 %. Okrajové podmínky pro validaci jsou zapsány v tab 4.

Tabulka 4: Okrajové podmínky pro validaci kompresoru.

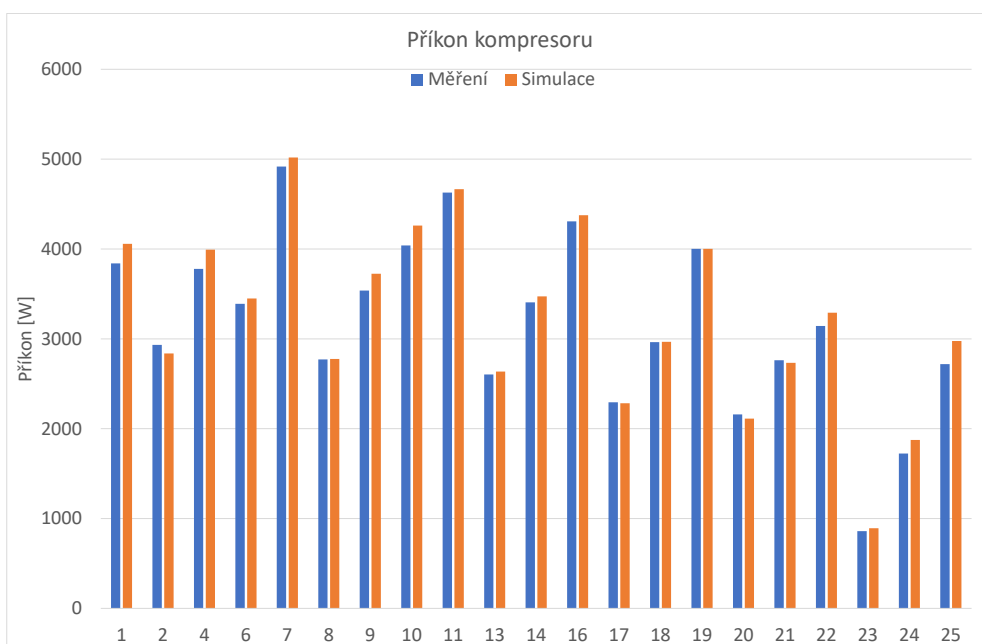
Case	p_{in} [kPa]	p_{out} [kPa]	T_{in} [°C]	RPM [-]
1	406	1603	5,1	8000
2	382	1008	3,2	8000
4	388	1603	3,7	8000
6	284	1532	-5,6	8000
7	395	2409	4,2	8000
8	335	993	-0,7	8000
9	335	1559	-0,7	8000
10	336	1935	-0,7	8000
11	336	2368	-0,7	8000
13	284	976	-5,6	8000
14	287	1536	-5,3	8000
16	286	2341	-5,4	8000
17	203	932	-14,9	8000
18	203	1488	-14,9	8000
19	228	2293	-14,9	8000
20	170	919	-19,5	8000
21	170	1472	-19,5	8000
22	170	1835	-19,4	8000
23	458	1437	7,2	2000
24	430	1491	7,0	4000
25	426	1548	6,7	6000



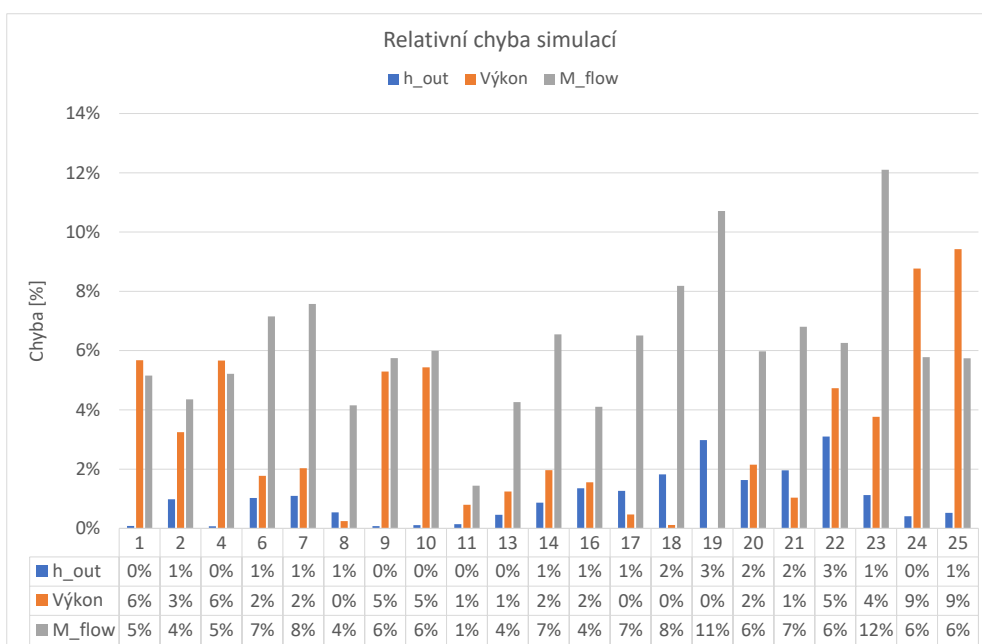
Obrázek 4.4: Výsledky validace entalpie na výtlačku, modrý sloupec jsou data z měření a oranžový ze simulace, průměrná chyba je 1,0 %.



Obrázek 4.5: Výsledky validace hmotnostního toku, modrý sloupec jsou data z měření a oranžový ze simulace, průměrná chyba je 6,2 %.



Obrázek 4.6: Výsledky validace příkonu, modrý sloupec jsou data z měření a oranžový ze simulace, průměrná chyba je 3,2 %.



Obrázek 4.7: Relativní chyba simulace, modrý sloupec zobrazuje chybu entalpie na výtlaku, oranžový příkonu a šedý hmotnostního průtoku.

4.2 Expanzní ventil

Je-li možno využít koeficienty vytvořené na základě měření nebo získané od výrobce, expanzní ventil je nejjednodušší komponentou z hlediska simulace statického stavu. Ventil slouží k regulaci průtoku chladiva mezi vysokotlakou a nízkotlakou částí okruhu. Děj ve ventilu může být s minimální chybou definován jako izoentalpická expanze. V případě, že se jedná o obecný model, nebo je třeba ventil optimalizovat pro přechodové stavy, je nutné využít obecný přístup simulace na základě geometrie [47].

Průtok expanzním ventilem může být definován rovnicí (4.5) [47]. Pro účely modelu je do rovnice připojena hodnota otevření ventilu, která se pohybuje od 0 do 1. Její výsledek není podstatný a nebyl validován¹, v modelu se jedná o nástroj pro interní výpočet smyčky. Prakticky se otevření expanzního ventilu reguluje PI regulátorem na základě přehřátí chladiva za výparníkem, tento přístup využívá experimentální zkušební smyčka i model [1].

$$\dot{m}_{ref} = OtK_v\sqrt{\rho_{in}\Delta p} \quad (4.5)$$

Kde Ot je otevření expanzního ventilu, K_v průtokový součinitel ventilu udávaný výrobcem a Δp rozdíl tlaků mezi vstupem a výstupem.

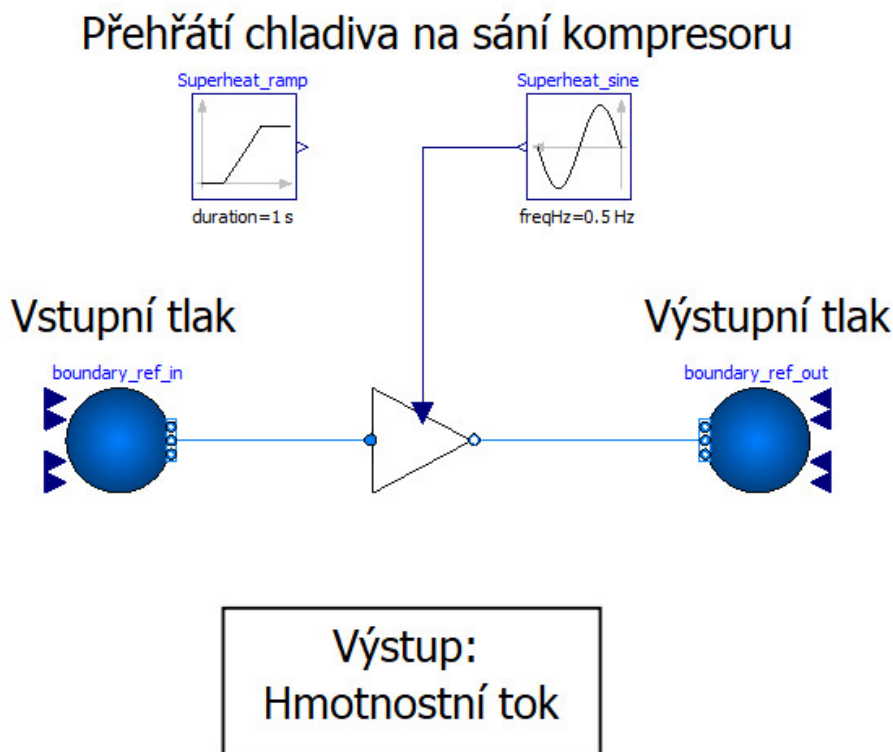
Využitý expanzní ventil ve skutečné smyčce je vyroben firmou CAREL a jde o model E2V24BSF00. Jedná se o celosvařovaný elektronický expanzní ventil s externím statorem krokového motoru. Obr. 4.8 ilustruje integraci ventilu v testovací smyčce.



Obrázek 4.8: expanzní ventil CAREL E2V24BSF00 (VUT Brno).

¹v potenciálním složitějším dynamičtějším modelu pro zkoumání přechodových stavů by mohla být podstatná - mohla by pravděpodobně být využita pro prediktivní regulaci

Funkčnost ventilu je však nutné validovat z hlediska stability modelu. Obr. 4.9 ilustruje testbench modelu expanzního ventilu, jeho vstupy a výstupy.



Obrázek 4.9: Testbench expanzního ventilu.

4.3 Sběrač chladiva

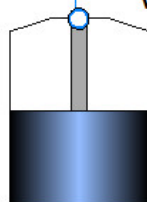
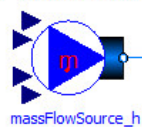
Také nazýván jako akumulátor chladiva, sběrač chladiva je nádobou, ve které je obsaženo chladivo, nepřítomné ve zbytku okruhu. Umožňuje tak, aby okruh byl schopný pracovat s širšími hodnotami tlaků a tím pádem vypařovací a kondenzační teploty. Je tvořen prakticky pouze rovnicí zákona zachování hmoty a energie a hranicí pro minimální hladinu. Jednou z aplikací vytvořeného modelu může být právě zkoumání optimální náplně okruhu a dimenzování sběrače chladiva, jak již bylo řečeno. Při aplikaci potenciálně nebezpečných chladiv je rozumné snižovat náplně okruhu, aby byly zmírněny potenciální škody v případě úniku náplně chladiva ven. Sběrač chladiva na experimentální smyčce byl vyroben na zakázku, je vyobrazen na obr. 4.10.

Pro ověření funkce simulace komponenty je pouze testováno, že nenastane havárie modelu při různých změnách průtoku. Obdobně jako u expanzního ventilu nebylo nic validováno, a byl vytvořen pouze jednoduchý testbench, který ilustruje obr. 4.11.

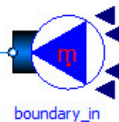


Obrázek 4.10: Sběrač chladiva v testovací smyčce (VUT Brno).

Výstupní hmotnostní tok



Vstupní hmotnostní tok



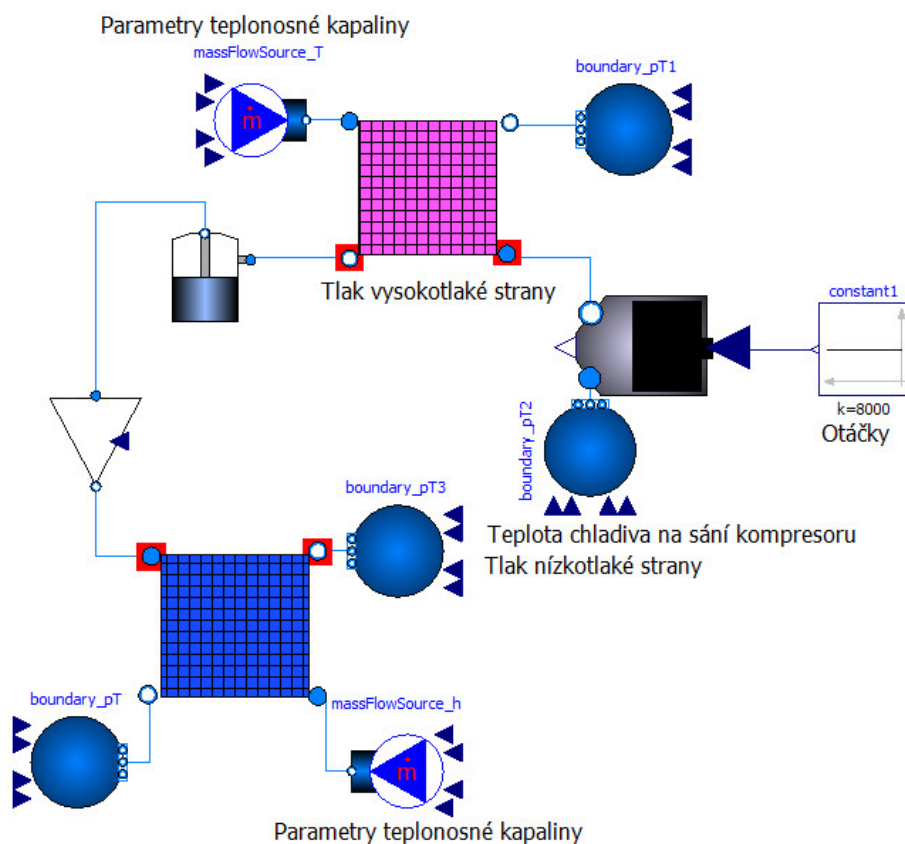
Obrázek 4.11: Testbench sběrače chladiva.

5 Modelování okruhu tepelného čerpadla

Poté, co byla otestována funkčnost jednotlivých komponent, je možné komponenty skládat dohromady. Vytvářený model okruhu je založen na dynamice změny tlaků v souvislosti s přesunem náplně mezi jednotlivými komponentami, není však určen ke zkoumání přechodových stavů, ale k vyhledávání stavů statických za definovaných okrajových podmínek. Dynamika může být pozorována až v kompletní uzavřené smyčce - všechny předchozí kroky slouží k potvrzení, že jednotlivé komponenty fungují napříč různými stavy a jsou spolu kompatibilní.

5.1 Otevřená smyčka

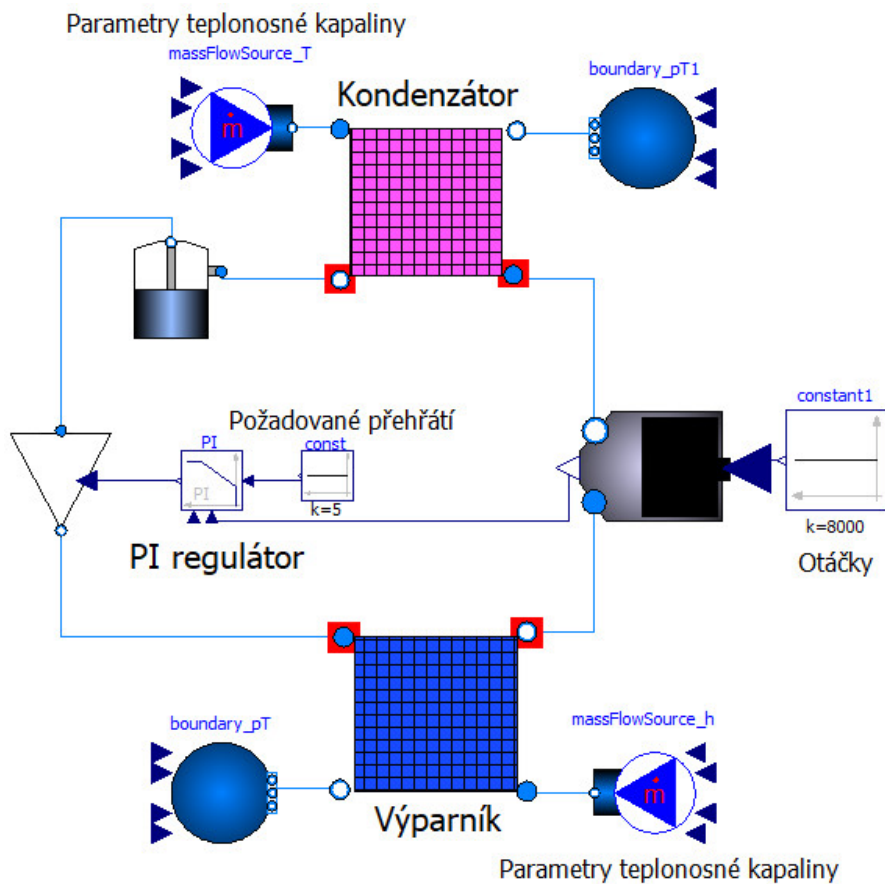
Prvním krokem před simulacemi uzavřených smyček je simulace otevřené smyčky. Výsledek simulace otevřené smyčky představuje v podstatě sečtení chyb jednotlivých modelů - je možné z otevřené smyčky získat například hodnotu COP, nicméně není plně nezávislá - jediné okrajové podmínky uzavřené smyčky představují otáčky kompresoru a teploty a průtoky teplotnosného média. Otevřená smyčka navíc vyžaduje hodnoty tlaku vysokotlaké i nízkotlaké strany. Obr. 5.1 zobrazuje testbench otevřené smyčky.



Obrázek 5.1: Testbench otevřené smyčky

5.2 Uzavřená smyčka

Obr. 5.2 zobrazuje testbench uzavřené smyčky se zjednodušenými výměníky.



Obrázek 5.2: Testbench uzavřené smyčky.

Aplikace plně funkční uzavřené smyčky mohou být mnohé. Vyšetřování vlivu a minimalizace náplně okruhu, porovnávání vlivu různých komponent na výsledný topný a chladicí faktor, testování extrémních bodů apod. Stabilita a modularita modelu však není dostatečná, aby byly tyto operace na modelu prováděny.

Problémy s inicializací

Primární důvod, proč se nepodařilo zprovoznit kompletní uzavřenou smyčku s diskretizovanými výměníky je inicializace. Experimenty s otevřenou smyčkou a samotnými komponentami potvrdily, že s konečnými stavy je model schopen pracovat, ale vhodná inicializace, která by vyústila ve stabilní řešení uzavřené smyčky nebyla nalezena. Pro zkoumání chování jednotlivých dynamických veličin, nezatíženými komplikovanými výpočty přestupu tepla byla vytvořena zjednodušená smyčka, se stejným expanzním ventilem, kompresorem a sběračem chladiva. U modelu výměníků byly výpočty koeficientu přestupu tepla nahrazeny konstantou (odhadnutou střední hodnotu na základě simulací statických stavů) - tyto výpočty představují většinu modelu.

Výsledný zjednodušený model pak byl extenzivně testován v OM i Dymole - byl tak vytvořen důkaz, že uzavřenou smyčku je možné provozovat a získat z ní relevantní výsledky s poměrně malou ($\pm 15\%$) chybou napříč veškerými hodnotami. Ani zjednodušený model však není dost stabilní, aby mohl složit účelům, které by mohl uživatel po modelu požadovat.

Řešení problému inicializace je komplikované. V případech, kdy byl zjednodušený model funkční, byl v podstatě velmi nestabilní - mírná změna v okrajových podmínkách způsobila problémy s konvergencí simulace a havárii buď při inicializaci, nebo těsně po ní. Následně bylo nutné v podstatě poslepu, pouze podle malých nápověd dlouhodobě problematických veličin hledat vhodnou změnu inicializace, aby bylo možné simulaci spustit za rozdílných okrajových podmínek.

Největší problém pro konvergenci představovala funkce `setState` (jedná se o funkci základní knihovny Media v rámci MSL, která je dále rozšířena knihovnou `HelmholtzMedia`). Tato funkce je využívána k výpočtu fyzikálních vlastností chladiva a vzhledem k tomu, že tlak i entalpie se ve smyčce dynamicky mění, tato funkce musí být užívána kontinuálně při proměnných podmínkách. Funkce `setState` a celková problematika médií v OM je podrobněji rozebírána v podkapitole 6.2.

Inicializaci tak není možné nechat na schopnostech solveru. Robustní model, který by snesl široké spektrum okrajových podmínek musí k přechodovým stavům přistupovat naprosto z jiného pohledu, než model co se zabývá pouze statickým stavem. Pro přechodovou oblast musí pravděpodobně být zavedena sada zjednodušení, která poslouží jako vyhledání dostatečně blízké hodnoty klíčových parametrů, které poslouží jako inicializace konečného složitějšího modelu. Tento přístup by však byl stále založen na předpokladu, že přechodové stavy nejsou relevantní nebo je jejich spolehlivost omezena.

Otázkou, na kterou tato práce nedokáže odpovědět je, do jaké míry by ovlivnila toleranci inicializace implementace jednodušší či lépe optimalizované knihovny médií. Dostupná literatura zmiňuje fakt, že využitá knihovna médií `HelmholtzMedia` není pro aplikaci v uzavřených smyčkách vhodná, jelikož v nich má problém s konvergencí [48]. Práce toto tvrzení do jisté míry potvrzuje, avšak bez přístupu ke komerčním knihovnám je skutečné porovnání nemožné.

V ideálním případě by inicializace měla být svázána s fyzikální realitou: vstupní tlak by vycházel z teploty vnějšího prostředí a zadané náplně okruhu. Byly pokusy tento přístup aplikovat, hledání stability okruhu vedlo k postupnému zjednodušování a hledání alespoň nějaké možnosti inicializace, i když by nebyla založena přímo na realitě.

Popis experimentální smyčky

Zkušební smyčka, která byla vytvořena pro účely jednoho z projektů VUT je složena ze dvou propojených částí - samotného tepelného čerpadla a zátěže pro vyprodukované teplo a chlad. Chlad z výparníku je přiváděn na výstup kondenzátoru a zbytkové teplo, které do okruhu dodává kompresor je odvedeno skrze vodu z vodovodního řádu. Uspořádání by bylo překážkou pro výpočet SCOP - zátěžová smyčka je pochopitelně poháněna vlastním oběhovým čerpadlem, nicméně i kdyby jeho spotřeba byla měřena, zátěžová smyčka obsahuje rozsáhlejší potrubí než běžné TČ.

Pro účely měření je smyčka osazena sadou senzorů pro měření teploty a tlaku - jedná se o dva kombinované senzory nízkého tlaku a teploty, na výstupu z expanzního ventilu a výparníku a tři kombinované senzory vysokého tlaku a teploty - na výtlaku kompre-

soru, výstupu z kondenzátoru a sběrače chladiva. Pro validaci byla poskytnuta data z 21 statických stavů měření.

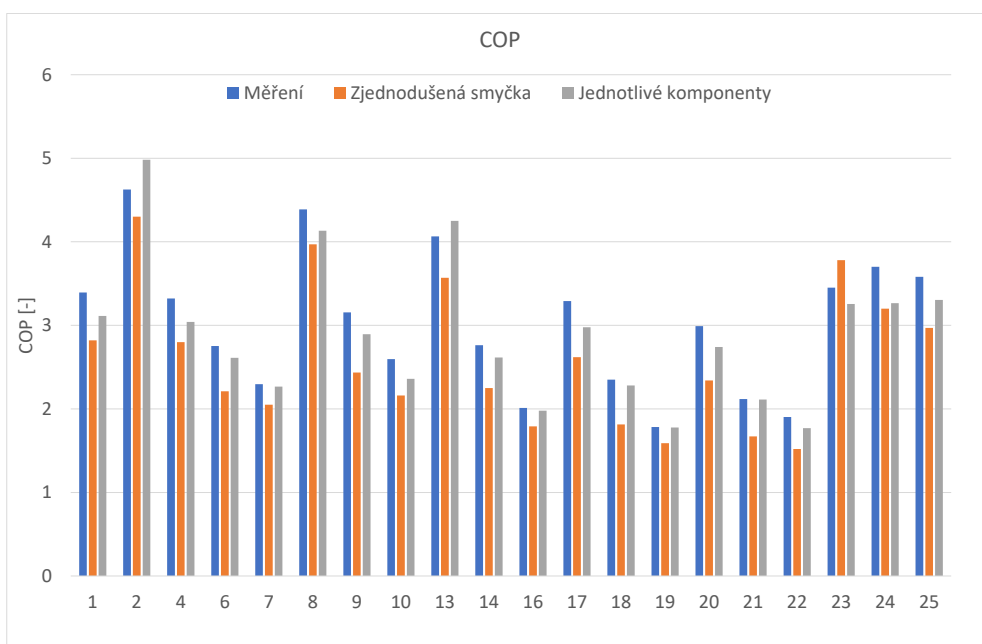
5.3 Validace

Není očekáváno, že by validace zjednodušené smyčky přinesla uspokojivé výsledky. Řada zjednodušení, včetně konstant pro koeficienty přestupu tepla znamená, že výsledky budou velmi přibližné. Validace sloužila spíše jako testovací proces pro vyhledávání a experimentování s inicializací a zkoumáním chování modelu.

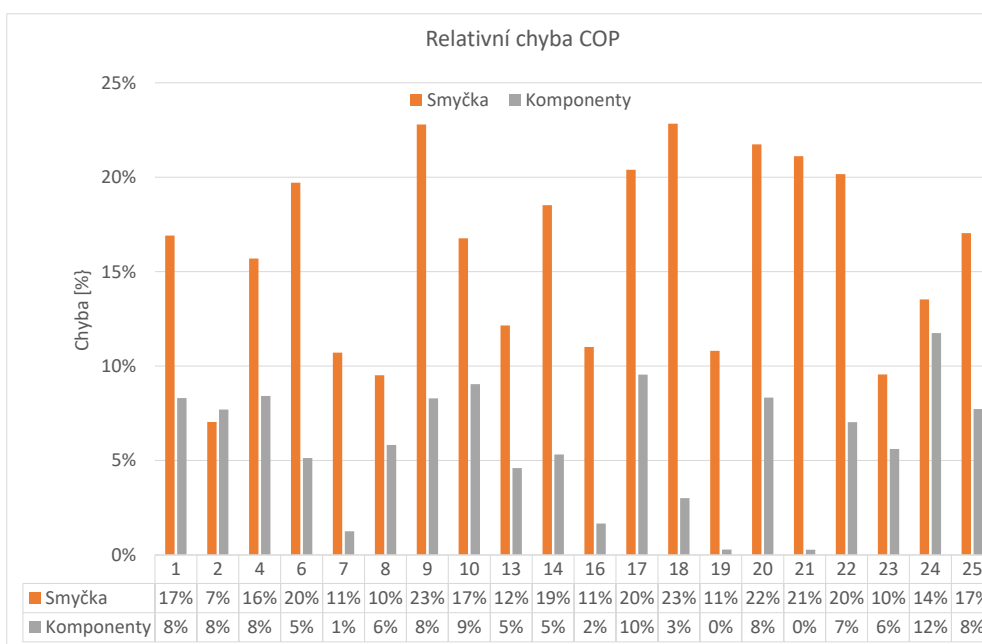
Nejpodstatnější veličinou pro porovnávání je konečné COP. Po validaci testovacích bodů a dosažení dostatečné přesnosti by bylo vhodné vykreslit COP jako funkci teplot, avšak vzhledem k okolnostem (zjednodušený model, špatná stabilita a obtížná inicializace) byl tento konečný bod opomenut. Graf na obr. 5.3 obsahuje 3 sloupce - měření, zjednodušenou smyčku a COP vypočtené z validace jednotlivých komponent. Obr. 5.4 obdobně zobrazuje relativní chybu. Okrajové podmínky pro validaci okruhu jsou zapsány v tab. 5. Průměrná relativní chyba COP smyčky je 15,9 %, na základě jednotlivých komponent 6,0 %

Tabulka 5: Okrajové podmínky pro validaci smyčky.

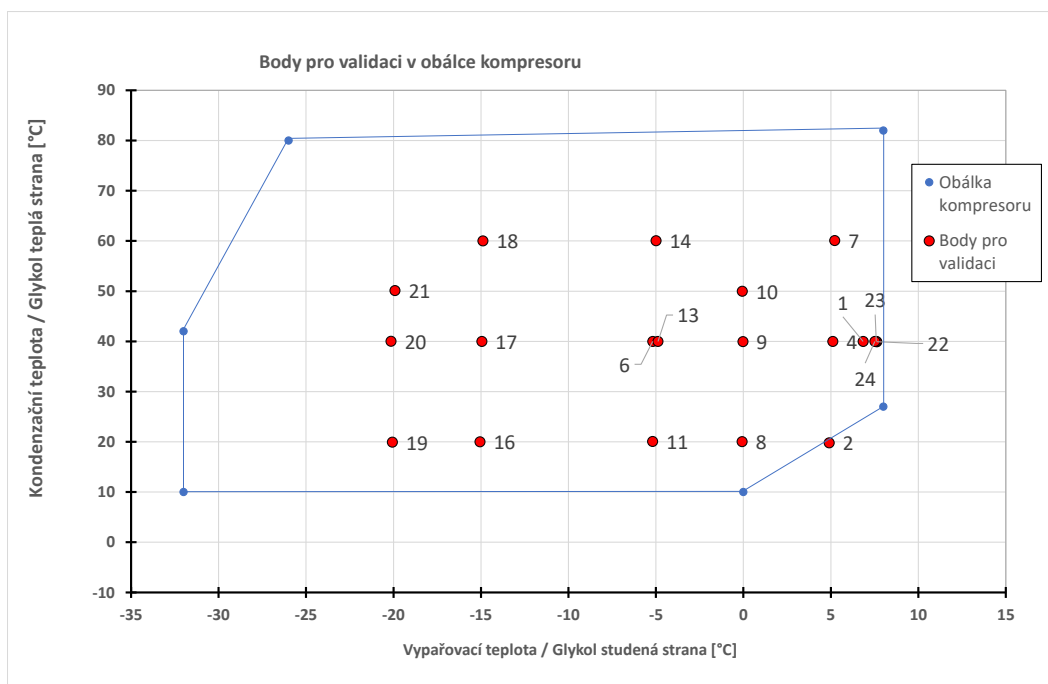
Case	T_{cond} [°C]	\dot{m}_{cond} [kg/s]	T_{evap} [°C]	\dot{m}_{evap} [kg/s]	RPM [-]
1	40,0	0,619	6,8	0,630	8000
2	19,8	0,625	4,9	0,632	8000
4	40,0	0,626	5,1	0,633	8000
6	40,0	0,616	-5,2	0,637	8000
7	60,1	0,608	5,2	0,625	8000
8	20,0	0,620	-0,1	0,629	8000
9	40,0	0,617	0,0	0,623	8000
10	50,0	0,620	-0,1	0,630	8000
13	20,1	0,619	-5,2	0,629	8000
14	40,0	0,614	-4,9	0,637	8000
16	60,0	0,606	-5,0	0,638	8000
17	20,0	0,618	-15,1	0,646	8000
18	40,0	0,613	-15,0	0,650	8000
19	60,0	0,606	-14,9	0,635	8000
20	19,9	0,617	-20,1	0,637	8000
21	40,0	0,621	-20,1	0,634	8000
22	50,1	0,617	-19,9	0,644	8000
23	39,9	0,612	7,6	0,635	2000
24	40,0	0,615	7,6	0,636	4000
25	40,0	0,617	7,5	0,634	6000



Obrázek 5.3: COP - modrý sloupec je COP z měření, oranžový ze zjednodušené smyčky a šedý z kombinace jednotlivých komponent.



Obrázek 5.4: Relativní chyba simulace, oranžový sloupec zobrazuje chybu zjednodušené smyčky šedý chybu kombinace jednotlivých komponent



Obrázek 5.5: Provozní body okruhu využití pro validaci vyznačené v obálce kompresoru.

6 Využití OpenModelici

Jak bylo zmíněno v 1.4, Modelica je objektově orientovaný, deklarativní, modelovací jazyk, který disponuje výhodami v oblasti jednoduchosti implementace dynamických systémů. Open Modelica (OM, někdy také Open Modelica Editor - OMEdit), je open source prostředí na Modelice založené, zamýšlené pro účely akademické i průmyslové.

Kapitola popisuje problémy a překážky pro tvorbu komplikovaných modelů chladicích okruhů v OM z hlediska náročnosti debugingu, fyzikálních vlastností médií, jejich knihoven a dostupných open source knihoven s komponentami.

6.1 Debugging, error messages

Základním řešením havárie simulace je simulaci separovat na jednotlivé komponenty a testovat je napříč spektrem okrajových podmínek. Nevýhoda OM spočívá v poměrně malém množství informací, které při havárii poskytuje - v nastavení simulace je možné vypisovat proces solverů, avšak ten vypisuje pouze hodnoty veličin, které jsou výsledkem problematického výpočtu a nikoliv hodnoty veškerých veličin, jak umožňuje Dymola. Tyto hodnoty mohou být nápovědou pro hledání skrytých problémů ve výpočtu.

Často opakovaným problémem bylo dělení nulou - i veličiny, které reálně nuly nemohou dosáhnout (koeficient přestupu tepla, plocha) v procesu řešení rovnic solverem mohou dosáhnout nulové hodnoty a je tak nutné výpočet ušetřit vzniklé singularity. Tento problém vyvstává také u konektorů fluidport, které zajišťují vzájemné propojení komponent a využívání funkce inStream - tato kombinace určuje směr proudění a dosáhne-li hodnota průtoku nuly, je soustava rovnic neřešitelná.

Jako nejproblematictější bod výpočtu se ukázala funkce setState. Robustní knihovna vlastnosti médií jsou se z hlediska obtížnosti podceněný aspekt tvorby modelu chladicího okruhu. Více problematiku médií rozebírá oddíl 6.2.

Nelineární problémy také výrazně prodlužují výpočetní čas. V nejkomplicovanějších případech byl výpočetní čas simulace v OM v řádu až padesáti minut, což poněkud komplikuje vývoj a zkoumání nastavení okrajových podmínek, zvláště když simulace po čtyřiceti minutách havaruje a uživatel neobdrží informace o vývoji hodnot jednotlivých veličin.

Uživatelská přívětivost

Nepřívětivost pro uživatele je očekávanou a pochopitelnou nevýhodou open source programu, takže není nutné každou chybu v tomto směru dlouze rozebírat. Mezi nedostatky, které značně komplikují vývoj patří především velké zpomalení OM a náchylnost k samovolnému pádu programu při práci s rozsáhlejšími balíčky a jejich upravováním. Mezi další nevýhody patří pak komplexita dávkových simulací - které je pravděpodobně možné při implementaci externích nástrojů (C++, Python), avšak v základní OM musí uživatel případy odsimulovat manuálně. Dávkové simulace Modelica umožňuje i pomocí Modelica script .mos souborů, ovšem vzhledem k problematické individuální inicializaci jednotlivých scénářů toto řešení ztrácí na efektivitě.

Dále grafické programování v OM je náchylné k chybám, jako vhodnější se ukázalo kopírování kódu. V případech práce s balíčky a různého kopírování modelů je vhodnější po-

užít demoverzi Dymoly, která je zdarma - neumožňuje sice simulace a překlady knihoven, jako plný verze Dymoly, ale může být pomocným nástrojem v hledání chyb a úpravách.

Problémem zvláště v oblasti inicializace a spojeného debugingu je charakteristika, že simulace v OM musí být dokončena, aby bylo možné pozorovat hodnoty - oproti tomu Dymola vykresluje vypočtené hodnoty kontinuálně a je tak možné nacházet nápovědy o problémech i když simulace v průběhu výpočtu havaruje.

6.2 Fyzikálních vlastností médií

Nutnou součástí simulací chladicích okruhů je přístup k stavovým a fyzikálním vlastnostem chladiv a teplotně kapalných kapalin. Implementace modelů chladiv v OM je zásadní požadavek pro tvorbu modelu TČ - MSL - kromě několika sporadických modelů nestlačitelných kapalin (založených na velmi jednoduché interpolaci) - obsahuje pouze několik modelů vody založených na IAPWS a model jednoho chladiva - R134a. Pro fungování modelu na propan - R290 je tak nutné implementovat toto médium z jiné knihovny. MSL sice neobsahuje modely mnoha médií, nicméně obsahuje rozhraní pro implementaci vlastních, nových médií. Implementace vlastního média je samostatný problém, který je mimo rozsah této práce. Společně se simulacemi tekutin nyní i v minulosti představuje pro OM problém [49].

Výpočet vzájemných vztahů fyzikálních vlastností chladiv je náročné. Jelikož chladivo prochází fázovou změnou a oblastmi blízkými křivce saturace, je vyřazeno použití stavových rovnic pro ideální plyn - vnášely by do systému velmi významnou chybu. Zbývají v podstatě tři možnosti: interpolace z předem zapsaných hodnot, stavové rovnice pro reálný plyn a využití regresních funkcí - obvykle polynomů.

Stavové rovnice pro reálný plyn

Stavové rovnice pro reálný plyn využívající Helmholtzovu energii používají dvou nezávislých veličin - teploty a měrného objemu - k vypočtení ostatních proměnných a jejich derivací. Kvůli podstatě stavových rovnic pro reálný plyn musí být výpočet prováděn iterativně. Součástí rovnic jsou také rovnice pomocné, které definují saturační křivku a tím hranice mezi jednofázovým a dvoufázovým rozhraním. Samotné okolí saturační křivky představuje dodatečný problém, je hledán stav kde existuje rovnováha mezi kondenzací a vypařováním [50]. Pomocí těchto rovnic není možné vypočítat vlastnosti přímo ve dvoufázové oblasti - obdobně jako v blízkosti saturační křivky je využíváno dodatečných rovnic pro mechanickou, tepelnou a chemickou rovnováhu mezi plynnou a kapalnou složkou [51].

Interpolace

Interpolace představuje výrazné zjednodušení média. Tento přístup je vhodný pouze pro velmi omezené množství médií - pro dostatečnou přesnost a možnost užívat libovolné veličiny k výpočtu by bylo nutné mít velmi rozsáhlé matice a vyhledávání v nich by mohlo představovat problém. MSL využívá interpolace pro několik příkladů nestlačitelných médií, která nevyžadují mnoho hodnot. Interpolaci v omezeném rozsahu využívá i Coolprop v rámci zrychlení výpočtu [21].

Prokládání polynomy

Prokládání stavů naměřených nebo spočtených za pomoci stavových rovnic pro reálný plyn spojitými funkcemi - nejčastěji polynomy - je použitelný přístup který eliminuje mnohé problémy jejich počítání na místě - především rychlost a problémy s konvergencí [48]. Nevýhodou je především nízký rozsah použitelných hodnot - anebo velký rozsah s nižší přesností. Vytvořené funkce jsou platné pouze pro konkrétní médium a nemohou mít tak široký záběr, jako dobře implementovaná stavová rovnice pro reálný plyn.

Media, funkce setState a proměnná ThermodynamicState

Balíček Media v MSL byl vytvořen pro standardizaci implementace modelů médií v Modelice. Obsahuje rozhraní pro implementaci různých typů médií - ideální plyny, reálně plyny, dvoufázová média, nestlačitelné kapaliny a další varianty či kombinace. Obsahuje též mnoho rozhraní pro získávání jednotlivých vlastností média. Nejvýznamnějším rozhraním je funkce setState, která na základě definovaných proměnných vytvoří matici proměnné ThermodynamicState, která jednoznačně určuje stav média.

Definované proměnné pro získání stavu však mohou představovat problém - v realitě může být stav jednoznačně určen více kombinacemi vlastností, než je definováno. Například Coolprop umožňuje uživateli získat libovolnou proměnnou na základě libovolné kombinace, je-li to matematicky možné.

Média, zvláště při požadavku na výpočet vlastností s dvěma fázemi představují překážku pro rychlost výpočtu a vlastní konvergenci modelu. Obvykle tento problém vede k využívání specifického nástroje jako Coolprop (případně komerční verze Refprop), pro které je implementace do OM problematická, nebo ke zjednodušování médií pro vlastní knihovny. Například jedna z mála významně udržovaných open source knihoven - Buildings - disponuje vlastním rozhraním pro média, které sice není dost obecné pro veškeré aplikace, ale ve specifickém rozsahu ve kterém se knihovna pohybuje, představuje zjednodušení nutné pro zjednodušení řešení numerických problémů a tím zlepšení konvergence [52, 53].

Teplonosná kapalina

O něco jednodušší, nicméně stejně důležitým médiem než chladivo je teplonosná kapalina. MSL obsahuje mezi svými příklady nestlačitelných médií směs 47 % Propylenglykolu a vody. Při bližším ohledání bylo zjištěno, že z hlediska fyzikálních vlastností se jedná o významně zjednodušený model média - obsahuje jen několik málo hodnot pro teploty od -30 °C do 100 °C a mezi nimi lineárně interpoluje. Propylenglykol navíc disponuje poměrně rozdílnými fyzikálními vlastnostmi než 50 % roztok ethylenglykolu a vody v reálném okruhu. Jelikož však jde o nestlačitelné kapaliny, nejde o významnou překážku - pro dynamickou viskozitu, hustotu, tepelnou vodivost a měrnou tepelnou kapacitu byly pomocí Coolpropu získány hodnoty a ty pak proloženy polynomy jakožto funkcí teploty.

6.3 Knihovny fyzikálních vlastností médií

Výpočet vlastností médií může mít rozsáhlý dopad na práci s konečným modelem. Ač se v open source prostředí vyskytují knihovny pro tento účel, nebyla nalezena knihovna

dostatečně spolehlivá a rozsáhlá pro potřeby například porovnávání podobných chladiv, což by mohl být potenciální přidaná hodnota vytvořeného modelu.

Coolprop-External Media

První uvažovanou možností je rozsáhlá C++ knihovna Coolprop. Coolprop obsahuje mimo jiné stavové rovnice pro mnoho látek včetně potřebných chladiv a je open source [21]. Pro Modelicu existuje oficiálně podporovaný wrapper¹ ve formě knihovny „External Media“. Knihovna je testována pro Dymolu i OM, ovšem kompatibilita napříč verzemi je oproti Dymole v OM je velmi omezená, nepodařilo knihovnu External media v OM zprovoznit.²

Potenciální výhodou pro zrychlení výpočtu při užití Coolpropu je, že dokáže předem vygenerovat, uložit a následně využít ph tabulky stavů daného chladiva - během výpočtu tak není nutné pro každou iteraci aplikovat stavovou rovnici, ale je využita předem vypočtená tabulka [21]. Jelikož však nebyla tato knihovna zprovozněna, fungování této vlastnosti a její vliv na rychlost výpočtu v Modelice nebylo možné potvrdit.

Helmholtz Media

Konečně použitou knihovnou je Helmholtz Media. Helmholtz média využívá obecné stavové rovnice pro reálný plyn a tak představuje nástroj pro výpočet stavových veličin v prakticky neomezeném rozsahu. Tyto rovnice však nemohou být využity pro výpočet fyzikálních vlastností jako je dynamická viskozita a měrná tepelná kapacita, a proto jsou v knihovně obsaženy dodatečné korelace pro tyto vlastnosti [51]. Omezením je, že tyto vlastnosti nejsou definovány v dvoufázové oblasti, kde je dynamická viskozita nedefinována a tepelná vodivost nekonečná. Tyto vlastnosti však mohou být nutné pro zvolené korelace pro výpočet přenosu tepla při kondenzaci - a tak mohou být nahrazeny funkcemi suchosti páry [54]. Nespojitosť funkcí těchto vlastností dále představovala problém pro využití přístupů stavů na křivce sytosti - ty vyžadují vlastní inicializaci a tak museli být ve výsledném modelu řešeny poměrně komplikovaně.

Helmholtz Media není optimalizována pro rychlost výpočtu, a navíc může představovat problém pro aplikaci s více komponenty především, pokud se jedná o uzavřené okruhy [48]. I když se podařilo ve zjednodušeném případě uzavřený okruh využívající Helmholtz Media zprovoznit, jednalo se o velmi složitý proces - obtížnost operací, kterou obecné stavové rovnice pro reálný plyn výpočet zatěžují a především přechod mezi dvoufázovým a jednofázovým rozhraním, představují problém pro konvergenci. Bez přístupu ke komerční knihovně médií však není naprosto jisté, o kolik je možné problematiku vyřešit lépe, nebo je OM obecně nevhodná k simulacím vícefázových soustav.

AixLib-Fast Propane

Součástí publikace knihovny Aixlib byla vytvořena jako reakce na nedostatečnou rychlost a potenciální nestabilitu knihovny Helmholtz Media knihovna obsahující model pro stabilní výpočet vlastností propanu [48]. Autor vytvořil rozsáhlý dataset vyřešením stavových rovnic o definovaných hranicích a ten rozdělil na šest regionů - pro přehřátou páru

¹program, který umožní vzájemnou aplikaci různých jazyků

²Její vývoj se však nedávno obnovil. Je dostupná z <https://github.com/modelica-3rdparty/External-Media>

a podchlazenou kapalinu a jejich hustotu, měrnou entalpii a měrnou entropii. Každá z oblastí byla proložena polynomem řádu 5x5. Přístup umožňuje v definovaném intervalu zachovat 100 % přesnost s až třicetinasobných zrychlení užití funkce `setState` oproti `Helmholtz Media` [48]. Problémem pro aplikaci starších knihoven v OM jsou pochopitelně systémové změny a změny samotné Modelici. Jak již bylo avizováno, Dymola do jisté míry dokáže operovat napříč verzemi, OM ne.

6.4 Open source knihovny modelici

Původní myšlenkou pro tuto diplomovou práci bylo pro stavbu smyčky TČ využít dostupných open source knihoven. Při prozkoumávání dostupného materiálu však vyšlo najevo, že kombinace různých open source knihoven a OM představuje významný problém. Knihovny samotné totiž mnohdy nejsou kontinuálně udržovány - s novými verzemi Modelici se tak stávají zastaralými a OM nedisponuje nástrojem pro práci se staršími verzemi knihoven [55]. Dymola touto funkcí obsahuje, avšak její efektivita nebyla zkoumána. Bylo tak rozhodnuto vytvořit vlastní knihovnu od prázdného listu.

Nedávná publikace od univerzity RWTH Aachen popisuje některé výzvy, se kterými se open source knihovny potýkají a představuje modely s tepelnými čerpadly z rozměru aplikace pro vyšší systémy, jako jsou budovy [55]. Z pohledu vytvořené knihovny jde o náповědu, kde hledat případnou vzájemnou kompatibilitu. Rozboru dostupných modelů v oblasti dynamického modelování tepelných čerpadel se věnovali též autoři knihovny `VCLib` [56], která byla publikována jako součást knihovny `Aixlib`. Publikace obsahuje i vhodný popis postupu pro tvorbu modelů, avšak je otázkou do jaké míry je vhodný pro použití v OM - pochopitelnou nevýhodou je fakt, že se jedná o knihovnu vytvořenou v Dymole.

Z uvedených knihoven celkově nejlépe vychází knihovny `Buildings`, `Thermofluid stream` a `Aixlib`.

Buildings

`Buildings` je nejrozsáhlejší open source knihovnou, která s tepelnými čerpadly nějakým způsobem souvisí. Není však primárně určena k dynamickým simulacím tepelných čerpadel - jak napovídá název, její uplatnění leží v stavbě systémů pro dynamiku technického zařízení budov z hlediska vytápění, větrání, akumulace energie, výměny tepla mezi budovou a venkovním prostředím či jednotlivými místnostmi [53].

Thermofluid stream

`Thermofluid stream` je poněkud unikátní knihovna z hlediska, že nevyužívá konektory poskytované `MSL`, ale vytváří od nuly prakticky všechno. Takto vytvořená knihovna tak může být poměrně kvalitní sama o sobě, ale vzhledem k rozdílným konektorům není možné její komponenty používat s jinými knihovnami, nebo je naopak v složitějších modelech knihovny nahrazovat.

	H	V	E	C	B	Sys	Mod	Par	Main
IBPSA	0	0	--	-	0	0	+	0	++
AixLib	++	+	0	+	+	+	+	+	+
Buildings	++	+	+	+	++	+	+	+	++
Building Systems	+	0	++	-	+	+	+	0	0
IDEAS	+	0	++	+	+	+	+	0	+
Building SysPro	0	0	+	+	+	-	--	-	0
FastBuildings	--	-	--	--	0	-	-	--	--
Thermofluid-Stream	+	+	--	+	--	--	0	+	+
dhcSim	0	--	--	-	--	0	-	-	-
DisHeatLib	-	--	--	+	--	+	0	0	0
TransiEnt	-	--	+	0	--	+	+	-	+
Building-ControlLib	--	--	--	+	--	--	--	-	--

Obrázek 6.1: Porovnání dostupných open source knihoven, které obsahují různé formy TČ. Převzato z [55], upraveno. Vysvětlivky: H - hydraulika, V - větrání, E - elektřina, C - regulace, B - budovy, Sys - systém, Mod - modulárnost, Par - parametrizace, Main - údržba. Kvalita se pohybuje od -- (špatná reprezentace nebo nepřítomnost), 0 (přijatelná reprezentace) po ++ (velmi dobrá reprezentace).

AixLib

AixLib je open source knihovna vyvíjená univerzitou v Aachen. Obdobně jako Buildings se věnuje dynamickým simulacím kompletních budov - obsahuje nástroje pro simulaci větrání, chlazení i vytápění, integraci fotovoltaiky a podobně. Její kompatibilita s OM je nekompletní, obdobně jako ostatní knihovny je tvořena a udržována pro Dymolu.

6.5 Zhodnocení OpenModelici

Simulování chladicího okruhu spojuje čtyři obtížné oblasti - fyzikální vlastnosti chladičů napříč fázovou změnou, výrazně nelineární, nespojitě problémy, jejich kombinace v dynamickém chování uzavřeného okruhu a inicializaci uzavřeného okruhu. Především inicializace systému uzavřených smyček představuje výrazný problém. OM, i když by byla schopna problém vyřešit se správnou inicializací, neposkytuje pro hledání správných parametrů inicializace v podstatě žádné nástroje a hledání správné kombinace podmínek je tak střelbou naslepo.

Základní prezentovanou výhodou Modelici je jednoduchost, s jakou je možné vytvářet dynamické systémy. Jednoduché je i oproti ostatním nástrojům tvořit jednotlivé kompo-

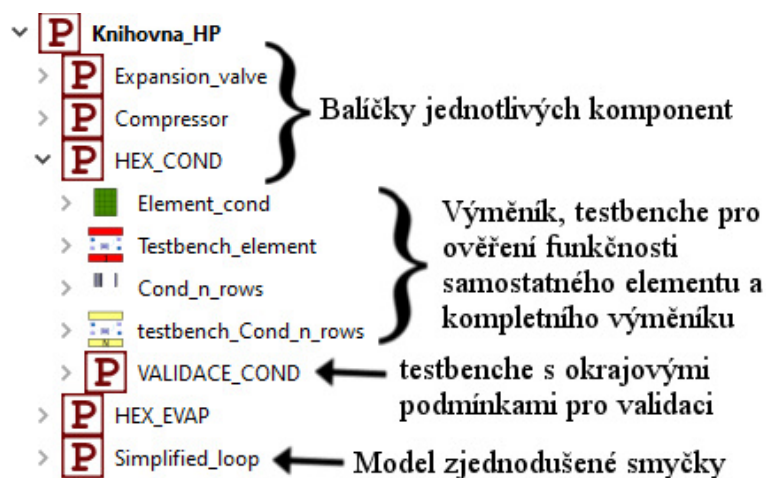
nenty, avšak tento systém přesunuje nároky z uživatele na software. Mnoho testovacích bodů, které měli problém v OM s konvergencí nebo jejich výpočet trval velmi dlouho byly v Dymole odsimulovány velmi rychle. OM i Dymola používají k řešení soustav rovnic řešitele stylu DASSL (Differential/algebraic system solver). Solver integrovaný v Dymole však byl historicky výrazně lépe optimalizovaný [49] a zdá se, že je tomu tak stále.

V open source prostředí jsou chladivové okruhy obvykle reprezentovány ve zjednodušené formě, jako dílčí část celku, nebo jako blackbox modely vytvořené na základě dat z měření. Pro aplikace v oblasti technického zabezpečení budov jsou tyto modely dostačující, avšak tvorba modelu, který bude plně dynamický, vhodný pro

6.6 Vytvořená knihovna

Knihovna vytvořená v rámci diplomové práce je založena na verzi Modelici 3.2.3. Je tomu tak z nutnosti - zvolený open source nástroj pro fyzikální vlastnosti chladiv - HelmholtzMedia je určený právě pro tuto verzi. Pro fungování knihovny je tak nutné užívat knihovnu HelmholtzMedia³.

Knihovna samotná se skládá z několika dílčích balíčků - nejdříve obsahuje dílčí prvky modelu smyčky a jejich testovací body a v případě tepelných výměníků a kompresoru jejich validační testy. Knihovnu zobrazuje obr. 6.2. Vytvořená knihovna je kompatibilní s verzí OpenModelica 1.19.0, Modelica 3.2.3, Dymola 2023x refresh1, a může sloužit jako základ pro tvorbu vlastních modelů a variant TČ a jejich různých scénářů v OM/Dymole.



Obrázek 6.2: Vytvořená knihovna.

³dostupná z <https://github.com/thorade/HelmholtzMedia>

7 Diskuze

Z hlediska této práce je možno hodnotit OM na čtyřech hladinách: využívání open source knihoven, samostatná tvorba jednotlivých komponent, jejich propojování a konečné dynamické simulace smyčky.

Open source knihovny se potýkají především s aktuálností - až na výjimky se pravděpodobně jedná o krátké projekty. Problém pak nastává s především kombinací více knihoven dohromady - každá knihovna může být odladěna pro rozdílnou verzi Modelici a jejich kombinace je tak nemožná. Dymola zachovává určitou úroveň možnosti kombinace verzí a přepisu jednotlivých verzí mezi sebou, avšak i tato schopnost má svoje limity pro rozsáhlejší knihovny a výrazně starší verze. Kombinace OM a open source knihoven v této oblasti představuje další problém - open source knihovny jsou obvykle vytvářeny v Dymole a i když mohou být deklarovány jako funkční pro OM, jejich autoři je v OM pravděpodobně nepodrobují stejně podrobným testům jako v Dymole a jejich fungování může být omezené. Je tak obtížné se designem open source knihoven inspirovat pro tvorbu vlastních knihoven čistě v OM, jelikož bez Dymoly není při problému triviální rozeznat, zda se jedná o chybu v knihovně, potenciální nekompatibilitu s OM nebo chybu na straně nastavení modelu ze strany uživatele.

Tvorba a testování jednotlivých komponent je oblastí, ve které OM naráží na nejméně problémů a je oblastí, kde disponuje největšími výhodami oproti ostatním nástrojům - rovnice není potřeba vyjadřovat a OM od základu pracuje s jednotkami fyzikálních veličin a podle potřeby je převádí. Navíc vytvořený model je velmi jednoduše zasazen do „uživatelského rozhraní“, které umožňuje i osobě, která nikdy OM neviděla snadno měnit vstupní parametry a okrajové podmínky. Jediný problém na úrovni komponenty představují rozsáhlé nelineární problémy - je-li to možné, je žádoucí se vyhýbat komplikovaným funkcím, které obsahují například logaritmy. Drobným problémem konkrétně diskretizovaných výměníků může být velmi jemná diskretizace - nepředstavuje problém pro konvergenci, nýbrž pro rychlost výpočtu.

Propojení jednotlivých komponent je také oblastí komparativní výhody Modelici. Spojení jednotlivých komponent zaručují „konektory“, ve kterých jsou definovány veličiny, které do komponenty přichází a které jsou předávány dál. Kombinace více komponent znamená celkově složitější model, nicméně vytvořené série komponentů se obvykle ukázaly jako dostatečně stabilní. Právě v konektorech spočívá základ modulárnosti Modelici - hypoteticky libovolná komponenta s vhodnými konektory je s modelem kompatibilní. Realita však je často jiná - jak bylo komentováno, problémy způsobují různé verze Modelici či OM, nekompatibilita s médii apod. Další stinná stránka tohoto přístupu nastává v případě, že samotné konektory jsou problematické. Knihovna ThermoFluidStream, která obsahuje modely tepelných výměníků i oběhu TČ, například disponuje vlastními konektory - autoři jistě věděli, že přijdou o kompatibilitu s ostatními knihovnami, avšak stejně se rozhodli pro vlastní přístup - možná z důvodu, že fluidport, užívaný ostatními knihovnami nebyl pro tuto aplikaci dostatečný.

I přes poměrně spolehlivé modely jednotlivých komponent se model smyčky ukázal jako příliš obtížně řešitelný a nestabilní. Byla vytvořena smyčka, která i přes řadu zjednodušení nedosáhla silné stability. Jsou sice prezentovány výsledky validace zjednodušené smyčky, nicméně hledání vhodné inicializace pro nestabilní model bylo náročné a výsledky - vinou výrazného zjednodušení - nejsou uspokojivé. Problémy s inicializací jsou podrobněji popsány v sekci 5.2.

V závěru práce byla k dispozici i plná verze Dymoly. Právě s využitím Dymoly bylo možné získat alespoň nějakou představu o problematických oblastech inicializace zjednodušené uzavřené smyčky a mohly být nalezeny vhodné podmínky inicializace, za kterých byly zprovozněny některé body i v OM. Bez aplikace Dymoly není jasné, zda by bylo reálné zprovoznit byť zjednodušenou verzi smyčky.

Diplomová práce byla zaměřena aplikace OM a open source knihoven na problematiku, která byla v minulosti na VUT řešena pomocí Dymoly a komerčních knihoven. Motivací bylo umožnit využití modelu TČ např. pro výukové účely bez nutnosti platit licenční poplatky a zároveň vytvořit podpůrný simulační nástroj pro reálný model TČ s Kaori výměníky, který je k dispozici v laboratořích VUT. Již na počátku bylo očekáváno, že to přinese jistá úskalí, která popisuje zejména kapitola 6. Ačkoli OM může být použita pro řešení mnoha úloh, problematické implementace médií s fázovou změnou v kombinaci s uzavřeným okruhem a diskretizací výměníků vyžadují v OM rozsáhlá zjednodušení a jejich vypovídající hodnota a hlavní výhody Modelici jako takové upadají. Z těchto důvodů začalo být pochopitelné, proč dostupné open source knihovny na obr. 6.1 jsou navrhovány a testovány v Dymole (komerční software), tak aby nahradili nadstavbové knihovny.

Retrospektivně je identifikováno několik potenciálních chyb vývoje. Vývoj knihovny započal tvorbou výměníků - přístup k výpočtu výkonu výměníků na základě diskretizace má nepochybně smysl a jedná se o přístup, který dostupné knihovny využívají. Když však byly zjištěny první problémy s nelineárními problémy v OM, a to především při implementaci diskretizace, mělo být učiněno rozhodnutí soustředit se na optimalizaci přístupu moving boundary (který je zakotven především v literatuře), či dobře odladěný model se soustředěnými parametry, který používají knihovny, jež tepelné čerpadlo zjednodušují. Alternativně, od začátku vývoje se cíleně zabývat problematikou uzavřené smyčky a postupně rozšiřovat jednoduché komponenty, neboť tato část modelování TČ přináší nejvíce úskalí (nelinearity, inicializace, apod.). Snaha o realistický fyzikální model uzavřeného okruhu TČ narážela na problematickou matematickou diskretizaci nelineární úlohy, což částečně vyřešil přechod z OM k Dymole.

Podceněna byla problematika fyzikálních vlastností chladiva a jejich výpočet v open-source knihovnách, neboť zkušenosti s použitím komerční knihovny médií byly dobré. Kdyby byla lépe a detailněji odhadnuta komplexita této oblasti modelu, práce se mohla delší dobu soustředit zkoumání operace s uzavřenými okruhy a testování různých verzí všech dostupných knihoven médií. Jako protiargument může sloužit fakt, že samotná OM nedisponuje mnoha nástroji jak inicializaci řešit - první úspěšné inicializační body uzavřené smyčky byly nalezeny za pomoci Dymoly - a ta byla k dispozici až v samotném závěru práce.

Neprozkoumaným aspektem je vícevrstvá tvorba modelů. Mnoho knihoven je tvořeno třemi vrstvami - základními prvky (to může být prvek, který zajišťuje výměnu tepla, prvek který zajišťuje tepelnou kapacitu či zákon zachování hmoty), komponentami (které jsou složeny z prvků a konečnými modely (což jsou jednotlivé komponenty či jejich spojené skupiny obohacené o okrajové podmínky). Vytvořená knihovna pracuje na dvou vrstvách - na komponentu a modelu. Tento způsob práce je jednodušší pro vývoj a na základě zkušenosti by měl zaručovat větší spolehlivost, avšak přístupy nebyly detailně porovnávány.

OpenModelica i přes všechny nedostatky představuje silný nástroj na poli simulací dynamických systémů. Umožňuje velmi jednoduchou implementaci dynamických modelů, vykreslování grafů jejich chování, modulárnost i jejich řešení. Každý inženýrský problém neoperuje se specifickými médii v blízkosti fázové změny, v uzavřeném cyklu. Mnoho ma-

tematicky složitějších problémů než je chladicí okruh může být v OM řešeno bez výrazných problémů, stejně jako knihovny médií dokáží pracovat bezchybně na jednodušších problémech (jako jsou například jednotlivé komponenty). Teprve kombinace uvedených požadavků představuje pro OM mnohonásobně větší problém, než problémy samostatné.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo vytvořit dynamický model tepelného čerpadla s deskovými výměníky a ekologickým chladivem v jazyce Modelica, a dále zhodnotit open source prostředí OpenModelica pro řešení problematiky dynamiky okruhu tepelného čerpadla. Motivací pro zpracování této práce byl projekt Ecohep zaměřený na problematiku tepelného čerpadla s propanem, v rámci kterého byl na VUT v Modelice za pomoci komerčního software Dymola a komerčních knihoven vytvořen dynamický model tepelného čerpadla. Z tohoto projektu byla dostupná některá data pro validaci modelů.

V rámci práce byla nejprve provedena rešerše ohledně problematiky tepelných čerpadel a jejich komponent, ekologických chladiv, deskových výměníků a jejich modelování. Následně byly v OpenModelice vytvořeny modely jednotlivých komponent - expanzního ventilu, deskových výměníků a kompresoru. Model kompresoru využívá účinnostní přístup, expanzní ventil je jednoduchý blackbox založený na lineárním výtokovém koeficientu a deskové výměníky jsou 1D modely postavené na metodě diskretizace a v případě kondenzátoru diskretizace kombinované s metodou moving boundary.

Knihovna využitá pro výpočty fyzikálních vlastností chladiva je HelmholtzMedia, která využívá stavové rovnice pro reálný plyn. Jedná se o jedinou nalezenou open source knihovnu, která byla kompatibilní s Open Modelicou a obsahovala žádané chladivo - R290 (propan).

Modely deskových výměníků a kompresoru byly validovány na základě dat naměřených na zkušební smyčce tepelného čerpadla umístěné na VUT. Samotné modely dosáhly přijatelné přesnosti $\pm 5\%$, avšak pro kompletní validaci bylo nutné výměníky zkombinovat s ostatními komponentami a sestavit kompletní smyčku tepelného čerpadla.

Implementace modelů diskretizovaných výměníků do uzavřené smyčky se nezdařila. Kombinace suboptimální knihovny médií, složitých nelineárních problémů vycházejících z ní i z rovnic pro přestup tepla a slabých možností debuggingu OpenModelici představuje výrazný problém a mnoho času bylo využito při pokusech tuto překážku překonat. Byla však vytvořena smyčka s triviálními modely výměníků, u které byla při užití Dymoly dosažena stabilita i v OM při několika bodech z měření. Avšak i tato, v podstatě triviální smyčka se potýká s velkými problémy s inicializací a není modulární.

Významnou nevýhodou využívání OM pro práci s obecně komplikovanými modely a požadavkem na testování širšího množství dat je malá možnost automatizace procesu a celková časová náročnost vyhledávání a odchyťování chyb. OM také nedisponuje dostatečně robustním a rychlým solverem jako Dymola, u řady testovacích bodů OM nedokázala najít řešení a Dymola ano.

Další navázání na práci by mohlo představovat optimalizaci inicializace, aby nebylo nutné vyhledávat úzké spektrum hodnot inicializačních veličin pro stabilitu modelu. Klíčovým problémem je správná implementace správné formy rovnice zákona zachování energie a hmoty. Je však nejasné, zda je tento úkol možný bez odlišné knihovny fyzikálních vlastností médií, neboť dostupná literatura hodnotí knihovnu HelmholtzMedia jako nevhodnou pro aplikaci v uzavřených okruzích. Řešení problematiky tak na prvním místě vyžaduje tvorbu knihovny médií spolehlivé pro uzavřené smyčky.

Závěrem práce je, že OpenModelica, ač má poli dynamických 1D simulací svoje místo a oblast aplikací, s aktuálně dostupnými nástroji není nejvhodnějším nástrojem pro tvorbu dynamických smyček tepelného čerpadla. Hlavní problémy tvoří nelineární systémy, pro

které není solver dostatečně robustní, problematické knihovny fyzikálních vlastností médií a obtížné hledání inicializace uzavřené smyčky.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Kopeckova Barbora et al. *Ekologické tepelné čerpadlo pro elektrická vozidla*. část projektu řešená na VUT v Brně, číslo smlouvy FW01010507 Energetický ústav - OTTP. 2021.
- [2] Schiessl s.r.o. *Chladící okruh - princip funkce*. 2008. URL: <https://www.schiessl.cz/stranka-chladici-okruh-princip-funkce-118> (cit. 24. 04. 2023).
- [3] Danfoss A.S. *Coolselector2*. 2022. URL: <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/> (cit. 24. 04. 2023).
- [4] Bryan P Rasmussen a Andrew G Alleyne. „Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems“. In: *Air Conditioning and Refrigeration Center TR-244* (2006).
- [5] Verein deutscher Ingenieure. *VDI-Wärmeatlas*. Ed. VDI e.V. 11. vyd. VDI-Buch. Berlin Heidelberg: Springer, 2013. ISBN: 978-3-642-19981-3. DOI: [10.1007/978-3-642-19981-3](https://doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3).
- [6] Edreis Edreis a A Petrov. „Types of heat exchangers in industry, their advantages and disadvantages, and the study of their parameters“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 963.1 (2020), s. 012027. DOI: [10.1088/1757-899X/963/1/012027](https://doi.org/10.1088/1757-899X/963/1/012027). URL: <https://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/963/1/012027>.
- [7] HPSC. *Heat Pump Best Practices Installation Guide For Existing Homes*. 2020. URL: <https://guides.co/g/heat-pump-best-practices-installation-guide-for-existing-homes-89006/194798> (cit. 17. 04. 2023).
- [8] H.U. Zettler, M. Weiß a H. Müller-Steinhagen. „Influence of Surface Properties and Characteristics on Fouling in Plate Heat Exchangers“. In: *Heat Transfer Engineering*, 26 , 2005 26 (břez. 2005), s. 3–17. DOI: [10.1080/01457630590897024](https://doi.org/10.1080/01457630590897024).
- [9] Fábio A.S. Mota, E.P. Carvalho a Mauro A.S.S. Ravagnani. „Modeling and Design of Plate Heat Exchanger“. In: *Heat Transfer*. Ed. Salim Newaz Kazi. Rijeka: IntechOpen, 2015. Kap. 7. DOI: [10.5772/60885](https://doi.org/10.5772/60885). URL: <https://doi.org/10.5772/60885>.
- [10] Enrico Golin. *Plate heat exchanger working principle*. 2023. URL: <https://www.onda-it.com/eng/news/how-a-plate-heat-exchanger-works/plate-heat-exchanger-working-principle/> (cit. 24. 04. 2023).
- [11] Dazhang Yang et al. „Recent advances on air heating system of cabin for pure electric vehicles: A review“. In: *Heliyon* 8.10 (2022), e11032. ISSN: 2405-8440. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e11032>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405844022023209>.
- [12] Vaše služby s. r. o. *Základní dělení kompresorů*. 2023. URL: <http://www.vasesluzby.cz/klimatizace-brno/kompresory-pro-chladivove-kompresni-chlazení/zakladni-deleni-kompresoru/> (cit. 16. 05. 2023).
- [13] Rémi Dickes. „Charge-sensitive methods for the off-design performance characterization of organic Rankine cycle (ORC) power systems“. Dis. pr. Čvn. 2019.

- [14] Danfoss. *DMT hermetic filter driers for CO₂*. 2023. URL: <https://www.danfoss.com/en/products/dcs/filter-driers-and-strainers/filter-driers/dmt-hermetic-filter-driers-for-co2/#tab-overview> (cit. 16. 05. 2023).
- [15] sinop. *Průhledítka 5/8' ex/ex CASTEL*. 2023. URL: <https://www.esinop.cz/pruhleditko-58-exex-castel> (cit. 16. 05. 2023).
- [16] Adel Juaidi et al. „Chapter 1 - Solar cooling research and technology“. In: *Recent Advances in Renewable Energy Technologies*. Ed. Mejdí Jeguirim. Academic Press, 2021, s. 1–44. ISBN: 978-0-323-91093-4. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-91093-4.00005-6>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780323910934000056>.
- [17] *Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin, tepelná čerpadla pro ohřívání a chlazení prostoru a procesní chladiče, s elektricky poháněnými kompresory - Část 1: Termíny a definice*. Norma. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2023.
- [18] Tomáš Matuška. „Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP“. In: (2015). URL: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop> (cit. 10. 04. 2023).
- [19] *Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla, s elektricky poháněnými kompresory, pro ohřívání a chlazení prostoru - Zkoušení a hodnocení při podmínkách s částečným zatížením a výpočet sezonní výkonnosti*. Norma. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2023.
- [20] Tomáš Matuška. *Parametry pro hodnocení efektivity soustav s tepelnými čerpadly: SPF a PER*. 2015. URL: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13272-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-soustav-s-tepelny-mi-cerpadly-spf-a-per> (cit. 10. 04. 2023).
- [21] Ian H. Bell et al. „Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp“. In: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 53.6 (2014), s. 2498–2508. DOI: [10.1021/ie4033999](https://doi.org/10.1021/ie4033999). eprint: <http://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/ie4033999>. URL: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>.
- [22] Romanov Alexey. *Sci cosim*. 2020. URL: https://wiki.octave.org/Sci_cosim (cit. 15. 04. 2023).
- [23] Francesco Witte a Ilja Tuschy. „TESPy: Thermal Engineering Systems in Python“. In: *Journal of Open Source Software* 5.49 (2020), s. 2178. DOI: [10.21105/joss.02178](https://doi.org/10.21105/joss.02178).
- [24] Pranay Kasturi. *mosaik-heatpump 0.1.0*. 2021. URL: <https://pypi.org/project/mosaik-heatpump/> (cit. 15. 04. 2023).
- [25] NumPy. *The fundamental package for scientific computing with Python*. 2023. URL: <https://numpy.org> (cit. 23. 05. 2023).
- [26] Modelica Association et al. *Modelica Specification, version 3.5*. 2021. URL: <https://modelica.org/documents/MLS.pdf> (cit. 17. 04. 2023).

- [27] Rodrigo Llopis et al. „TEWI analysis of a stand-alone refrigeration system using low-GWP fluids with leakage ratio consideration“. In: *International Journal of Refrigeration* 118 (2020), s. 279–289. ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.05.028>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700720302528>.
- [28] „The availability of refrigerants for new split air conditioning systems that can replace fluorinated greenhouse gases or result in a lower climate impact“. In: (2020). URL: https://climate.ec.europa.eu/system/files/2020-09/c_2020_6637_en.pdf.
- [29] Ziyuan Wang et al. „Impacts of the Degradation of 2,3,3,3-Tetrafluoropropene into Trifluoroacetic Acid from Its Application in Automobile Air Conditioners in China, the United States, and Europe“. In: *Environmental Science & Technology* 52.5 (2018). PMID: 29381347, s. 2819–2826. DOI: [10.1021/acs.est.7b05960](https://doi.org/10.1021/acs.est.7b05960). URL: <https://doi.org/10.1021/acs.est.7b05960>.
- [30] Yanxing Zhao et al. „Prediction of ternary azeotropic refrigerants containing ammonia“. In: *International Journal of Refrigeration* 131 (2021), s. 101–108. ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.05.023>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S014070072100195X>.
- [31] Di Wu et al. „The performance comparison of high temperature heat pump among R718 and other refrigerants“. In: *Renewable Energy* 154 (2020), s. 715–722. ISSN: 0960-1481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.03.034>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148120303566>.
- [32] Milan N. Šarevski a Vasko N. Šarevski. „Thermal characteristics of high-temperature R718 heat pumps with turbo compressor thermal vapor recompression“. In: *Applied Thermal Engineering* 117 (2017), s. 355–365. ISSN: 1359-4311. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.035>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116318427>.
- [33] R. Cabello et al. „Energy comparison based on experimental results of a cascade refrigeration system pairing R744 with R134a, R1234ze(E) and the natural refrigerants R290, R1270, R600a“. In: *International Journal of Refrigeration* (2023). ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.01.009>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700723000099>.
- [34] Björn Palm. „Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review“. In: *International Journal of Refrigeration* 31.4 (2008). Refrigeration with Ammonia and Hydrocarbons, s. 552–563. ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.11.016>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700707002216>.
- [35] Lennart Ljung, Torkel Glad a Anders Hansson. In: *Modeling and identification of Dynamic Systems*. 1. vyd. Studentlitteratur AB, 2016.
- [36] Renato Lepore et al. „Dynamic lumped-parameter model of a heat pump designed for performance optimization“. In: *Building Simulation* 5.3 (2012), s. 233–242. DOI: [10.1007/s12273-012-0080-9](https://doi.org/10.1007/s12273-012-0080-9). URL: <https://www.sciopen.com/article/10.1007/s12273-012-0080-9>.

- [37] Holger Martin. „A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers“. In: *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 35.4 (1996), s. 301–310. ISSN: 0255-2701. DOI: [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(95\)04129-X](https://doi.org/10.1016/0255-2701(95)04129-X). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/025527019504129X>.
- [38] Ian Bell. *Plate heat exchangers*. 2011. URL: <https://achp.sourceforge.net/ACHPComponents/PlateHeatExchanger.html> (cit. 17. 04. 2023).
- [39] Giovanni A. Longo et al. „A new model for refrigerant boiling inside Brazed Plate Heat Exchangers (BPHEs)“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 91 (2015), s. 144–149. ISSN: 0017-9310. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.078>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931015007966>.
- [40] Seiichi Yamaguchi et al. „Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54.9 (2011), s. 1896–1906. ISSN: 0017-9310. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.01.013>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931011000238>.
- [41] Manuel R. Conde. „Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: An appraisal of existing methods“. In: *Applied Thermal Engineering* 16.1 (1996), s. 51–61. ISSN: 1359-4311. DOI: [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00011-2](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00011-2). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/1359431195000112>.
- [42] Giovanni A. Longo. „Heat transfer and pressure drop during hydrocarbon refrigerant condensation inside a brazed plate heat exchanger“. In: *International Journal of Refrigeration* 33.5 (2010), s. 944–953. ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.02.007>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700710000435>.
- [43] Wilhelm Nusselt. „Die oberflächenkondensation des wasserdampfes“. In: *VDI-Zs* 60 (1916), s. 541.
- [44] William W Akers, HA Deans a Orrin K Crosser. „Condensing heat transfer within horizontal tubes“. In: *Chem. Eng. Progr.* 54 (1958).
- [45] M.G. Cooper. „Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A Wide-Ranging Examination Using Reduced Properties“. In: ed. James P. Hartnett a Thomas F. Irvine. Sv. 16. *Advances in Heat Transfer*. Elsevier, 1984, s. 157–239. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70205-3](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70205-3). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0065271708702053>.
- [46] *Chladivové kompresory - Hodnotící podmínky, tolerance a výkonové charakteristiky udávané výrobcem*. Norma. Evropský výbor pro normalizaci, 2014.
- [47] Ian W. Eames, Adriano Milazzo a Graeme G. Maidment. „Modelling thermostatic expansion valves“. In: *International Journal of Refrigeration* 38 (2014), s. 189–197. ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.06.010>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700713001576>.
- [48] Roozbeh Sangi et al. „A Medium Model for the Refrigerant Propane for Fast and Accurate Dynamic Simulations“. In: dub. 2014. DOI: [10.3384/ecp140961271](https://doi.org/10.3384/ecp140961271).

- [49] Kilian Link, Stephanie Vogel a Ines Mynttinen. „Fluid Simulation and Optimization using Open Source Tools“. In: čvn. 2011, s. 454–460. ISBN: 9789173930963. DOI: [10.3384/ecp11063454](https://doi.org/10.3384/ecp11063454).
- [50] Klaus Lucas. *Thermodynamik : die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen; 6., bearb. Aufl.* Springer-Lehrbuch. Berlin [u.a.]: Springer, 2007, XVI, 629 S. : graph. Darst. ISBN: 978-3-540-73515-1. DOI: [10.1007/978-3-540-73516-8](https://doi.org/10.1007/978-3-540-73516-8). URL: <https://publications.rwth-aachen.de/record/96609>.
- [51] Matthis Thorade a Ali Saadat. „HelmholtzMedia – A Fluid Properties Library“. In: zř. 2012. DOI: [10.3384/ecp1207663](https://doi.org/10.3384/ecp1207663).
- [52] Berkeley Lab. *Buildings.Media*. 2012. URL: https://simulationresearch.lbl.gov/modelica/releases/v1.1_build0_rc2/help/Buildings_Media.html (cit. 07.05.2023).
- [53] Michael Wetter et al. „Modelica Buildings library“. In: *Journal of Building Performance Simulation* 7.4 (2014), s. 253–270. DOI: [10.1080/19401493.2013.765506](https://doi.org/10.1080/19401493.2013.765506). URL: <https://doi.org/10.1080/19401493.2013.765506>.
- [54] W. F. Davidson. „Studies of Heat Transmission Through Boiler Tubing at Pressures From 500–3300 lbs“. In: *Trans. ASME* 65.6 (1943), s. 553–591.
- [55] Fabian Wüllhorst et al. „BESMod - A Modelica Library providing Building Energy System Modules“. In: ún. 2023, s. 9–18. DOI: [10.3384/ECP211869](https://doi.org/10.3384/ECP211869).
- [56] Christian Vering et al. „Open-Source vapor compression library (VCLib): Heat pump modeling for education and research“. In: *Computer Applications in Engineering Education* 30 (květ. 2022). DOI: [10.1002/cae.22540](https://doi.org/10.1002/cae.22540).

Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratka	Význam
ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BPHE	Brazed plate heat exchanger - natvrdo pájený deskový výměník
CFC	Chloro-fluoro-carbon
ECU	Electronic control unit - řídicí jednotka
GWP	Global Warming potential - potenciál globálního oteplování
HCFC	Hydro-chloro-fluoro-carbon
HFC	Hydro-fluoro-carbon
IAPWS	Mezinárodní asociace pro vlastnosti vody a páry
MOT	Minimální provozní teplota
MSL	Modelica Standart Library
LMTD	Logarithmic mean temperature difference - logaritmický teplotní spád
ODP	Ozone depleting potential - potenciál poškození ozonové vrstvy
OM	OpenModelica
OSN	Organizace spojených národů
PER	Primary energy ratio - účinnost využití primární energie
PFC	Per-fluor-carbon
PHE	Plate heat exchanger - deskový výměník
PTC	Positive temperature coefficient
SPF	Seasonal Performance Factor - Faktor sezónní účinnosti
TČ	Tepelné čerpadlo
VUT	Vysoké učení technické

Symbol	Rozměr	Veličina
\hat{a}	[m]	amplituda sinusové vlny plátu výměníku
B	[m]	šířka desky výměníku
Bo	[-]	Boiling number
COP	[-]	topný/chladicí faktor
d_h	[m]	hydraulický průměr
$E_{E,TC}$	[kWh]	spotřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla
$E_{E,pom}$	[kWh]	spotřeba elektrické energie pro pomocná zařízení
$E_{E,ZZ}$	[kWh]	spotřeba elektrické energie záložního zdroje
F	[-]	faktor primární energie z neobnovitelných zdrojů
F_p	[-]	faktor redukováného tlaku
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
G	[kg/m ²]	měrný hmotnostní tok
h_{cin}	[kJ/kg]	měrná entalpie chladiva na vstupu do kondenzátoru
h_{ein}	[kJ/kg]	měrná entalpie chladiva na vstupu do výparníku
h_{in}	[kJ/kg]	měrná entalpie chladiva na sání kompresoru
h_{is}	[kJ/kg]	měrná entalpie chladiva za předpokladu izoentropické komprese
h_{real}	[kJ/kg]	skutečná měrná entalpie chladiva na výtlaku kompresoru
h_{vap}	[kJ/kg]	měrná entalpie chladiva na křivce syté páry
k	[W/m ² K]	koeficient prostupu tepla
K_v	[m ³ /h]	průtokový součinitel ventilu
L	[m]	délka oblasti pro Moving boundary přístup
L_s	[m]	délka vertikální stěny
M	[kg/kmol]	molární hmotnost
M_x	[-]	koeficienty kompresorové mapy
\dot{m}_{ref}	[kg/s]	hmotnostní tok chladiva komponentou
n	[s ⁻¹]	otáčky kompresoru
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
O	[m]	omočený obvod
Ot	[-]	otevření expanzního ventilu
p	[Pa]	tlak
p_{crit}	[Pa]	kritický tlak
p^*	[-]	redukováný tlak
P	[W]	příkon kompresoru
PE	[kWh]	spotřeba neobnovitelné primární energie
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
Pr_L	[-]	Prandtlovo číslo syté kapaliny
q^*	[W/m ²]	měrný tepelný tok
Q	[kWh]	celkové teplo dodané pro danou aplikaci

Symbol	Rozměr	Veličina
\dot{Q}_{cond}	[W]	tepelný výkon kondenzátoru
\dot{Q}_{evap}	[W]	tepelný výkon výparníku
\dot{Q}_{mb}	[W]	tepelný výkon výměníku mezi vstupem a křivkou sytosti
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
R_p	[-]	relativní drsnost
R_a	[μm]	drsnost
Re_{eq}	[-]	ekvivalentní Reynoldsovo číslo
S	[m^2]	celková plocha desky výměníku
$SCOP$	[-]	sezónní topný faktor
S_p	[m^2]	obsah průtočné plochy
SPF	[-]	sezónní faktor účinnosti
T_d	[K]	teplota sytosti na výtlačku kompresoru
T_s	[K]	teplota sytosti na sání kompresoru
V	[m^3]	objem kanálu výměníku
V_c	[m^3]	objem náplně otáčky kompresoru
x	[-]	suchost páry
X	[m^{-1}]	vlnové číslo
α	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	koeficient přestupu tepla konvekcí
α_0	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	referenční koeficient přestupu tepla
α_b	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	koeficient přestupu tepla při varu ve velkém objemu
α_{cb}	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	koeficient přestupu tepla při konvektivním varu
α_{cc}	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	koeficient přestupu tepla při kondenzaci řízené konvekcí
α_{cg}	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	koeficient přestupu tepla při kondenzaci řízené gravitací
α_{nb}	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	koeficient přestupu tepla při bublinkovém varu
α_s	[$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	koeficient přestupu tepla konvekcí v oblasti přehřáté páry
Δh_{cond}	[kJ/kg]	entalpický spád na kondenzátoru
Δh_{compr}	[kJ/kg]	entalpický spád na kompresoru
Δh_{evap}	[kJ/kg]	entalpický spád na výparníku
ΔJ_{LG}	[kJ/kg]	latentní teplo varu
Δp	[Pa]	rozdíl tlaku mezi vstupem a výstupem expanzního ventilu
ΔT	[K]	rozdíl teploty kondenzace a teploty stěny
ΔT_{lm}	[K]	logaritmický teplotní spád
ΔT_{max}	[K]	maximální rozdíl teplot médií
ΔT_{min}	[K]	minimální rozdíl teplot médií
ζ	[-]	třecí faktor
ζ_0	[-]	dodatečný třecí faktor
$\zeta_{1,0}$	[-]	dodatečný třecí faktor

Symbol	Rozměr	Veličina
η_e	[-]	celková účinnost výroby elektrické energie
η_{isen}	[-]	izoentropická účinnost kompresoru
η_{vol}	[-]	objemová účinnost kompresoru
λ	[W/mK]	tepelná vodivost
λ_L	[W/mK]	tepelná vodivost syté kapaliny
Λ	[m]	vlnová délka sinusové vlny plátu výměníku
μ	[Pas]	dynamická viskozita
μ_L	[Pas]	dynamická viskozita syté kapaliny
μ_w	[Pas]	dynamická viskozita při teplotě stěny
ρ_{in}	[kg/m ³]	hustota média na vstupu do komponenty
ρ_G	[kg/m ³]	hustota syté páry
ρ_L	[kg/m ³]	hustota syté kapaliny
ϕ	[rad]	úhel sklonu chevronu plátu výměníku
Φ	[-]	koeficient zvětšení plochy výměníku