

UNIVERZITA PARDUBICE

DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2025

Vojtěch Petřík

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Experimentální a výpočetní analýza automobilového kondenzátoru
Diplomová práce

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2024/2025

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Vojtěch Petřík**
Osobní číslo: **D23453**
Studijní program: **N0788A040001 Dopravní technika**
Specializace: **Stavba vozidel**
Téma práce: **Experimentální a výpočetní analýza automobilového kondenzátoru**
Zadávací katedra: **Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů**

Zásady pro vypracování

Práce se zaměří na výpočty přestupu tepla v rámci tepelných výměníků v automobilovém průmyslu. V rámci spolupráce s firmou Škoda Auto a.s. se konkrétně zaměří na analýzu klima kondenzátoru. Detailně se zaměří na vliv fázové přeměny probíhající v rámci kondenzace. Provedené numerické výpočty budou podpořeny vlastním experimentálním měřením za různých provozních podmínek.

Vypracovat:

- Rešerše na téma tepelných výměníků v motorovém prostoru osobního automobilu.
- Rešerše na téma automobilového klima kondenzátoru.
- Porovnání přístupů k výpočtu přestupu tepla v tepelných výměnících se zohledněním fázové přeměny.
- Numerická a experimentální analýza kondenzátoru.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] Nožička, J. *Základy termomechaniky*. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2008.
- [2] Incropera, F. P., David, P. D., Theodore, L. B., & Adrienne, S. L. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition*. Hoboken (USA): John Wiley & Sons, 2011. ISBN 13 978-0470-50197-9.
- [3] Šesták, J. *Tepelné pochody II*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03475-5
- [4] Baláš, M. *Kotle a výměníky tepla*. 3. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [5] Pervaiz, M. M., Brewster, R. A., Ross, F., Bauer, W. and Reister, H. Numerical methodology for automotive radiator and condenser simulations. *SAE Transactions JOURNAL OF PASSENGER CARS*. 1997. P. 2475–2501.
- [6] Kays, W. M. and London, A. L. *Compact Heat Exchangers 3th Edition*. Krieger Publishing Company, 1984. ISBN 1-57524-060-2.
- [7] Pavlů, J. *Vývoj výpočetního modelu a metodiky pro výpočet kondenzátorů s minikanálky*. Doktorská práce. Brno: Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, Vysoké učení technické v Brně, 2012.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Schmid, Ph.D.**
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **7. února 2025**
Termín odevzdání diplomové práce: **9. května 2025**

L.S.

doc. Ing. Ladislav Řoutil, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 7. února 2025

Prohlašuji:

Práci s názvem Experimentální a výpočetní analýza automobilového kondenzátoru jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 30. 4. 2025

Vojtěch Petřík v. r.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Michalu Schmidovi, Ph.D, který mě provázel jak při tvorbě bakalářské, tak diplomové práce. Pomáhal mi s modelováním v programu Siemens Star-CCM+, s experimentálním měřením ve VVCD a věnoval mi hodně svého času na konzultace a zlepšování této práce.

Dále děkuji doc. Ing. Petru Voltrovi, Ph.D. za jeho cenné rady ohledně zpracování diplomové práce a Ing. Martinu Kohoutovi, Ph.D. za konzultaci ohledně měření teploty na kondenzátoru.

V neposlední řadě děkuji svým rodičům za podporu a za možnost studia.

ANOTACE

Diplomová práce je zaměřena na výpočet přestupu tepla v automobilovém kondenzátoru. Součástí práce je rešerše na tepelné výměníky v motorovém prostoru osobního automobilu, včetně kondenzátoru, a na analytické a numerické metody výpočtu křížového tepelného výměníku. Hlavním cílem práce je navržení přístupu, díky kterému je možné zohlednit fázovou přeměnu v kondenzátoru v programu Siemens Star-CCM+. Konkrétně se jedná o metodu využívající efektivní měrnou tepelnou kapacitu. V práci je zkoumán vliv různých materiálových vlastností a numerických přístupů na parametry kondenzátoru. Tyto poznatky jsou následně implementovány do výsledného modelu kondenzátoru. Numerické simulace jsou porovnány s experimentálním měřením kondenzátoru klimatizačního okruhu. Výsledky potvrzují vhodnost zvoleného přístupu s efektivní měrnou tepelnou kapacitou pro průmyslové využití, zejména v automobilovém průmyslu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzátor, fázová přeměna, efektivní měrná tepelná kapacita, CFD

TITLE

Experimental and Computational Analysis of an Automotive Condenser

ANNOTATION

The diploma thesis focuses on the calculation of heat transfer in an automotive condenser. The thesis includes a literature review of heat exchangers in the engine compartment of a passenger car, including the condenser, as well as analytical and numerical methods for the calculation of the crossflow heat exchanger. The primary objective of this work is to propose an approach that enables the phase change in the condenser to be accounted for within the Siemens Star-CCM+ software. Specifically, the method is based on the use of an effective specific heat capacity. The influence of various material properties and numerical approaches on the condenser's performance is investigated in this work. These observations are then implemented in the final condenser model. The numerical simulations are compared with experimental measurements obtained from the condenser of an air-conditioning circuit. The results confirm the suitability of the selected approach using an effective specific heat capacity for industrial applications, especially in the automotive industry.

KEYWORDS

Condenser, phase change, effective specific heat capacity, CFD

OBSAH

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK.....	11
SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK	13
ÚVOD.....	16
1 Tepelné výměníky v motorovém prostoru osobního automobilu	18
1.1 Chladič spalovacího motoru	19
1.2 Tepelné výměníky v elektromobilech	23
2 Automobilová klimatizace	25
2.1 Kondenzátor.....	28
3 Výpočet přestupu tepla křížového tepelného výměníku	29
3.1 LMTD	30
3.2 ϵ -NTU	32
3.3 CFD	34
3.3.1 Tlaková ztráta a porézní médium.....	35
3.3.2 Siemens Star-CCM+	36
3.3.3 Modelování pomocí efektivní měrné tepelné kapacity	39
4 Porovnání CFD přístupů k výpočtu kondenzátoru	41
4.1 Numerické výpočty.....	42
4.1.1 Geometrie modelu.....	42
4.1.2 Síť.....	43
4.1.3 Modelování průchodu chladiva.....	44
4.1.4 Materiálové vlastnosti	46
4.1.5 Efektivní měrná tepelná kapacita.....	47
4.2 Vyhodnocení.....	49
4.2.1 Srovnání s metodou efektivní měrné tepelné kapacity	57
5 Experimentální analýza kondenzátoru	62

5.1	Měřicí zařízení	64
5.2	Testovaný kondenzátor	65
5.3	Měření rychlosti vzduchu	65
5.4	Měření teploty chladiva	67
5.5	Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru	69
6	Numerický model měřeného kondenzátoru	72
7	Validace navrženého CFD modelu	74
	ZÁVĚR	78
	POUŽITÁ LITERATURA	80
	PŘÍLOHY	84

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK

Obrázek 1: Schéma rozmístění tepelných výměníků v motorové prostoru	19
Obrázek 2: Schéma chladicího okruhu motoru a klimatizace	20
Obrázek 3: Průřez hliníkovou vložkou chladiče a nasunutí chladících trubek do víka chladicí komory	21
Obrázek 4: Termomanagement Audi e-tron GT	23
Obrázek 5: Schematické znázornění klimatizačního okruhu	26
Obrázek 6: Termodynamické schéma (a) a ideální Rankinův cyklus (b, c)	27
Obrázek 7: Detailní pohled na kondenzátor	28
Obrázek 8: Schematické znázornění průchodu chladiva kondenzátorem	28
Obrázek 9: Křížový výměník. (a) obě tekutiny nesmíšené (b) tekutina (Cross flow) smíšená a tekutina v trubce nesmíšená	29
Obrázek 10: Průběh tepelné výměny protiproudého tepelného výměníku	30
Obrázek 11: Teplotní profil křížového tepelného výměníku	31
Obrázek 12: Teplotní profily: (a) kondenzující pára (b) vypařující se kapalina	31
Obrázek 13: Kombinovaný přestup tepla (prostup tepla) rovinnou deskou	32
Obrázek 14: Schéma konfigurace chladicího modulu a proudění vzduchu v motorovém prostoru vozidla (a), průběh tlaku skrz komponenty (b)	35
Obrázek 15: Dual Stream metoda	37
Obrázek 16: Efektivní měrná tepelná kapacita	40
Obrázek 17: T-s a p-h diagram (a) a řez kondenzátorem klimatizace (b)	40
Obrázek 18: Výpočetní model kondenzátoru se sítí	41
Obrázek 19: Schématický obrázek průchodu chladiva kondenzátorem	42
Obrázek 20: Model kondenzátoru	43
Obrázek 21: Model sítě modelu	44
Obrázek 22: Vektory rychlosti chladiva v řezu kondenzátoru (varianta spojené zásobníky) ..	45
Obrázek 23: Vektory rychlosti chladiva v řezu kondenzátoru	46
Obrázek 24: Efektivní měrná tepelná kapacita s lineárním přechodem	48
Obrázek 25: Průběh minimálních (červený průběh), průměrných (modrý průběh) a maximálních (žlutý průběh) teplot vzduchu v závislosti na počtu provedených iterací – model s předepsanou vstupní teplotou chladiva a nevázkým plynným chladivem	50
Obrázek 26: Graf numerických reziduí pro kondenzátor s předepsanou vstupní teplotou chladiva a s nevázkým plynným chladivem	50
Obrázek 27: Body procházející průchody chladiva	51
Obrázek 28: Teplota chladiva ve směru y v prvním průchodu	51
Obrázek 29: Teplota vzduchu ve směru y v prvním průchodu	52
Obrázek 30: Teplota chladiva ve směru y v prvním průchodu kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem	53
Obrázek 31: Teplota vzduchu ve směru y v prvním průchodu kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem	53
Obrázek 32: Porovnání teplot chladiva v kondenzátoru	55
Obrázek 33: Porovnání teplot vzduchu v kondenzátoru	56
Obrázek 34: Porovnání teplot chladiva v kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem ..	56
Obrázek 35: Porovnání teplot vzduchu v kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem ..	56
Obrázek 36: Průběh tepelného výkonu modelu kondenzátoru s efektivní měrnou tepelnou kapacitou v závislosti na počtu provedených iterací	57
Obrázek 37: Graf numerických reziduí pro model s efektivní měrnou tepelnou kapacitou	57
Obrázek 38: Průběh velikosti měrné tepelné kapacity chladiva v řezu kondenzátoru	58

Obrázek 39: Průběh teploty vzduchu (a) a chladiva (b) ve středu kondenzátoru	58
Obrázek 40: Teplota vzduchu ve směru y v prvním průchodu	59
Obrázek 41: Teplota chladiva ve směru y v prvním průchodu	60
Obrázek 42: Fotografie klimatizačního okruhu	62
Obrázek 43: Schéma měřeného klimatizačního okruhu	63
Obrázek 44: Testovaný kondenzátor	65
Obrázek 45: Místa měření rychlosti a teploty vzduchu	66
Obrázek 46: Místa měření teploty chladiva	67
Obrázek 47: Snímek z měření termokamerou a teplotní profil části prvního průchodu.....	69
Obrázek 48: Model testovaného kondenzátoru a model sítě	72
Obrázek 49: Průběh tepelného výkonu numerického modelu testovaného kondenzátoru v závislosti na počtu provedených iterací	74
Obrázek 50: Graf numerických reziduí numerického modelu testovaného kondenzátoru.....	74
Obrázek 51: Graf numerických reziduí modelu tzv. tepelného zdroje testovaného kondenzátoru.....	75
Obrázek 52: Průběh měrné tepelné kapacity chladiva v řezu kondenzátoru (rovina YZ).....	75
Obrázek 53: Průběh měrné tepelné kapacity chladiva v řezu kondenzátoru (rovina XY).....	76
Obrázek 54: Průběh teploty vzduchu (a) a chladiva (b) zadní stěny kondenzátoru (rovina YZ)	76
Obrázek 55: Porovnání průběhu teplot chladiva v prvním průchodu na zadní stěně kondenzátoru.....	77
Tabulka 1: Citlivost sítě.....	44
Tabulka 2: Okrajové podmínky tekutin	46
Tabulka 3: Materiálové vlastnosti chladiva a vzduchu.....	47
Tabulka 4: Parametry modelů kondenzátoru	54
Tabulka 5: Parametry modelů kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem	54
Tabulka 6: Srovnání parametrů modelů kondenzátoru.....	61
Tabulka 7: Naměřené hodnoty rychlosti vzduchu na vstupu.....	66
Tabulka 8: Naměřené hodnoty teploty vzduchu na vstupu.....	67
Tabulka 9: Naměřené hodnoty teploty chladiva	68
Tabulka 10: Další měřené veličiny	69
Tabulka 11: Materiálové vlastnosti R134a při tlaku 6,9 bar.....	70
Tabulka 12: Změřený tepelný výkon kondenzátoru	71
Tabulka 13: Předpis měrné tepelné kapacity	73
Tabulka 14: Okrajové podmínky modelu testovaného kondenzátoru	73
Tabulka 15: Porovnání parametrů měřeného kondenzátoru a numerického modelu	77

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

B	systematická chyba	[-]
C	měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
C_{ef}	efektivní měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
\dot{C}	kapacitní tok	[W·K ⁻¹]
\dot{C}_r	poměr kapacitních toků	[-]
d_h	hydraulický průměr	[m]
F_G	geometrický korekční faktor	[-]
G	viskózní koeficient	[m ⁻²]
h	měrná entalpie	[J·kg ⁻¹]
H	setrvačný koeficient	[m ⁻¹]
k	součinitel prostupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
l	měrné skupenské teplo	[J·kg ⁻¹]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
NC	celkový počet buněk v oblasti tepelného výměníku	[-]
NTU	Number of Transfer Units (bezrozměrné kritérium počtu převedených jednotek tepla)	[-]
P	tepelný tok (tepelný výkon)	[W]
p	tlak	[Pa]
Δp	tlaková ztráta	[Pa]
q	hustota tepelného toku	[W·m ⁻²]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
s	tloušťka stěny	[m]
src	lokální zdroj energie	[W]

S	teplosměnná plocha	$[\text{m}^2]$
S_f	plocha nekonečně malého elementu	$[\text{m}^2]$
T	termodynamická teplota	$[\text{K}]$
T_f	termodynamická teplota nekonečně malého elementu	$[\text{K}]$
T_{Sat}	saturační termodynamická teplota	$[\text{K}]$
T_{ok}	termodynamická teplota okolí	$[\text{K}]$
ΔT	teplotní interval efektivní měrné tepelné kapacity	$[\text{K}]$
ΔT_{lin}	teplotní interval lineárního přechodu	$[\text{K}]$
ΔT_{lm}	logaritmický střední teplotní rozdíl	$[\text{K}]$
\bar{T}	průměrná termodynamická teplota	$[\text{K}]$
UI	uniformita	$[-]$
Un	nejistota měření	$[-]$
v	rychlost	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v_f	rychlost nekonečně malého elementu	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
\bar{v}	průměrná rychlost	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
V	objem	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
X_n	naměřená hodnota	$[-]$
α	součinitel přestupu tepla konvekcí	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$
ε	smluvní účinnost	$[-]$
η	dynamická viskozita	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
θ	koeficient citlivosti	$[-]$
ϑ	stupně volnosti	$[-]$
λ	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$

ν	kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
ρ	hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
σ	směrodatná odchylka	[-]
σ_t	směrodatná odchylka Studentova rozdělení	[-]
<i>max</i>	maximální	dolní index
<i>min</i>	minimální	dolní index
<i>i</i>	vstupní (in)	dolní index
<i>o</i>	výstupní (out)	dolní index
<i>C</i>	ohřívané (Cold)	dolní index
<i>H</i>	ochlazované (Hot)	dolní index
<i>avg</i>	průměrný	dolní index
<i>global</i>	celkový	dolní index
<i>local</i>	místní	dolní index
<i>m</i>	aritmetický průměr	dolní index
<i>user</i>	uživatelsky zadané	horní index

ÚVOD

Kondenzátor je klíčovou součástí klimatizačního okruhu osobních vozidel, jehož funkce má značný vliv na celý termomanagement vozidla. Kondenzátor je ve většině případech umístěn v přední části motorového prostoru a teplo odvedené proudícím vzduchem ovlivňuje okolní součásti umístěné v jeho blízkosti. Z tohoto důvodu se práce věnuje i ostatním tepelným výměníkům, jež tvoří společně s kondenzátorem termomanagement vozidla. Jedná se například o chladič spalovacího motoru, chladič motorového oleje, chladič plnicího vzduchu a chladič oleje automatické převodovky. V rešerši jsou také zpracovány tepelné výměníky používané v elektromobilech, mezi kterými figuruje i kondenzátor – je součástí klimatizace a tepelného čerpadla.

Z výše zmíněných důvodů je nezbytné správně namodelovat numerický model kondenzátoru, který dokáže zohlednit fázovou přeměnu, a tedy správně odhadnout jeho tepelný výkon a teplotu vzduchu vystupujícího z kondenzátoru. Výstupní teplota vzduchu a její uniformita jsou stěžejními parametry ovlivňující odvod tepla z ostatních výměníků umístěných za kondenzátorem.

Pro správné pochopení výpočtu přestupu tepla jsou touto prací zpracovány základní analytické metody výpočtu křížových tepelných výměníků – kondenzátoru. Jedná se o metodu logaritmického středního teplotního rozdílu (LMTD) a ϵ -NTU. Dále se práce věnuje numerickým metodám výpočtu přestupu tepla v tepelných výměnících popsaných v kapitole pod názvem CFD. V této kapitole je blíže popsána tlaková ztráta při proudění tekutin výměníkem a způsob modelování a výpočet tepelného výměníku softwarem Siemens Star-CCM+ (tzv. Dual Stream přístup). Dále je zde představena metoda, jež pomocí efektivní měrné tepelné kapacity umožňuje zohlednit fázovou přeměnu probíhající v kondenzátoru.

Diplomová práce vznikla ve spolupráci s firmou Škoda Auto a.s. Hlavním cílem této práce je vytvořit numerický model kondenzátoru zohledňující fázovou přeměnu právě pomocí efektivní měrné tepelné kapacity a následné porovnání s měřením provedeném na kondenzátoru klimatizačního okruhu, jenž byl vyjmut z osobního vozidla Škoda Roomster a upraven pro účely měření.

Před tím, než byl experimentálně naměřen testovaný kondenzátor a vytvořen jeho numerický model, bylo nutné ověřit jaké parametry mají vliv při modelování kondenzátoru a porovnat různé přístupy výpočtu v Siemens Star-CCM+. Celé toto porovnání a verifikace modelu byla aplikována na modelu kondenzátoru popsaného v [1].

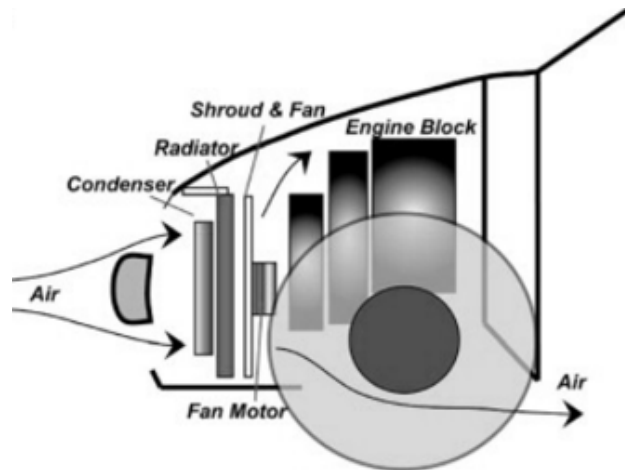
1 Tepelné výměníky v motorovém prostoru osobního automobilu

Tato problematika je více rozebrána v bakalářské práci autora viz [2]. V této kapitole je kladen větší důraz na vliv těchto výměníků na kondenzátor, kterému se tato diplomová práce věnuje.

Osobní automobily disponují velkým počtem různých kapalin, které by v provozu měly mít pro správnou funkci určitou teplotu. Proto je v motorovém prostoru instalována řada tepelných výměníků (*Obrázek 1*), jejichž hlavní funkcí je zajištění optimálních teplotních podmínek jednotlivých médií při variabilních provozních stavech vozidla. Počet a druh výměníků je závislý na určení vozidla, například jestli má klimatizaci, přepřínovaný motor, automatickou převodovku atd. Jedná se většinou o křížový typ tepelného výměníku s nemísícími se tekutinami. [3]

Na výkon kondenzátoru klimatizace, který je předmětem této práce, má velký vliv rozložení a počet výměníků v motorovém prostoru. Vzduch proudící do motorového prostoru prochází postupně přes různé tepelné výměníky. V každém takovém chladiči dojde k ohřátí vzduchu. Takto ohřátý vzduch může proudit do kondenzátoru klimatizace a vlivem menšího rozdílu teplot médií výměníku není schopen z chladiva klimatizace odvést tolik tepla a snižuje se tím výkon kondenzátoru. Proto musí být tepelné výměníky v automobilu vhodně rozloženy, aby docházelo k požadované tepelné výměně.

Kondenzátory klimatizace (příp. tepelného čerpadla) jsou taktéž součástí tepelného managementu elektromobilů, která má odlišnou koncepci oproti termomanagementu konvenčních automobilů se spalovacími motory.



Obrázek 1: Schéma rozmístění tepelných výměníků v motorové prostoru [4]

V následujících podkapitolách je shrnuta funkce a účel tepelných výměníků, které se umísťují do motorového prostoru a mají tudíž přímý vliv na fungování kondenzátoru.

1.1 Chladič spalovacího motoru

V běžných spalovacích motorech se přemění přibližně 30 % z energie spáleného paliva na mechanickou práci a zbylé odpadní teplo je odvedeno výfukovým systémem nebo chladicí kapalinou. [5]

Motory jsou dimenzovány na určité pracovní teploty. Nejvhodnější teploty chladicí kapaliny jsou v rozmezí 80 až 95 °C a teploty mazacího oleje 90 až 115 °C. Pokud by nebylo odvedeno ztrátové teplo, mohlo by vlivem teplotní roztažnosti dojít například k zadření pístu ve válci, nebo ztrátě viskozity mazacího oleje a mazacích schopností. Proto je nutné vhodně konstruovat chladicí systém, který splní požadavky chlazení při různých teplotách vzduchu a při různých rychlostech vozidla. [6]

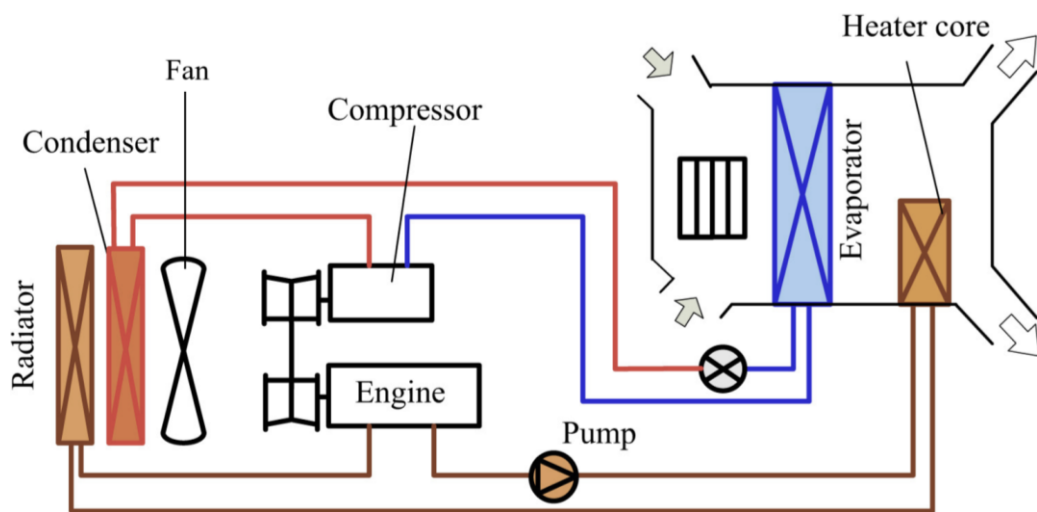
U kapalinového chlazení s nuceným oběhem proudí kapalina dutinami v hlavě a bloku válců a ochlazuje je, tudíž se ohřívá. Ohřátá kapalina teče do chladiče. V chladiči kapalině odebírá teplo proudící vzduch. Cirkulace chladiva je zajištěna oběhovým čerpadlem a proudění vzduchu chladičem je zajištěno ventilátorem chlazení. [6]

K zajištění potřebného průtoku vzduchu (i pro stojící vozidlo) slouží ventilátor. U osobních automobilů je v činnosti pouze v případě, že nápor vzduchu nedostatečně ochlazuje v chladiči

chladicí kapalinu, což znamená pomalou jízdu nebo stání vozidla. Řízen je podle teploty chladicí kapaliny nebo rychlosti jízdy. [6]

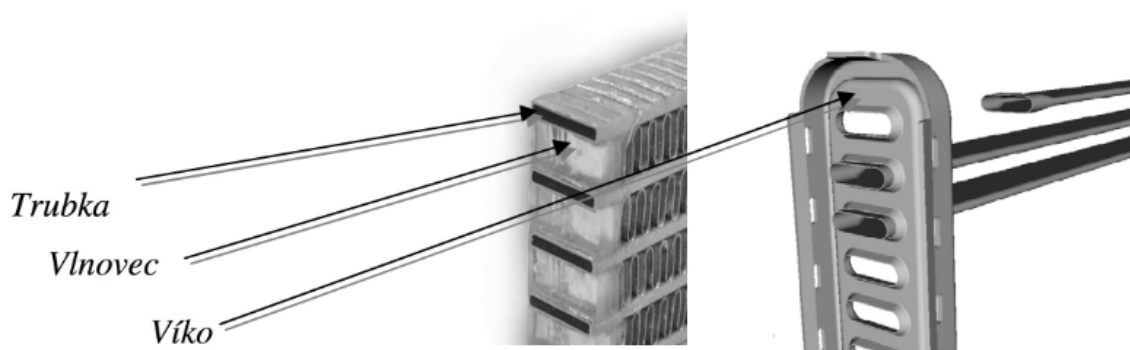
Na *Obrázku 2* je schéma chladicího okruhu motoru a klimatizace. Ventilátor (Fan) je umístěn za chladičem (Radiator) a kondenzátorem (Condenser). Proto má činnost ventilátoru přímý vliv na kondenzátor, protože vytváří průtok chladicího vzduchu při režimech nízké rychlosti vozidla, stání a nabíjení v případě elektromobilů a plug-in hybridů.

Chladič spalovacího motoru je většinou umístěn za kondenzátorem (*Obrázek 1*), nebo před ním (*Obrázek 2*). Jejich činnost je navzájem ovlivněna, protože první tepelný výměník změní vstupní parametry chladicího média – vzduchu.



Obrázek 2: Schéma chladicího okruhu motoru a klimatizace [5]

Chladič je tvořen vodorovně orientovanými trubkami, na kterých jsou navlečena vlnovitá žebra kruhového, oválného, nebo plochého tvaru (*Obrázek 3*). Jsou konstruovány tak, aby dosáhly co největší možné teplosměnné plochy pro lepší odvod tepla. Vložky chladiče jsou z hliníkových slitin, nebo barevných kovů. [6]



Obrázek 3: Průřez hliníkovou vložkou chladiče a nasunutí chladících trubek do víka chladicí komory [6]

Dalšími typickými výměníky ovlivňující tok a teplotu vzduchu v motorovém prostoru, jež tedy mají vliv na funkci kondenzátoru jsou:

- **Chladič plnicího vzduchu**

U automobilů s přeplňovaným motorem se používá chladič plnicího vzduchu. Turbodmychadlo poháněné výfukovými plyny stlačuje nasávaný vzduch. Plnicí vzduch stlačením zvýší svou teplotu, a tudíž sníží svou hustotu. Aby bylo dosaženo větší účinnosti spalování motoru, menších emisí a většího výkonu motoru, je nutné zvýšit hustotu nasávaného vzduchu, tedy snížit teplotu. [7]

Existují různé druhy chladičů plnicího vzduchu s rozdílnými chladícími médii. Jako chladící médium se používá okolní vzduch (stejná korelace s vlivem chladiče spalovacího motoru na kondenzátor), nebo například chladivo klimatizace, jež proudí z výparníku (ohřívá chladivo, které proudí do kondenzátoru). Používá se v kombinaci s okolním vzduchem. Chladící kapalina se taktéž používá jako chladící médium. [7] [8] [9]

- **Chlazení oleje v automatické převodovce**

Mechanické části automatické převodovky je nutné mazat. Olej při kapalinovém tření zvyšuje svou teplotu. Pracovní teplota oleje v převodovkách je mezi 65 °C a 95 °C. Pokud by teplota oleje přesáhla tento interval, pak by se snížily třecí vlastnosti oleje a mohlo by dojít k poškození převodovky. Proto se především u aut s výkonnějšími

motory a s automatickými převodovkami vyskytují chladiče oleje v převodovce. Chladiče oleje mají více typů provedení. Jedna z možností je samostatný chladič oleje v prostoru vedle hlavního chladiče motoru, a tedy v blízkosti kondenzátoru. [10] [11]

- **Chladič motorového oleje**

Motorový olej se používá k mazání pohyblivých částí, k odvodu mechanických nečistot, k těsnění, k ochraně před korozi a v neposlední řadě k odvodu tepla. Pokud se olej zahřeje na příliš vysokou teplotu, sníží se jeho viskozita a mazací schopnosti. Proto se u větších a výkonnějších motorů používají chladiče motorového oleje. K chlazení se používá křížový tepelný výměník, který se může umístit na vhodné místo před chladič chladící kapaliny (v těsné blízkosti kondenzátoru), kde proudí vzduch a ochlazuje olej. Horký olej proudí do chladiče, kde odevzdá teplo okolnímu vzduchu, a ochlazený teče zpátky do mazací soustavy motoru. [12]

- **Chladič paliva**

U naftových motorů se systémem vstřikování Common rail se často vyskytují chladiče paliva. Systém Common rail stlačuje naftu na vysoké hodnoty tlaku a současně se nafta zahřívá. Při spálení litru až dvou paliva se vrací zhruba deset litrů zpátky do nádrže. Právě tento zpětný tok paliva zabraňuje přehřátí paliva. Do řady automobilů se přidává do zpětného potrubí chladič paliva k lepšímu odvodu tepla z paliva a umísťuje se například na přední část chladiče chladící kapaliny, tedy opět v blízkosti kondenzátoru. [13]

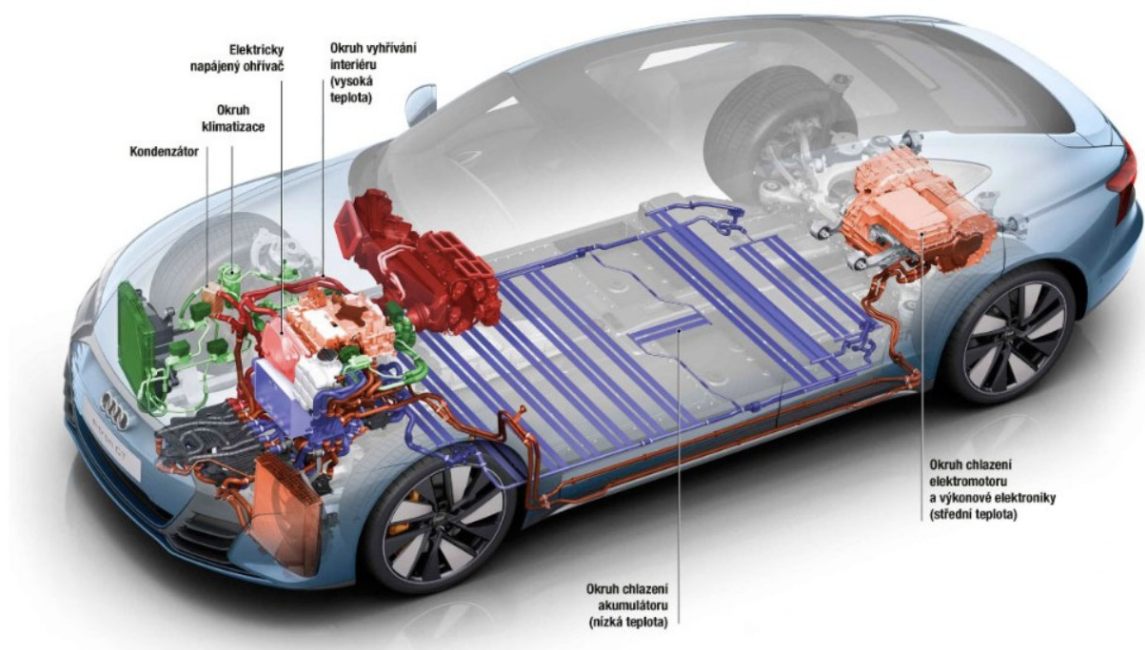
- **Chladič kapaliny posilovače řízení**

Chladič kapaliny posilovače řízení odvádí přebytečné teplo, které produkuje systém posilovače řízení. Používá se hlavně ve vozidlech s velkými koly jako velká nákladní vozidla, obytné vozy a off-road automobily. Instalace chladiče prodlužuje životnost komponentům posilovače řízení. Chladič kapaliny posilovače řízení jsou tvořeny trubičkami s proudící kapalinou, která je ochlazována okolním vzduchem. Jedná se tedy opět o křížový výměník. Tepelný výměník bývá většinou umístěn v přední části vozidla před chladičem chladící kapaliny a kondenzátorem klimatizace. [14] [15]

1.2 Tepelné výměníky v elektromobilech

Oproti automobilům se spalovacími motory elektromobily neprodukují tolik odpadního tepla z důvodu jejich větší tepelné účinnosti. U nejmodernějších zážehových motorů je účinnost přibližně 40 %, ale běžný elektromotor dokáže přeměnit až 90 % dodané energie na práci, tudíž odpadního tepla vzniká minimálně. Proto se musí k celému takzvanému termomanagementu, který se netýká jen interiéru ale i elektromotoru a akumulátoru, přistupovat jinak než u spalovacích motorů. [16]

Jedním z řešení termomanagementu (např. elektromobily koncernu PSA, Audi e-tron GT na *Obrázku 4* aj.) jsou tzv. čtyři okruhy s kapalinami o různých teplotách. Jedná se o okruh klimatizace, okruh pro vyhřívání interiéru (u automobilů koncernu PSA má teplotu až 80 °C), okruh s nízkou teplotou pro chlazení elektromotoru a výkonové elektroniky (u vozidel PSA až 70 °C), okruh s velmi nízkou teplotou pro udržení vhodné teploty akumulátoru (35 až 40 °C). [16]



Obrázek 4: Termomanagement Audi e-tron GT [16]

Okruhy vyhřívání kabiny, elektromotoru a akumulátoru jsou propojené a dochází mezi nimi k výměně tepla. Elektromotor například může dodávat teplo do okruhu vytápění interiéru a také do okruhu akumulátoru, přičemž se ochlazuje a odpadní teplo je případně využito. [16]

Dalším moderním řešením termomangementu je použití tepelného čerpadla, které pracuje na stejném principu jako tepelná čerpadla používané k vytápění domácností. Funguje tak, že kapalné chladivo velmi nízké teploty (až $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$) odebírá teplo okolnímu vzduchu ve výparníku, kde se ohřeje a přemění se na plyn. Poté je plyn stlačen kompresorem. Stlačením zvýší svou teplotu a následně proudí plynné chladivo do vodou chlazeného kondenzátoru, kde předá teplo kapalině v okruhu pro vytápění („okruh s vysokou teplotou“) a kondenzuje. Poté je chladivu skokově snížen tlak prostřednictvím expanzního ventilu a zároveň mu výrazně klesne teplota. [16]

Tepelné čerpadlo má prakticky stejné komponenty jako klimatizace tedy i kondenzátor, na který je tato práce zaměřena. Díky soustavě elektronicky řízených ventilů (hlavně expanzní ventil před vnitřním výparníkem a vnějším výměníkem) umožňuje obrátit fungování tepelného čerpadla na klimatizaci a naopak. [16]

Problematice termomangementu elektromobilů a autonomních vozidel se také věnuje článek [17].

2 Automobilová klimatizace

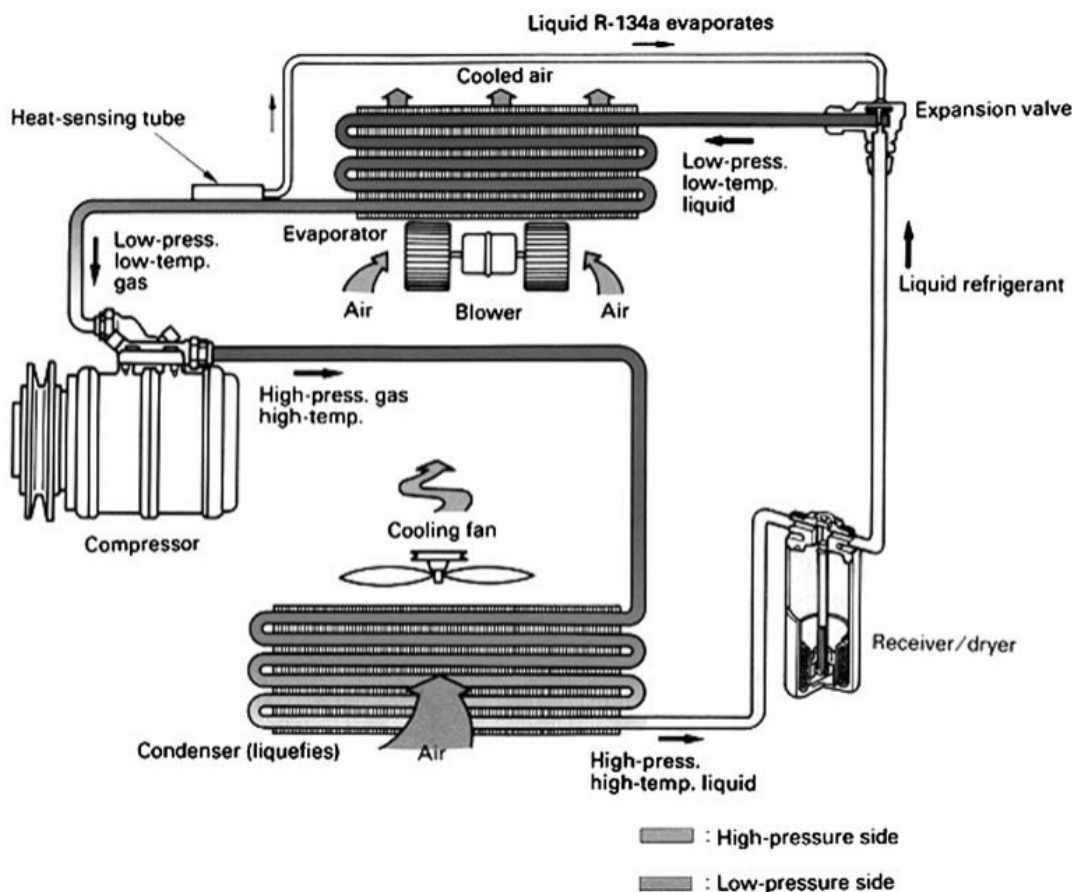
Na temperování vnitřního prostoru automobilu jsou většinou kladeny větší požadavky než na běžně klimatizované kancelářské místnosti. Kromě vytápění a chlazení interiéru na požadovanou teplotu je nutné, aby byl vzduch proudící do kabiny automobilu zbaven nečistot. Dalším požadavkem je regulace vlhkosti nasávaného vzduchu. Součástí každého moderního vozidla je klimatizace. [18]

Klimatizační soustavu tvoří okruh vzduchu a okruh chladiva.

Okruh vzduchu se skládá z přívodu a rozvodu vzduchu, z ohřevu vzduchu a ventilátoru. Dělí se na otevřený a uzavřený okruh vzduchu. Otevřený okruh zajišťuje přívod čerstvého vzduchu z okolí, zatímco pomocí uzavřeného okruhu se vykonává vnitřní cirkulace vzduchu. [18]

Okruh chlazení se skládá z (*Obrázek 5*):

- kompresor (Compressor)
- kondenzátor (Condenser)
- výparník (Evaporater)
- chladivo (Refrigerant)
- hadicové a potrubní vedení
- zásobník kapaliny/vysoušeč (Receiver/dryer)
- expanzní ventil (Expansion valve)
- regulační a ovládací zařízení [19]



Obrázek 5: Schematické znázornění klimatizačního okruhu [19]

Kompresor přijímá z výparníku páry o nízkém tlaku, které stlačí přibližně z 2 barů na 14,5 barů v závislosti na požadavku systému. To způsobí nárůst teploty cca z 0 °C na 80 °C. Při této teplotě a tlaku je chladivo nad bodem varu, který je přibližně 57 °C. [19]

Z kompresoru proudí přehřáté páry chladiva do kondenzátoru, kde vysokotlaké páry kondenzují na vysokotlakou kapalinu (chladivo se ochlazuje na teplotu nižší než bod varu). Toho je dosaženo pomocí proudícího vzduchu přes povrch kondenzátoru, čímž se snižuje teplota chladiva. Kondenzátor opouští pouze kapalně chladivo o vysokém tlaku. [19]

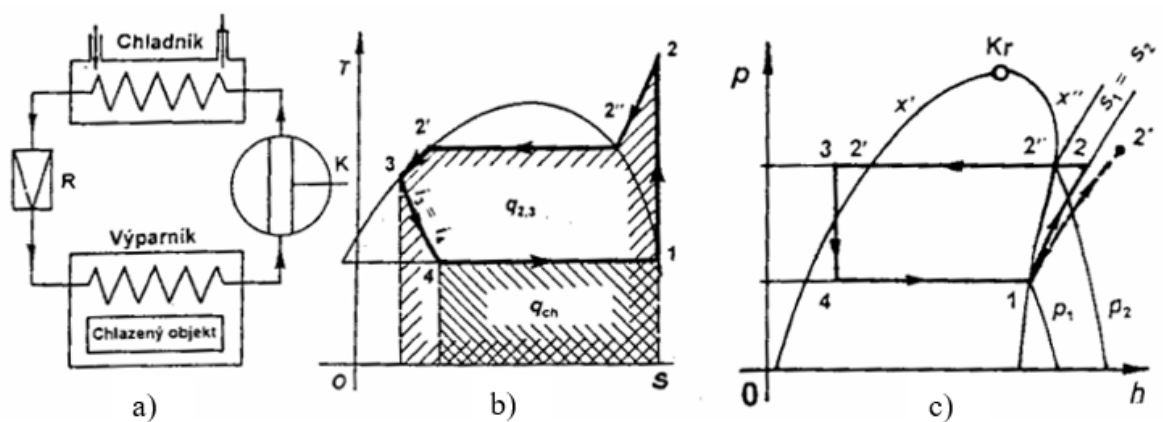
Chladivo teče do zásobníku (zásobní a vyrovnávací funkce) a vysoušeče, v němž se chladivo suší a filtruje. Kapalně chladivo dále proudí přes expanzní ventil. V expanzním ventilu dojde k poklesu tlaku chladiva, které se částečně vypaří a má nízkou teplotu. [19]

Chladivo poté proudí do výparníku, kde chladivo přes povrch výparníku odebírá teplo vzduchu, který k němu proudí buď zevnitř (recyklovaný vzduchu), nebo zvenčí (nasávaný vzduch

z okolí) a chladivo se zcela odpaří. Chladný vzduch z výparníku poté slouží k chlazení kabiny. Nízkotlaké chladivo s nízkou teplotou proudí do kompresoru a cyklus se opakuje. [19]

Uváděné teploty jsou přibližné a jsou závislé na typu chladiva, na zatížení systému a na tlaku chladiva. [19]

Z termodynamického pohledu je kondenzátor komponenta podílející se na zpětném Rankinově cyklu neboli organickém Rankinově cyklu. Organický Rankinův cyklus vychází z ideálního Rankinova cyklu, kde expanze je izoentropická a kondenzace/vypařování izobarická. Izobarická změna, která probíhá v kondenzátoru, je mezi body 2 a 3 na *Obrázku 6*. Nicméně reálný proces je nereversibilní a je ovlivněn účinnostmi jednotlivých procesů. [20] [21]



Obrázek 6: Termodynamické schéma (a) a ideální Rankinův cyklus (b, c) [20]

V klimatizacích je nutné, aby chladivo měnilo své skupenství za stanovených teplot a tlaků. Dříve se používala chladiva založená na bázi halogenových uhlovodíků obsahujících chlór, jež jsou známé jako dnes už zakázaný freon. Nahradily je fluorované uhlovodíky a jejich směsi, které neobsahují chlór a nenarušují ozónovou vrstvu. [22]

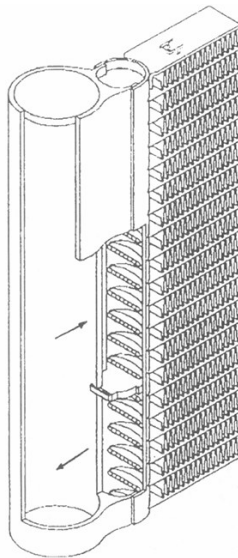
Jedním z nich je tetrafluorethan R134a (nebo také HFC134a). R134a je netoxický, nekorozivní, explozivní, bez zápachu a nereaguje s kovy. Nicméně bylo zjištěno, že toto chladivo se taktéž podílí na globálním oteplování. Proto je nutné optimalizovat chladicí okruh a vhodně modelovat kondenzátor s ohledem na úsporu chladiva a zamezení jeho úniku do ovzduší. [19]

Ve všech vozidlech vyrobených od roku 2017 je nařízením Evropské Unie zakázáno použití chladiva R134a. Postupně je nahrazováno jinými chladivy – hlavně tetrafluorpropenem R-1234yf. [23]

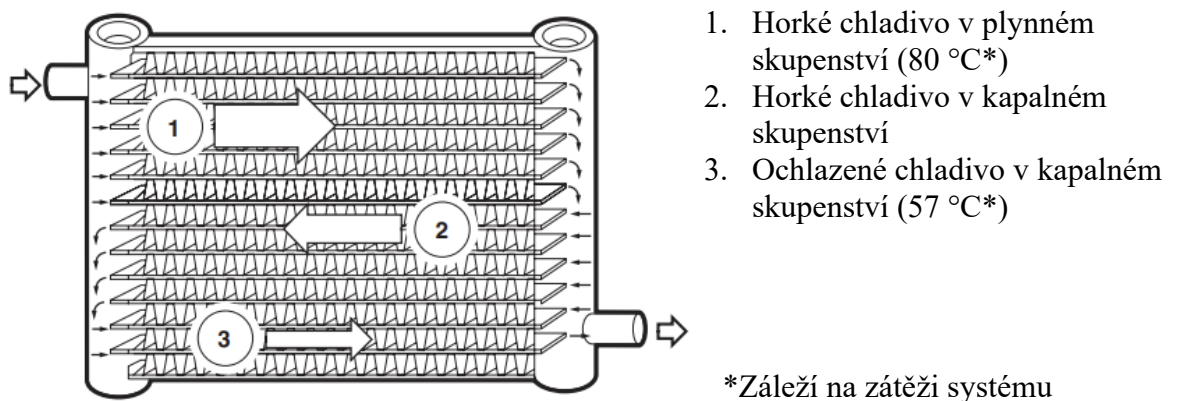
2.1 Kondenzátor

Kondenzátor je klíčovou součástí jakéhokoliv klimatizačního systému (případně tepelného čerpadla). Je zodpovědný za odvod tepla z chladiva do okolního vzduchu. Je to tepelný výměník, který zahrnuje jak dvoufázový (kondenzace), tak jednofázový přenos tepla mezi chladivem a okolním vzduchem. [19]

Kondenzátor je křížový tepelný výměník, pro který je typické, že chladivo v něm proudí malými kanálky (*Obrázek 7 a PŘÍLOHA A*) s více průchody, jež jsou odděleny přepážkami, jak je znázorněno na *Obrázku 8*. Skládá se ze zmíněných kanálků, na kterých jsou navlečeny žebra pro lepší přestup tepla. [1] [19] [24]



Obrázek 7: Detailní pohled na kondenzátor [1]



1. Horké chladivo v plynném skupenství (80 °C^*)
2. Horké chladivo v kapalném skupenství
3. Ochlazené chladivo v kapalném skupenství (57 °C^*)

*Záleží na zátěži systému

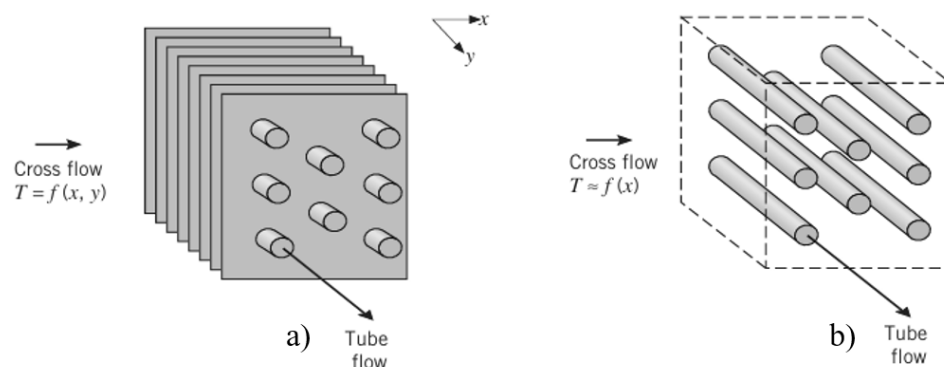
Obrázek 8: Schematické znázornění průchodu chladiva kondenzátorem [19]

3 Výpočet přestupu tepla křížového tepelného výměníku

Téma této kapitoly je součástí bakalářské práce autora viz [2]. Kapitola analyzuje výpočet přestupu tepla křížového výměníku a rozšiřuje problematiku o fázovou přeměnu, ke které dochází v kondenzátoru, a k analytickým výpočtům přidává výpočty pomocí CFD.

Základními typy rekuperačních výměníků, které zajišťují tepelnou výměnu mezi dvěma látkami oddělenými teplosměnnou plochou, jsou souproudé, protiproudé a křížové výměníky. V automobilovém průmyslu se nejčastěji používají křížové tepelné výměníky, kde ochlazovaná tekutina proudí trubičkami a vzduch je obtéká v kolmém směru. [20]

Tekutiny vstupující do tepelného výměníku mohou mít smíšený, nebo nesmíšený tok. Tekutina s nesmíšeným tokem si vzájemně nepředává teplo ve směru kolmém na směr proudění (směr y na *Obrázku 9*), tedy její teplota se mění s x i y . Naopak pokud je možné mísení v kolmém směru (například tepelný výměník bez žeber – *Obrázek 9 (b)*), jedná se o tekutinu se smíšeným tokem a teplota této tekutiny je závislá hlavně na x . Povaha toku (smíšený, nebo nesmíšený) ovlivňuje výkon tepelného výměníku. [3]



Obrázek 9: Křížový výměník. (a) obě tekutiny nesmíšené (b) tekutina (Cross flow) smíšená a tekutina v trubce nesmíšená [3]

Kondenzátor klimatizačního okruhu je křížový výměník, kde obě tekutiny jsou nesmíšené, a proto se tato kapitola věnuje především výpočtu přestupu tepla tohoto typu tepelného výměníku.

Pro návrh tepelného výměníku se nejčastěji používají dvě analytické metody výpočtu přestupu tepla: LMTD (Log Mean Temperature Difference) a ϵ -NTU. Tyto metody předpokládají

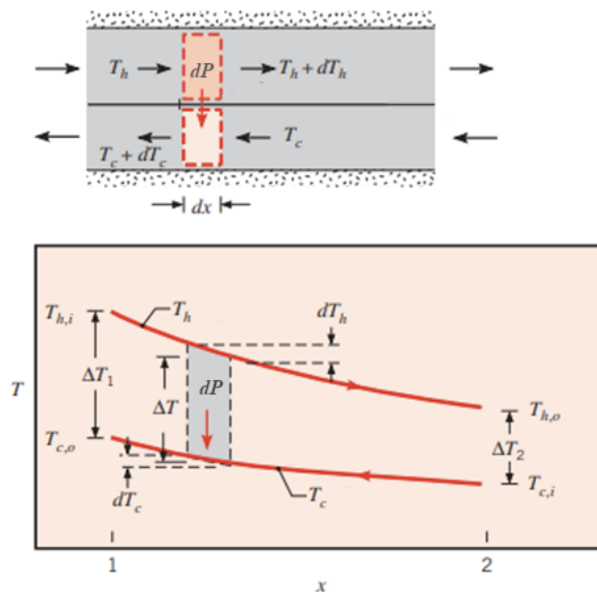
ustálený stav a konstantní materiálové vlastnosti. Pro výpočet přestupu tepla pomocí metody LMTD je nutné znát vstupní i výstupní teploty obou tekutin, zatímco metoda ϵ -NTU nepotřebuje výstupní teploty tekutin.

3.1 LMTD

Tato metoda nahrazuje rovnice pro elementární tepelné toky dP , které jsou po celé délce výměníků různé vlivem různého teplotního rozdílu tekutin (viz *Obrázek 10*), jedním vztahem pro tepelný tok (*Rovnice (1)* [3]), kde ΔT_{lm} je logaritmický střední rozdíl teplot tekutin. Je odvozen z bilančních rovnic a pro protiproudý výměník je vyjádřen *Rovnicí (2)* [3]. Tímto způsobem lze odhadnout průměrný teplotní rozdíl, který je klíčovým parametrem ve výpočtech přestupu tepla.

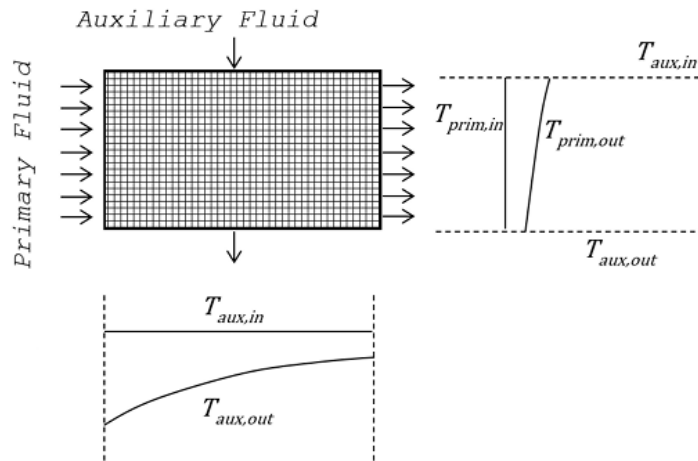
$$P = k \cdot S \cdot \Delta T_{lm} \quad (1)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{H,i} - T_{C,o}) - (T_{H,o} - T_{C,i})}{\ln \left(\frac{T_{H,i} - T_{C,o}}{T_{H,o} - T_{C,i}} \right)} \quad (2)$$



Obrázek 10: Průběh tepelné výměny protiproudého tepelného výměníku [3]

V případě křížových výměníků tepla se však teplotní profily tekutin liší podél příslušných směrů proudění, jak je ilustrováno na *Obrázku 11*. [25]

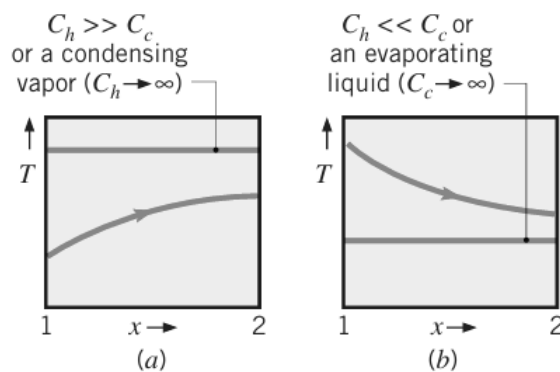


Obrázek 11: Teplotní profil křížového tepelného výměníku [25]

Oproti vztahu LTMD pro protiproudé výměníky figuruje ve vzorci pro tepelný tok křížového výměníku (*Rovnice (3)* [26]) geometrický korekční faktor F_G , jenž reprezentuje geometrické rozložení výměníku. Pro případ protiproudého výměníku je geometrický korekční faktor rovný jedné a pro křížový výměník je menší než jedna.

$$P = F_G \cdot k \cdot S \cdot \Delta T_{lm} \quad (3)$$

Metoda LMTD lze taktéž uvažovat u výměníků, ve kterých dochází k fázové přeměně. Pokud ochlazovaný plyn kondenzuje na kapalinu, drží si konstantní teplotu a jeho měrnou tepelnou kapacitu (tedy i kapacitní tok) lze uvažovat jako nekonečně velkou a ohřívána tekutina odebírá skupenské teplo potřebné ke kondenzaci a ohřívá se (*Obrázek 12 (a)*). Naopak ve výparníku, nebo v kotli ohřívána tekutina mění fázi a její teplota je konstantní a ochlazované tekutině klesá teplota (*Obrázek 12 (b)*). [5]



Obrázek 12: Teplotní profily: (a) kondenzující pára (b) vypařující se kapalina [3]

3.2 ε -NTU

V případech, kdy jsou známy pouze vstupní teploty tekutin a kapacitní toky, se nejběžněji využívá metoda ε -NTU. Účinnost ε je dána poměrem aktuálního tepelného výkonu P vůči teoreticky maximálnímu tepelnému výkonu P_{max} (Rovnice (4) [3]), který je dán rozdílem vstupních teplot a minimální kapacitním tokem, jenž se rovná kapacitnímu toku ohřívané nebo ochlazované tekutiny, která má nižší hodnotu (Rovnice (5) [25]). [3] [26]

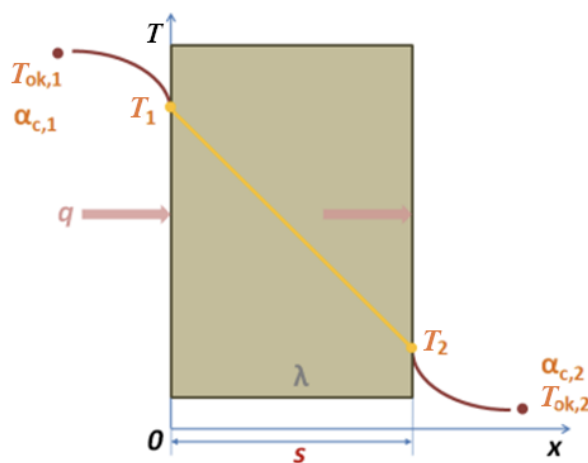
$$\varepsilon = \frac{P}{P_{max}} = \frac{P}{\dot{C}_{min} \cdot (T_{H,i} - T_{C,i})} \quad (4)$$

$$\dot{C}_{min/max} = \min/max\{C_H \cdot \dot{m}_H; C_C \cdot \dot{m}_C\} \quad (5)$$

Bezrozměrná jednotka NTU (Number of Transfer Units) reprezentuje „velikost tepelné výměny“, je definován Rovnicí (6) [3], kde k je součinitel prostupu tepla, S je teplosměnná plocha a \dot{C}_{min} je minimální kapacitní tok. [3] [26]

$$NTU = \frac{k \cdot S}{\dot{C}_{min}} \quad (6)$$

Součinitel prostupu tepla k zahrnuje sdílení tepla prouděním (konvekce) z obou stran stěny a zároveň sdílení tepla vedením (kondukcí) tloušťkou stěny. Kombinovaný přestup tepla rovinnou deskou je znázorněn na Obrázku 13 a vyjádřen Rovnicí (7) [27].



Obrázek 13: Kombinovaný přestup tepla (prostup tepla) rovinnou deskou [27]

$$q = \frac{T_{ok,1} - T_{ok,2}}{\frac{1}{\alpha_{c,1}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{c,2}}} = k \cdot (T_{ok,1} - T_{ok,2}) \quad (7)$$

kde α je součinitel přestupu tepla, λ je součinitel teplotní vodivosti a s je tloušťka stěny.

Velikost součinitele přestupu tepla α závisí na všech proměnných ovlivňující proudění tekutiny v okolí stěny (hustota, rychlost proudění, charakteristický rozměr, dynamická viskozita, tepelná vodivost aj.). Jeho přesné experimentální určení na základě těchto veličin je velmi obtížné. Proto se k jeho určení používají teorie fyzikální podobnosti. Za daných podobnostních zákonů je možné výsledek experimentu kvantitativně přenést na geometricky podobné případy, což umožňuje snížit počet původních rozměrových proměnných. Tím vznikne menší počet bezrozměrných parametrů, tzv. podobnostních čísel, jako je například Nusseltovo číslo. Více se této problematice věnují [20] [27] [28].

Velikost parametru ε je určena bezrozměrnou jednotkou NTU , poměr kapacitních toků \dot{C}_r (Rovnice (8) [3]) a typem tepelného výměníku (soproudý, protiproudý, křížový atd.).

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad (8)$$

Pro křížový tepelný výměník s oběma tekutinami nesmíšenými (např. klimatizační kondenzátor) je účinnost ε popsána Rovnicí (9) [3].

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[-\frac{NTU^{0,22}}{\dot{C}_r} (1 - e^{-\dot{C}_r \cdot NTU^{0,78}}) \right] \quad (9)$$

Nicméně tento výraz je přesný pouze pro $\dot{C}_r = 1$. Přesto lze Rovnici (9) [3] použít jako rozumnou aproximaci pro $0 < \dot{C}_r \leq 1$. [3]

V případě fázové změny ve výměníku (kondenzátor, výparník aj.) je Rovnice (8) [3] rovna nule a účinnost lze vyjádřit Rovnicí (10) [3].

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (10)$$

3.3 CFD

Computational Fluid Dynamics (výpočetní dynamika tekutin) je výpočetní technologie umožňující zkoumat dynamiku proudících částic. Použitím CFD softwarů lze vytvořit výpočetní modely reprezentující systémy nebo zařízení (například klimatizační kondenzátor) a provádět výpočetní simulaci. CFD využívá numerickou matematiku a výpočetní techniku k predikci proudění tekutin a přestupu tepla na základě rovnic zachování hmoty, hybnosti a energie. [27] [29]

Jejich výhodou je možnost sledovat libovolné parametry tekutiny (teplota, tlak, rychlost, hustota atd.) v průběhu simulace, vstupní veličiny nemusí být konstantní (jako například u ε -NTU) a lze je zadat například jako funkci libovolné souřadnice. Lze také pracovat s 3D modelem výměníku.

CFD tedy umožňuje modelovat proudění tekutin a přestup tepla pomocí základních rovnic mechaniky tekutin. Jednou ze základních rovnic je Navier-Stokesova rovnice, která vychází ze zákona zachování hybnosti a společně s rovnicí kontinuity popisuje proudění tekutin. Odvození a popis těchto rovnic je uveden v [27] [28] [30]

Tyto rovnice lze pro složitější případy řešit pouze pomocí numerických metod. Jednou z nich je metoda konečných objemů, která počítanou oblast rozdělí na diskrétní objemy. V těchto objemech bilancuje neznámé veličiny a numericky řeší diskretizované rovnice. [28]

Jedním z klíčových faktorů ovlivňující výše zmíněné rovnice je typ proudění tekutiny. Proudění reálných tekutin lze rozdělit například na turbulentní nebo laminární. Pro modelování turbulentního proudění tekutin se v CFD používají tzv. modely turbulence například k - ε model, který je používán v numerických výpočtech popsanych v následujících kapitolách. Pro zjednodušení výpočtů lze uvažovat nevazké proudění, kdy viskozita je rovna nule. [28]

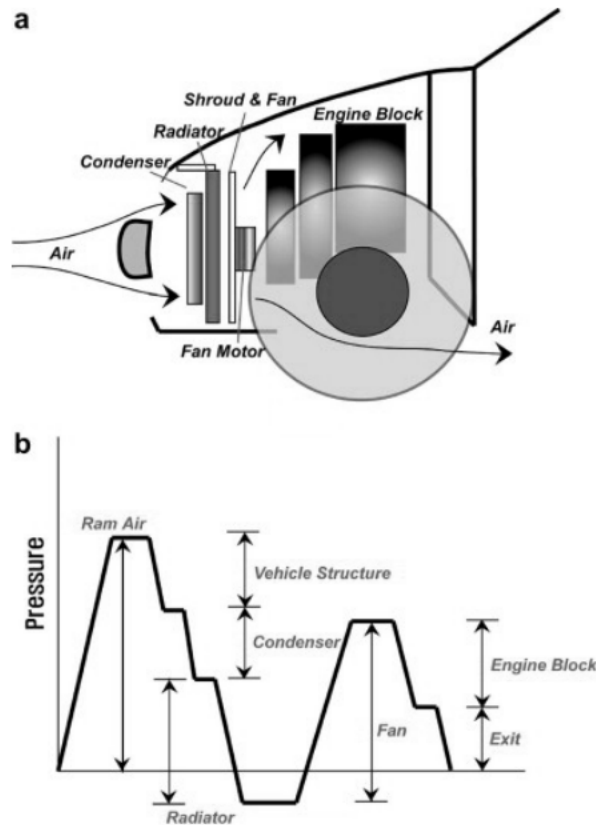
V rámci této práce se zkoumá především modelování přestupu tepla v kondenzátoru. Více o problematice numerického modelování přenosových jevů v tekutině pojednává například [28].

3.3.1 Tlaková ztráta a porézní médium

Této problematice se věnovala bakalářská práce autora viz [2], přičemž v této kapitole je uveden pouze její teoretická část bez praktického příkladu.

Při konstrukci tepelných výměníků v motorovém prostoru je nutné brát ohled na jejich geometrický tvar, se kterým souvisejí tlakové ztráty. Tlakové ztráty výměníků jsou závislé také na fyzikálních vlastnostech tekutiny, například na viskozitě, hustotě apod. [28]

Velikost tlakové ztráty je daná třecími ztrátami, které vznikají při proudění tekutiny okolo teplosměnných ploch, kompresí a expanzí tekutiny při obtékání těles, změnou hustoty při proudění ve výměníku a geometrickými parametry výměníku. [28]



Obrázek 14: Schéma konfigurace chladicího modulu a proudění vzduchu v motorovém prostoru vozidla (a), průběh tlaku skrz komponenty (b) [4]

Při proudění vzduchu chladicí soustavou a motorovým prostorem dochází k poklesům a růstu tlaku vzduchu, jak je znázorněno na *Obrázku 14*. K prvotnímu nárůstu tlaku dochází při průchodu vzduchu automobilovou mřížkou v přední části vozidla (Ram Air). Část přetlaku

(oproti atmosférickému tlaku) odebere struktura vozidla (Vehicle Structure), kondenzátor klimatizace (Condenser) a chladič (Radiator). Nárůst tlaku a další proudění vzduchu zajišťuje ventilátor (Fan). Blok motoru (Engine Block) a výstup vzduchu (Exit) odebere zbytek přetlaku vzduchu. [4]

Při CFD simulacích tepelných výměníků (v tomto případě kondenzátoru) je nutné předepsat jádro výměníku pro obě tekutiny jako tzv. porézní médium, které způsobuje tlakovou ztrátu úměrnou lokální rychlosti proudění. [1]

Tlaková ztráta vzduchu je tedy důležitým parametrem výměníků. Hodnoty tlakové ztráty v závislosti rychlosti proudění okolního vzduchu se zadávají jako vstupní hodnoty při numerickém výpočtu tepelných výměníků. [31]

V programu FLUENT model porézního média využívá následující rovnice pro výpočet tlakové ztráty v daném směru.

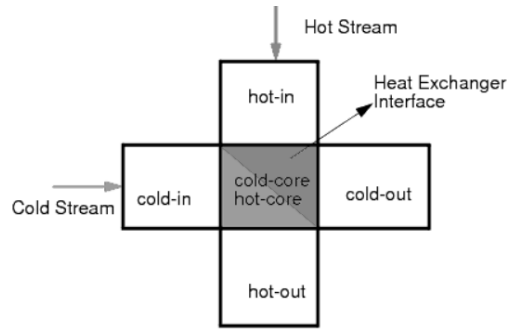
$$\Delta p = \Delta x \cdot G \cdot \eta \cdot v + \frac{1}{2} \cdot \Delta x \cdot H \cdot \rho \cdot v^2 \quad (11)$$

V Rovnici (11) [31] je Δp tlaková ztráta napříč tloušťkou výměníku tepla (Δx), η je dynamická viskozita vzduchu, ρ je hustota vzduchu, v je lokální rychlost větru, G je viskózní koeficient a H je setrvačný koeficient. [31]

Uživatel zadává do programu koeficienty G a H . Tyto koeficienty lze získat z naměřených hodnot tlakové ztráty pro konkrétní hodnoty rychlosti vzduchu. Postup výpočtu a více informací o této problematice je v [31].

3.3.2 Siemens Star-CCM+

Pro numerické simulace CFD byl použit komerční software Star-CCM+ od firmy Siemens. Tepelný výměník lze modelovat metodou tzv. Dual Stream (konkrétně Actual Dual Stream), která umožňuje explicitně modelovat proudění obou tekutin výměníkem. Pro každou tekutinu (Cold/Hot Stream) jsou vytvořeny regiony pro vstup (cold/hot-in) a výstup (cold/hot-out) tekutiny výměníkem a jeden region (jádro výměníku – cold/hot-core), ve kterém je nastaveno rozhraní (Heat Exchanger Interface), jak je zobrazeno na *Obrázku 15*. Pro výpočet středního rozdílu teplot, a tedy i lokální součinitel prostupu tepla, používá tato metoda hodnoty průtoku a energie, které jsou vypočteny pro samotnou simulaci. [32]



Obrázek 15: Dual Stream metoda [32]

Tato metoda vyžaduje předepsání tabulky výkonů (tzv. Q-Table). Data do Q-Table se získávají experimentálním měřením tepelného výkonu výměníku pro různé průtoky tekutin. Z této tabulky program počítá koeficient přestupu tepla a účinnost. V případě, že nejsou průtoky tekutin specifikovány v Q-Table, lze interpolací získat odpovídající hodnoty tepelného výkonu. [32]

Pro aplikování Q-Table do výpočtu energetických rovnic program tabulku přetransformuje na tabulku součinu teplosměnné plochy a lokálního součinitele prostupu tepla – tzv. UAL Table. Postup pro přepočítání vyjadřuje Rovnice (12) [32], kde $T_{H/C,i}^{user}$ je uživatelem zadaná vstupní teplota ochlazované, nebo ohříváné tekutiny, $T_{H/C,i}$ je průměrná vstupní teplota hmotnostního toku ochlazované, nebo ohříváné tekutiny (Rovnice (14) [32]) a ΔT_{avg} vyjádřený Rovnicí (13) [32] je průměrný teplotní rozdíl mezi ochlazovanou a ohřívánou tekutinou v oblasti tepelného výměníku (Heat Exchanger Interface) a NC je celkový počet buněk v oblasti tepelného výměníku. [32]

$$k_{local} \cdot S = \frac{P \cdot (T_{H,i} - T_{C,i})}{\frac{T_{H,i}^{user} - T_{C,i}^{user}}{\Delta T_{avg} \cdot NC}} \quad (12)$$

$$\Delta T_{avg} = \frac{\sum_{j=1}^{NC} (T_{Hj} - T_{Cj}) \cdot V_j}{\sum_{j=1}^{NC} V_j} \quad (13)$$

Průměrná vstupní teplota vážená hmotnostním tokem se počítá podle Rovnice (14) [32], kde sumace se provádí na všech plochách buňky (elementu), ρ_a, v_a je hustota a rychlost tekutiny na ploše buňky a S_a, T_a je obsah plochy a teplota strany buňky. [32]

$$T_{H/C,i} = \frac{\sum_a (T_a \cdot \rho_a \cdot v_a \cdot S_a)}{\sum_a (\rho_a \cdot v_a \cdot S_a)} \quad (14)$$

Po získání UAL Table se spočítá hmotnostní průtok pro ohřívanou tekutinu, který je vyjádřen *Rovnicí (15)* [32], kde $v_{C,i}$ a $\rho_{C,i}$ jsou rychlost a hustota ohřívané tekutiny vstupující do buněk a S_{inlet} je celková vstupní plocha oblasti tepelného výměníku, kterou vstupuje ohřívaná tekutina do výměníku. [32]

$$\dot{m}_C = v_{C,i} \cdot \rho_{C,i} \cdot S_{inlet} \quad (15)$$

Po získání hmotnostního průtoku se lineárně interpoluje UAL Table na součin lokálního součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy pro každou buňku výměníku vzhledem k hmotnostním tokům ohřívané a ochlazované tekutiny, které vstupují do dané buňky. [32]

Pokud hmotnostní tok klesne pod nejnižší hodnotu hmotnostního toku v tabulce, je součin lokálního součinitele přestupu tepla a teplosměnné plochy extrapolován podle *Rovnice (16)* [32]. Pokud hmotnostní tok přesáhne maximální hodnotu hmotnostního toku v tabulce, pro součin lokálního součinitele přestupu tepla a teplosměnné plochy se uvažuje stejná hodnota jako je pro maximální průtok v tabulce. [32]

$$k_{local,j} \cdot S_j = k_{local,min} \cdot S_{min} \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_{min}} \quad (16)$$

Lokální zdroj energie src_j pro buňku j je počítán podle *Rovnice (17)* [32], kde $T_{H,j}$ a $T_{C,j}$ je teplota ohřívané a ochlazované tekutiny pro buňku j , V_j je objem buňky j a NC je celkový počet buněk v oblasti tepelného výměníku. [32]

$$src_j = \frac{k_{local,j} \cdot S_j \cdot (T_{H,j} - T_{C,j}) \cdot V_j}{\frac{1}{NC} \sum_{i=1}^{NC} V_i} \quad (17)$$

Tento lokální zdroj energie se aplikuje jako zdroj energie v energetické rovnici pro ohřívanou tekutinu a spotřebič energie v energetické rovnici pro ochlazovanou tekutinu. [32]

Přístup Dual Stream umožňuje zadat cílový tepelný výkon (Target Heat Rejection), kterého tepelný výměník dosáhne. V takovém případě se nedefinuje vstupní teplota ochlazované tekutiny a tato hodnota se dopočítává, aby tepelný výměník dosáhl požadovaného výkonu. [32]

Další možností, jak lze modelovat tepelný výměník v softwaru Siemens StarCCM+, je použití tepelného zdroje tzv. Total Heat Source. Tento přístup neumožňuje modelovat oba toky tekutin, ale pouze proudění ohřívané tekutiny, které je předepsána určitá hodnota tepelného výkonu (zdroje). Tímto způsobem je sledováno, jak se změnila teplota ohřívané tekutiny. Vztah mezi celkovým tepelným zdrojem P a tepelným zdrojem pro jednotlivou buňku výměníku P_j je dán *Rovnicí (18)* [32], kde V je celkový objem oblasti tepelného výměníku a V_j je objem buňky. [32]

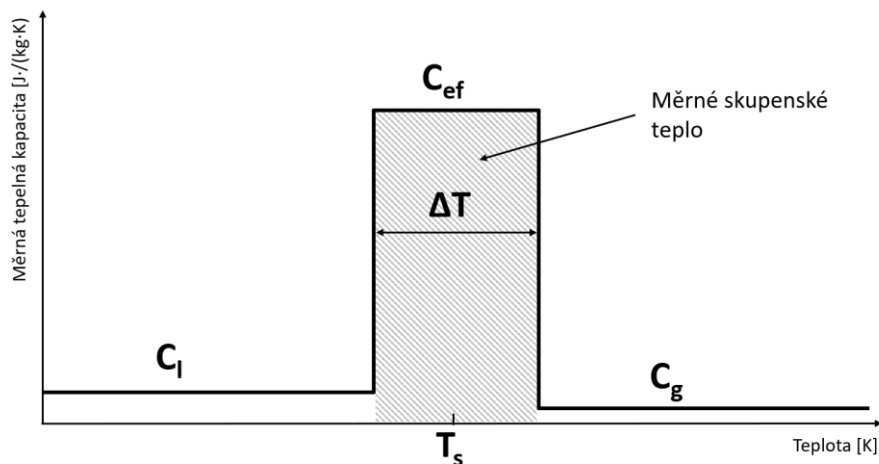
$$P_j = P \cdot \frac{V_j}{V} \quad (18)$$

3.3.3 Modelování pomocí efektivní měrné tepelné kapacity

CFD program Siemens-STAR-CCM+, v němž jsou v této práci prováděny výpočty přestupu tepla, nemá implementovanou žádnou metodu, která by zohledňovala fázovou přeměnu v modelu tepelného výměníku na rozdíl například od specializovaného nástroje pro tepelné výměníky GT suite. Proto je nutné pro podchycení fázové přeměny vytvářet tzv. uživatelsky definované funkce, případně uživatelské kódy, které lze najít v [1] a [33]. Dalším možným způsobem je nahrazení fázové přeměny pomocí metody efektivní měrné tepelné kapacity (tzv. Effective Specific Heat Method).

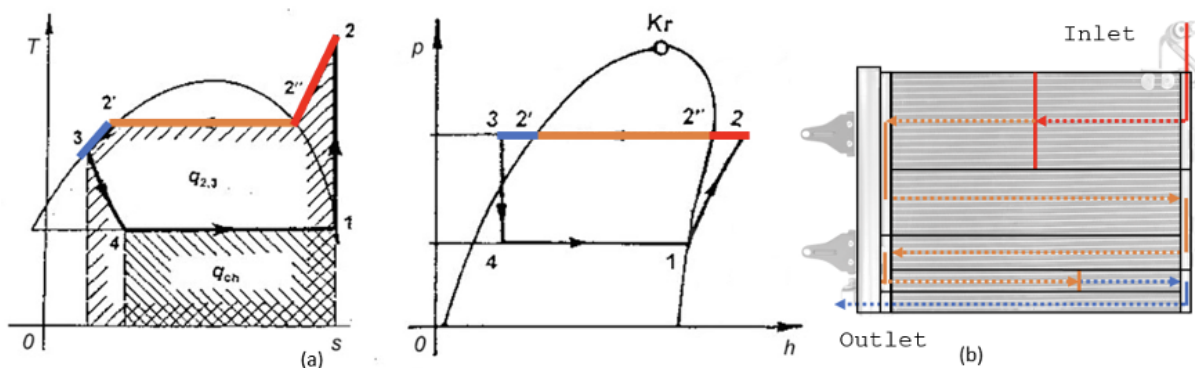
Tato metoda definuje zvýšenou (efektivní) měrnou tepelnou kapacitu v teplotním intervalu kolem saturační teploty. Měrné skupenské teplo potom odpovídá součinu teplotního intervalu s efektivní měrnou tepelnou kapacitou (*Rovnice (20)* [34]). Měrná tepelná kapacita chladiva nabývá tedy různých hodnot v závislosti na teplotě, respektive fázi chladiva (*Rovnice (19)* [34], *Obrázek 16*). [34]

$$C = \begin{cases} C_l \text{ pro } T < \left(T_s - \frac{\Delta T}{2}\right) \\ C_{ef} \text{ pro } \left(T_s - \frac{\Delta T}{2}\right) < T < \left(T_s + \frac{\Delta T}{2}\right) \\ C_g \text{ pro } T > \left(T_s + \frac{\Delta T}{2}\right) \end{cases} \quad (19)$$



Obrázek 16: Efektivní měrná tepelná kapacita [35]

Měrné skupenské teplo lze vyjádřit také jako rozdíl měrné entalpie plynu a kapaliny (Rovnice (20) [34]), jak je zobrazeno na Obrázku 17, kde číslo 2'' odpovídá v $p-h$ diagramu entalpii nasyceného plynu před fázovou přeměnou a 2' nasycené kapaliny těsně po fázové přeměně.



Obrázek 17: T-s a p-h diagram (a) a řez kondenzátorem klimatizace (b) [20] [33]

$$h_{2''} - h_{2'} = l = C_{ef} \cdot \Delta T \quad (20)$$

O modelování fázové přeměny pomocí efektivní tepelné kapacity jako přístupu v numerických simulacích tepelně akumulčních systémech pojednává více odborných publikací. Například článek [36] uvádí tento přístup jako jednu z metod pro simulaci fázové přeměny v solárních akumulčních systémech. Podobně publikace [37], zaměřená na vícefázové materiály ve stavebních cihlách, popisuje taktéž využití efektivní tepelné kapacity pro modelování procesu fázové přeměny.

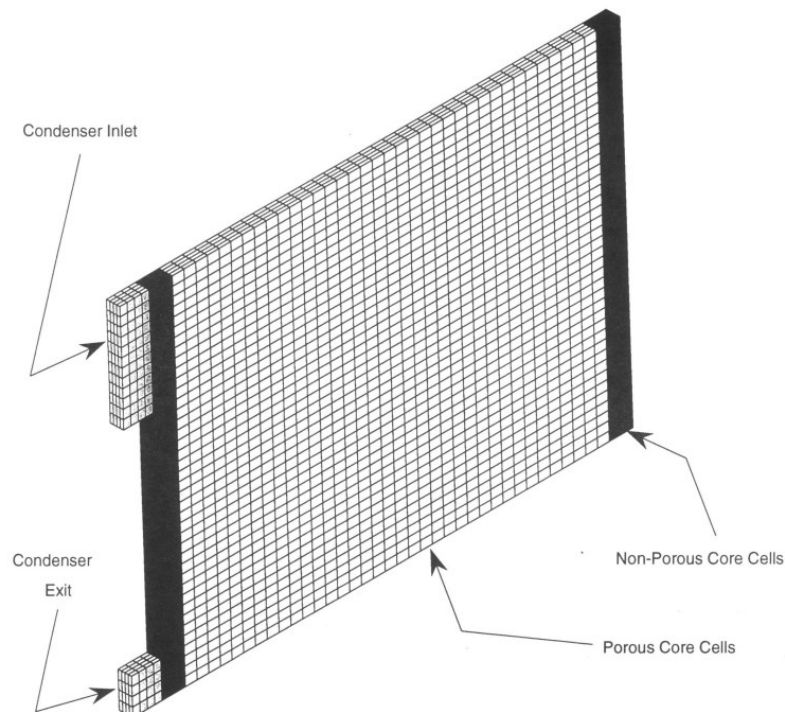
4 Porovnání CFD přístupů k výpočtu kondenzátoru

Pro prvotní koncepční ověření a následnou verifikaci výpočetního modelu automobilového kondenzátoru byla provedena simulace, kde byl model kondenzátoru vytvořen podle článku [1]. Tato publikace se věnuje přestupu tepla v automobilovém kondenzátoru a v simulaci uvažuje fázovou přeměnu. CFD analýzy jsou řešeny v softwaru Siemens Star-CCM+.

K predikování přesných teplot komponent v motorovém prostoru by musela být geometrie všech součástí přesně vymodelována. V CFD modelu by to obnášelo velký počet elementů, což není z pohledu výpočetního času vhodné. Proto je snaha nahradit celou sestavu na tepelný výměník, který má pouze nejdůležitější geometrické parametry. [1]

V simulaci jsou vzduch a chladivo modelovány jako oddělené toky tekutin. Tok chladiva zahrnuje jádro kondenzátoru a přírady chladiva. Výpočetní buňky v jádru výměníku jsou sdílené vzduchem a chladivem (mají tedy stejnou hustotu sítě). [1]

Pro vzduch a chladivo v jádru kondenzátoru je použito porézní médium, jak je naznačeno na *Obrázku 18*. Porézní média způsobují pokles tlaku úměrný lokální rychlosti průtoku. [1]



Obrázek 18: Výpočetní model kondenzátoru se sítí [1]

4.1 Numerické výpočty

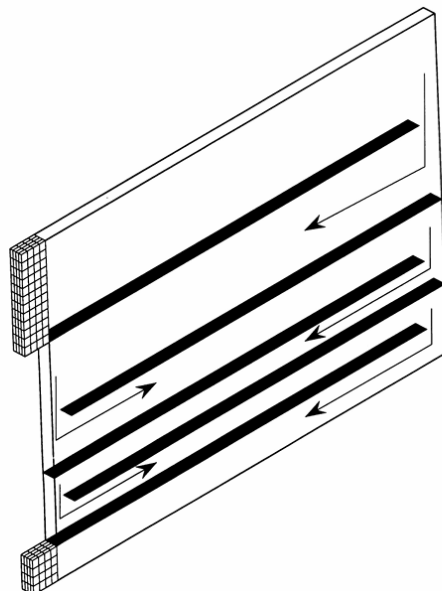
Pro výpočet tepelných parametrů kondenzátoru byl použit software Siemens Star-CCM+. Na řešení přestupu tepla byl použit tzv. Dual Stream přístup, u kterého jsou buňky vzduchu a chladiva překryty přes sebe (stejný přístup jako byl použit v článku [1]). [32]

Ve všech počítaných numerických modelech kondenzátoru, které zanedbávali fázovou přeměnu, byl použit tzv. Segregated řešič. Pro modely s fázovou přeměnou pomocí efektivní měrné tepelné kapacity (viz pododíl 4.1.5) byl aplikován řešič Coupled, jenž pro tento případ vykazoval lepší numerickou stabilitu. Verze použitého softwaru je Siemens STAR-CCM+ 2410 Build 19.06.008.

Do simulace byla předepsána tabulka tepelných výkonů (tzv. Q-Table). Zjišťuje se experimentálně pro různé průtoky chladiva a vzduchu. V tomto případě jsou uvažovány stejné hmotnostní průtoky tekutin – tepelný výkon počítaného kondenzátoru byl naměřen o velikosti 9,584 kW. [1]

4.1.1 Geometrie modelu

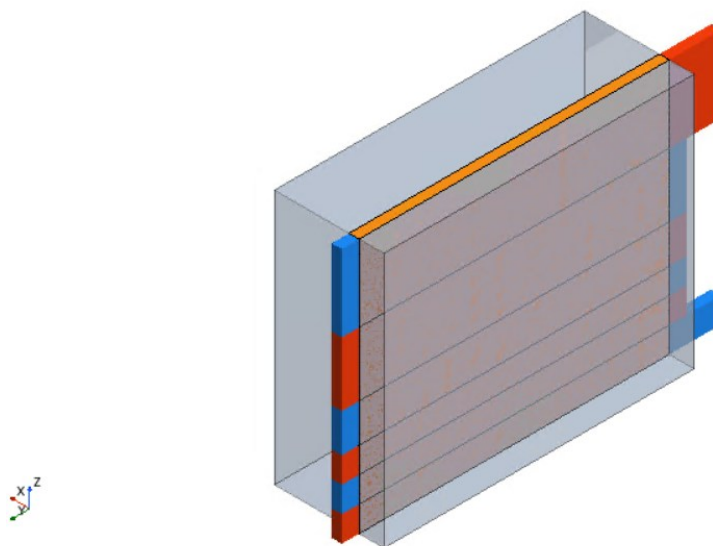
Geometrie kondenzátoru vychází z modelu použitého v článku [1] (Obrázek 7, Obrázek 18, Obrázek 19).



Obrázek 19: Schématický obrázek průchodu chladiva kondenzátorem [1]

Jedná se tedy o křížový výměník, kde proud chladiva je rozdělen přepážkami, jak je zřejmé z *Obrázku 19*. Výškový rozměr kondenzátoru je 409,8 mm, tloušťka ve směru toku vzduchu je 16 mm a ve vodorovném směru (směr proudu chladiva) má 554 mm. Má šest průchodů chladiva rozdělených pěti přepážkami v poměru 12:10:6:4:4:4.

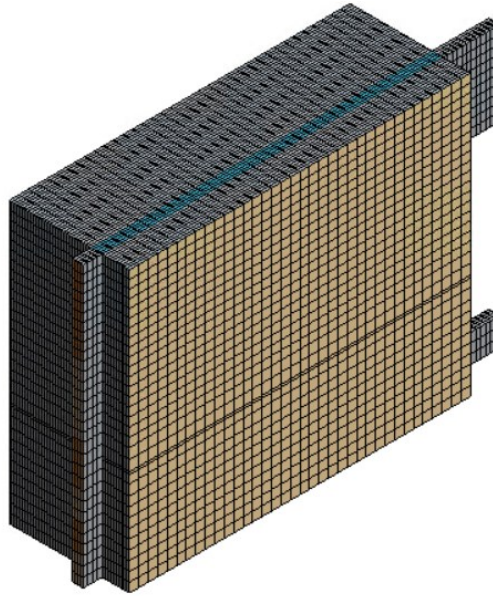
Model kondenzátoru se skládá z šesti zásobníků chladného chladiva (modře zbarvené oblasti na *Obrázku 20*), šesti zásobníků horkého chladiva (červeně zbarvené oblasti na *Obrázku 20*), jádra výměníku (kanálky a trubky), který je tvořen šesti průchody chladiva, a domény pro tok vzduchu, jež proudí kolmo k směru toku chladiva. Tunel vzduchu před vstupem do kondenzátoru má 40 mm a tunel vzduchu za kondenzátorem měří 120 mm. Kvůli lepšímu ustálení rychlosti vzduchu je délka tunelu před kondenzátorem větší než v článku [1].



Obrázek 20: Model kondenzátoru

4.1.2 Síť

Síťování modelu vychází z článku [1], kde jsou buňky strukturované ve tvaru kvádrů. K vytvoření obdobné sítě jako v referenčním článku byla použita metoda tzv. Quadrilateral Mesher, kdy z předního pohledu má element tvar čtverce o velikosti strany 13,85 mm a ve směru toku vzduchu tvoří jádro 4 buňky. Síť ostatních částí modelu jsou odvozeny ze sítě jádra výměníku. Model sítě je znázorněn na *Obrázku 21*. [32]



Obrázek 21: Model sítě modelu

Pro verifikaci modelu byla provedena analýza citlivosti sítě. Síť modelu, která byla vytvořena podle referenčního článku, odpovídá hustota sítě rovna jedna. Celkem byly zkoumány čtyři modely (v tomto případě plynné nevazké chladivo) s násobky hustoty referenční sítě – tedy rozměry ve všech směrech byly vynásobeny hodnotou hustoty sítě. Citlivost byla zkoumána na tepelném výkonu výměníku. Výsledky jsou uvedeny v *Tabulce 1*.

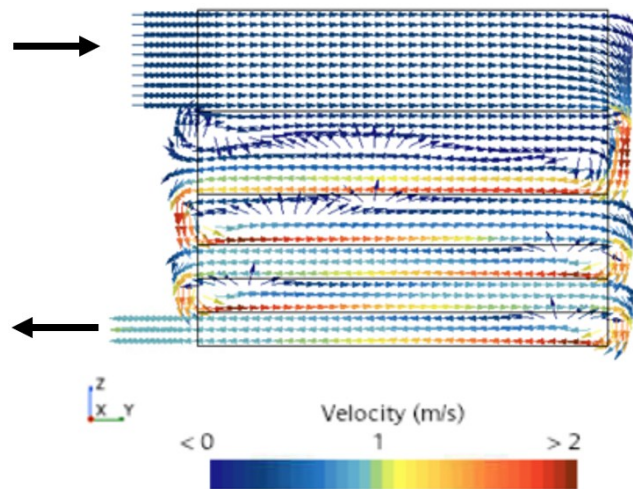
Tabulka 1: Citlivost sítě

Hustota sítě	Počet buněk	Výkon [W]
0,5	7952	2663
1	54976	2388
2	439552	2391
3	3403776	2388

4.1.3 Modelování průchodu chladiva

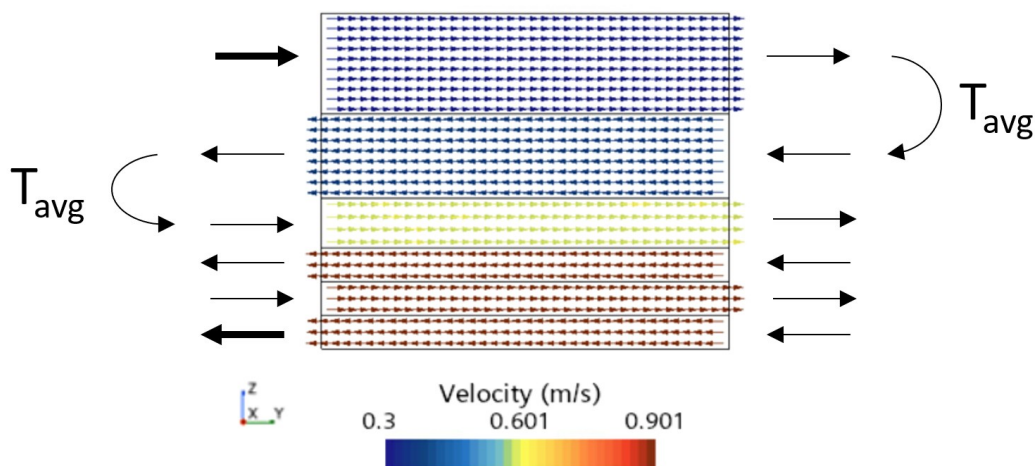
V případě spojených zásobníků je nastaven pouze jeden vstup a jeden výstup chladiva (jako v reálném kondenzátoru) a na rozhraní zásobníků chladiva, které jsou nad sebou, je vytvořen kontakt, kterým může proudit chladivo. V tomto modelu dochází k nereálnému zpětnému proudění v ose y . Na základě výsledků je zřejmé, že tento přístup je velmi citlivý

na vstupní charakteristiky porézního média na straně chladiwa, avšak konkrétní hodnoty nejsou k dispozici. Dochází tedy k neočekávanému mísení v nádobách (Obrázek 22).



Obrázek 22: Vektory rychlosti chladiwa v řezu kondenzátoru (varianta spojené zásobníky)

V ostatních případech byly okrajové podmínky nastaveny tak, že chladiwo proudí ze zásobníků horkého chladiwa (dále jen *Hot Tank*) do zásobníku chladného chladiwa (dále jen *Cold Tank*) ve vodorovném směru. Tímto způsobem je nahrazeno potrubí, které spojuje jednotlivé sektory oddělené přepážkami, přičemž v těchto sektorech, na rozdíl od předchozího přístupu, nedochází k zpětnému proudění chladiwa ve směru osy y (Obrázek 22). Na okrajové podmínce vstupu do *Hot Tank* je předepsaná průměrná hodnota teploty vážená hmotnostním tokem chladiwa z *Cold Tank* z předchozího průchodu (User-Field-Function). Hmotnostní tok má ve všech vstupech (okrajových podmínkách) stejnou hodnotu a vstup chladiwa je vždy ve vodorovném směru, jak je vidět na Obrázku 23.



Obrázek 23: Vektory rychlosti chladiva v řezu kondenzátoru

Teplota každého vstupu do *Hot Tank* je tedy stejná jako průměr teploty *Cold Tank*, který je umístěn nad ním (simulace reálného promíchání), s výjimkou prvního *Hot Tank*, který má teplotu předepsanou okrajovými podmínkami (*Tabulka 2*). Na rozhraní mezi jádrem výměníku a *Cold Tank* je předepsaný relativní tlak 0 Pa a teplota je nastavena na saturační teplotu 329 K [38]. Okrajové podmínky pro proud vzduchu jsou uvedeny v *Tabulce 2*.

Tabulka 2: Okrajové podmínky tekutin

	Chladivo	Vzduch
Hmotnostní tok	0,03975 kg/s	0,525 kg/s
Vstupní teplota	360 K	305 K
Relativní tlak na výstupu	0 Pa	0 Pa

Velikost fyzikálních veličin popisující okrajové podmínky jsou pro všechny případy popsáné v této kapitole stejné.

Další zkoumanou variantou bylo použití tzv. tepelného zdroje, který neuvazuje průtok chladiva. Buňkám reprezentujícím objem tepelného výměníku je předepsán požadovaný tepelný výkon. Tento model zkoumá ohřátí vzduchu.

4.1.4 Materiálové vlastnosti

Parametry vzduchu jsou ve všech počítaných modelech stejné a vychází z článku [1] (*Tabulka 3*). Materiálové vlastnosti chladiva byli zvoleny různě, protože byl zkoumán jejich vliv na výpočet přestupu tepla kondenzátoru. V modelech bylo použito chladivo kapalné,

plynné a vícefázové – směs plynu a kapaliny. Proudění chladiva je v modelech nevazké (n), nebo turbulentní (t) jako dva hraniční případy. Laminární proudění, které svou charakteristikou představuje možnost mezi těmito režimy, nebylo zkoumáno.

Tabulka 3: Materiálové vlastnosti chladiva a vzduchu [1] [38] [39]

	ρ [kg/m ³]	C [J/(kg·K)]	λ [W/(m·K)]	η [Pa·s]
Vzduch (t)	1,15	1007	0,0264	1,86E-05
Směs (n)	624,1	1269	-	-
Kapalina (t)	1181	1446	0,0683	1,32E-04
Kapalina (n)	1181	1446	-	-
Plyn (t)	67,2	1092	0,0217	1,52E-05
Plyn (n)	67,2	1092	-	-
Plyn (t) spojené zásobníky	67,2	1092	0,0217	1,52E-05
Směs (t)	624,1	1269	0,045	7,36E-05

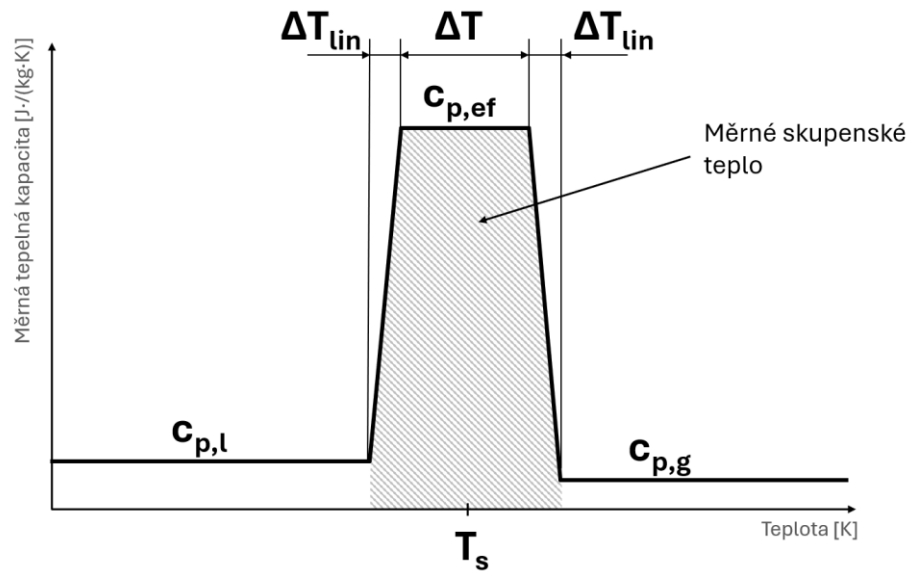
Hustota, měrná tepelná kapacita, součinitel tepelné vodivosti, dynamická viskozita plynného chladiva a hustota chladiva v kapalném skupenství vychází z [1]. V případě kapalného chladiva jsou hodnoty měrné tepelné kapacity, dynamické viskozity a součinitele tepelné vodivosti z [39]. U chladiva v mezifázi jsou hodnoty materiálových vlastností aritmetickým průměrem hodnot materiálových vlastností kapalného a plynného chladiva.

4.1.5 Efektivní měrná tepelná kapacita

Na modelu kondenzátoru od [1] byla aplikována metoda zohledňující fázovou přeměnu pomocí efektivní měrné tepelné kapacity (viz pododíl 3.3.3). Tento přístup ve srovnání s ostatními dříve zmíněnými metodami obtížněji dosahuje konvergence. Proto bylo nutné tento model numericky optimalizovat, například změnou použitého řešiče na tzv. Coupled, modifikováním nastavení okrajových podmínek a efektivní měrné tepelné kapacity.

Místo skokového nárůstu na efektivní měrnou tepelnou kapacitu byl aplikován předpis, kde dochází k lineárnímu nárůstu a poklesu na požadovanou měrnou tepelnou kapacitu v závislosti na teplotě chladiva, jak je zobrazeno na *Obrázku 24*. Do výpočtu efektivní měrné tepelné kapacity je nutné zohlednit lineární přechod. *Rovnice (21)* [34] platí za předpokladu, že teplotní intervaly lineárního nárůstu a poklesu mají stejnou velikost.

$$C_{ef} = \frac{l}{\Delta T + \Delta T_{lin}} \quad (21)$$



Obrázek 24: Efektivní měrná tepelná kapacita s lineárním přechodem [35]

Dalším krokem bylo předepsání rychlosti chladiva jako okrajovou podmínku při vstupu do každého průchodu kondenzátoru. V předchozích případech byl zvolen hmotnostní průtok, z kterého program dopočítával rychlost chladiva, což v případě s efektivní měrnou tepelnou kapacitou snižovalo stabilitu. Průchod chladiva jednotlivými průchody kondenzátoru byl modelován pomocí předávání teploty mezi *Tanky* nad sebou (viz *Obrázek 23*). Zároveň bylo změněno předávání teploty z *Cold Tank* do *Hot Tank* (simulace promíchání chladiva), jež jsou umístěny nad sebou. V dříve zmíněných případech byla teplota průměrována na základě hmotnostního průtoku chladiva a nyní na základě měrné tepelné kapacity, což více zohledňuje fázovou přeměnu a drží saturační teplotu až do okamžiku, kdy je všechno chladivo přeměno na kapalinu. Pozitivní efekt na numerickou stabilitu má také spuštění tepelné výměny mezi chladivem a vzduchem od počáteční iterace, protože je počáteční teplota chladiva nastavena na saturační teplotu, která je svou velikostí nejbliže (nejmenší rozdíl) dopočteným hodnotám teploty chladiva.

V průběhu výpočtu byly monitorovány iterační průběhy reziduí v závislosti na velikosti teplotního intervalu zvýšené (efektivní) měrné tepelné kapacity kolem saturační teploty. Dále byly vyzkoušeny různé materiálové vlastnosti pro chladivo (hustota, dynamická

viskozita), jemnější síť a typ proudění – nevazké, nebo turbulentní. Rovněž byl zkoumán přístup předepsaného tepelného výkonu a předepsané vstupní teploty chladiva.

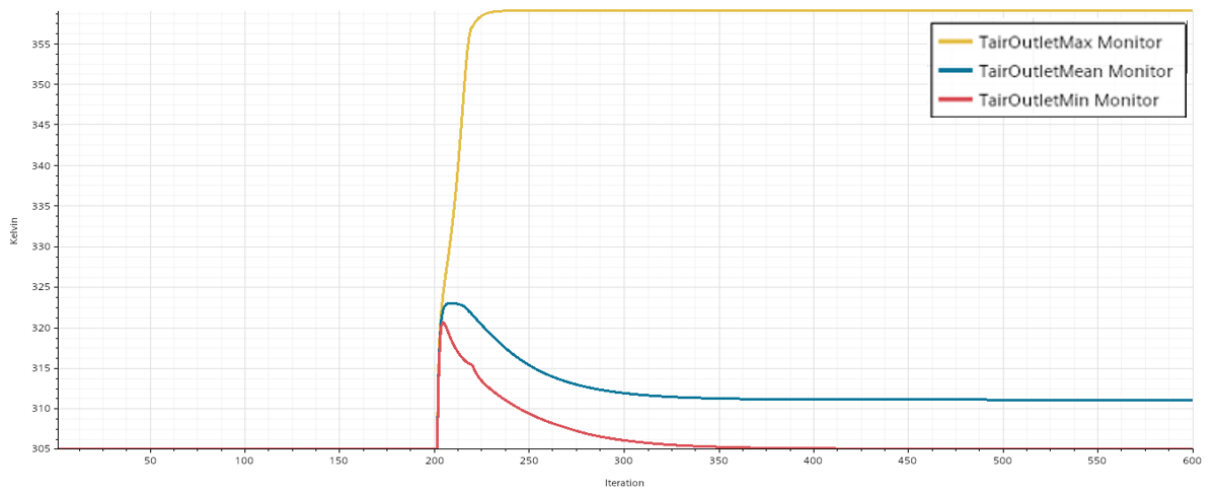
Na průběh reziduí a výsledné parametry (tepelný výkon, výstupní teploty) neměla vliv změna dynamické viskozity a hustoty. Zjemnění sítě způsobilo obtížnější konvergenci. Přístup s předepsaným tepelným výkonem byl méně stabilní než s předepsanou vstupní teplotou chladiva. Lepší konvergenci vykazoval model s turbulentním prouděním. Proto bylo ve všech navržených modelech s efektivní měrnou tepelnou kapacitou zvoleno turbulentní proudění. Pro specifikaci typu proudění – laminární, nebo turbulentní se mimo jiné používá tzv. Reynoldsovo číslo. Jedná se o bezrozměrné kritérium a definuje poměr setrvačných a viskózních sil. Je vyjádřeno *Rovnicí (22)* [27] pro proudění v trubce a pro podmínky uvedené v [1] je rovno přibližně 2600. Tato hodnota odpovídá turbulentnímu proudění (je větší než 2320). [28]

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (22)$$

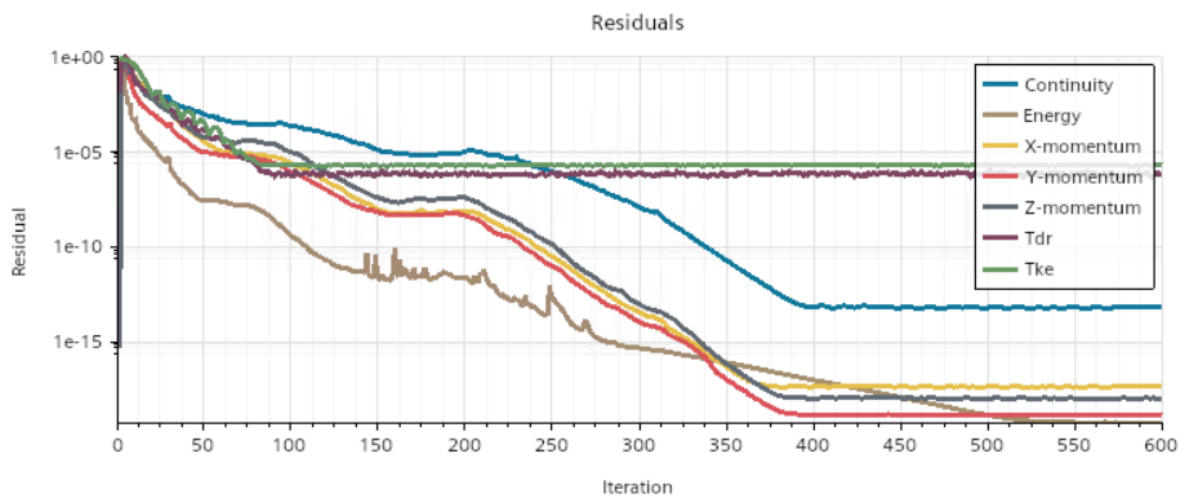
Na konvergenci měl velký vliv zmíněný teplotní interval. Na základě porovnání stability výpočtů s různou hodnotou teplotního intervalu byla zvolena hodnota 3 K, která představuje kompromis mezi numerickou stabilitou a fyzikální přesností, jelikož fázový přechod probíhá při konkrétní teplotě, nikoliv v širokém teplotním intervalu. Chladivo bylo zvoleno v kapalném skupenství (materiálové vlastnosti R134a při tlaku 15,23 bar jsou z [39]). Síť nastavena stejně jako v [1].

4.2 Vyhodnocení

Při numerické simulaci modelu kondenzátoru bylo provedeno 600 iterací v případě modelů s předepsanou vstupní teplotou chladiva a 800 iterací v případě modelů s předepsaným teplotním výkonem, při kterých došlo ke konvergenci výsledků, jak je vidět na průběhu teplot vzduchu (*Obrázek 25*) a v grafu numerických reziduí (*Obrázek 26*). Limitní hodnota normovaných reziduálů (relativní chyba) pro všechny proměnné je 0,001. Jedná se o tzv. kritérium konvergence. [28]

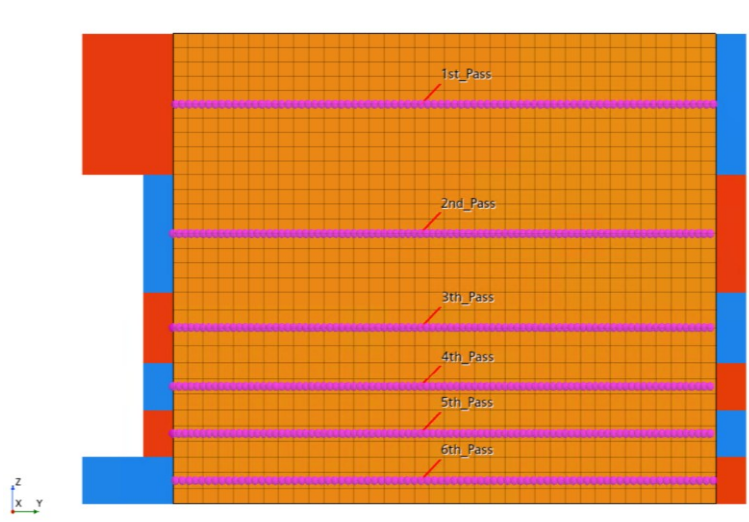


Obrázek 25: Průběh minimálních (červený průběh), průměrných (modrý průběh) a maximálních (žlutý průběh) teplot vzduchu v závislosti na počtu provedených iterací – model s předepsanou vstupní teplotou chladiva a nevazkým plynným chladičem



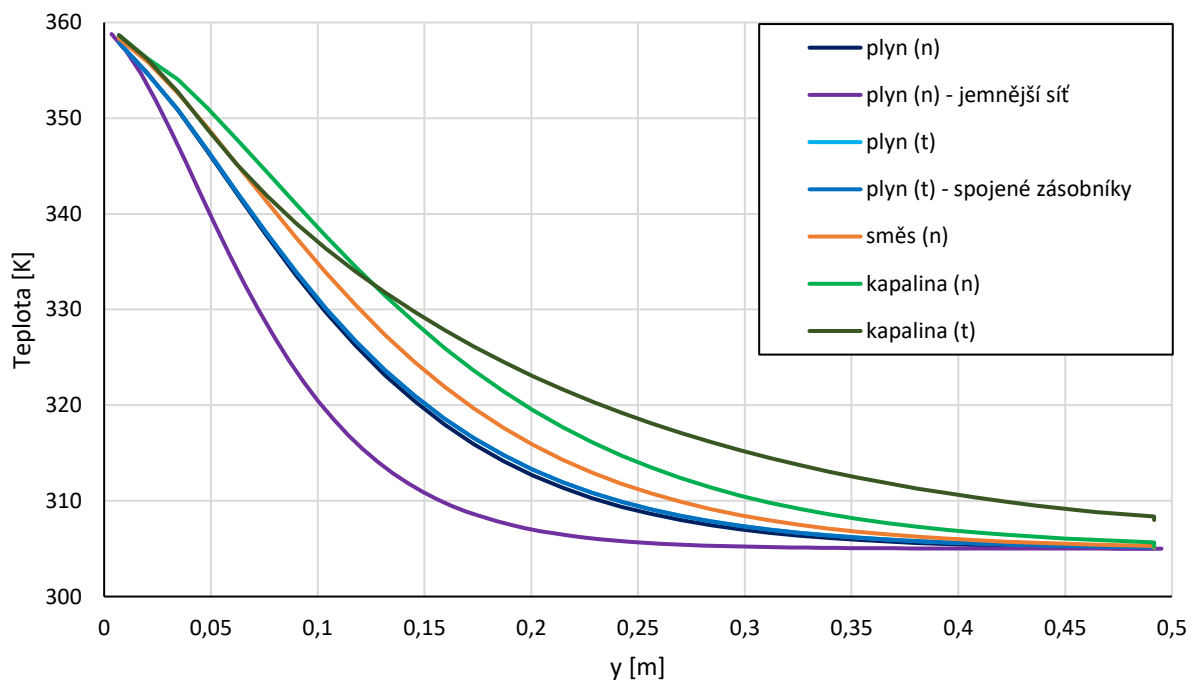
Obrázek 26: Graf numerických reziduí pro kondenzátor s předepsanou vstupní teplotou chladiva a s nevazkým plynným chladičem

K vyhodnocení a porovnání numerických modelů bylo vytvořeno vždy 100 bodů rovnoměrně rozložených ve směru toku chladiva, které prochází středem každého průchodu chladiva jádrem kondenzátoru (Obrázek 27). V těchto bodech byla zkoumána teplota chladiva.

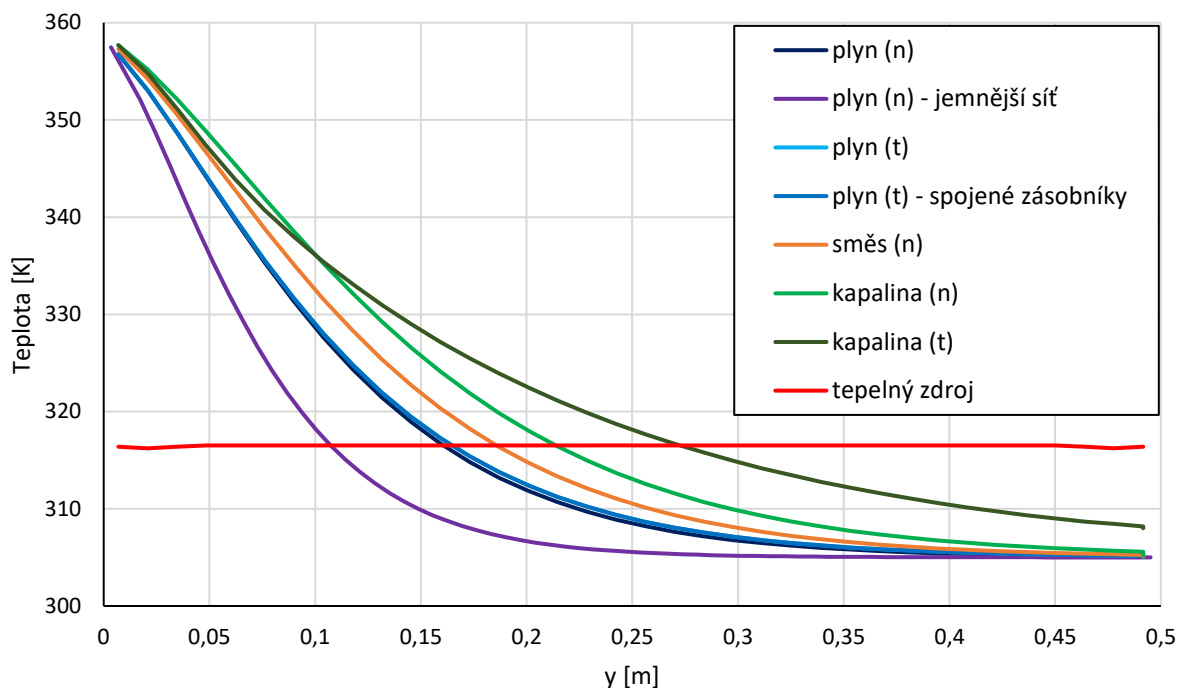


Obrázek 27: Body procházející průchody chladiva

Z Obrázku 32 porovnávajícího teplotu chladiva v řezu kondenzátorem je zřejmé, že k největší změně teploty dochází v prvním průchodu chladiva a v dalších průchodech je teplota téměř konstantní. Proto následující graf porovnává teplotu chladiva (Obrázek 28) a vzduchu (Obrázek 29) pouze v prvním průchodu.



Obrázek 28: Teplota chladiva ve směru y v prvním průchodu

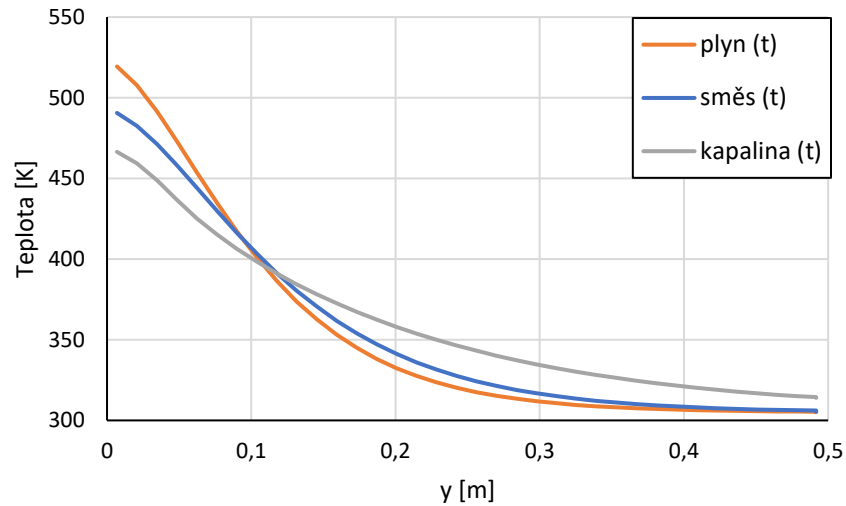


Obrázek 29: Teplota vzduchu ve směru y v prvním průchodu

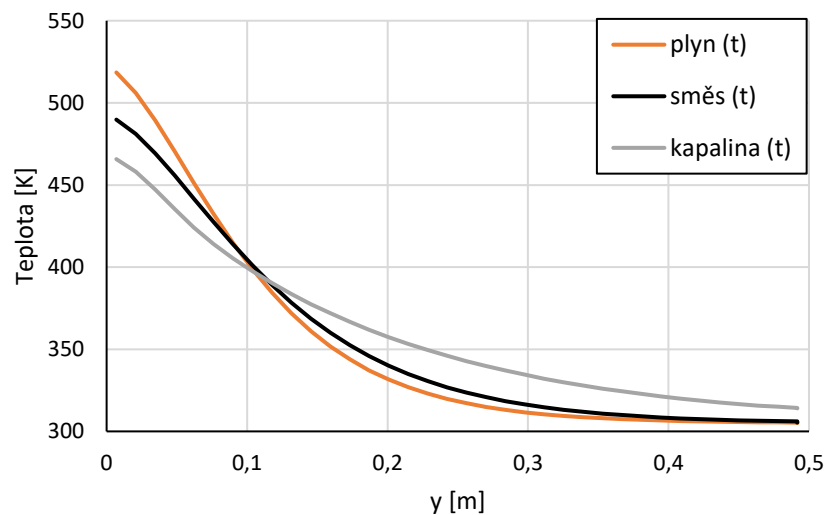
Průběhy teplot vzduchu a chladiva jsou téměř stejné. V případě tepelného zdroje je průběh teploty jen na *Obrázku 29*, protože tento model neuvažuje průtok chladiva. Proto je teplota vzduchu napříč prvním průchodem konstantní.

Největší teplotní spád má model s nevazkým plynným chladivem, kde byla použita hustší síť. Druhý největší má stejný model s většími elementy sítě. Rozdíly mezi modely s turbulentním a nevazkým plynným chladivem jsou minimální, kdy nevazký má nepatrně větší teplotní spád. Rozdíly mezi teplotními spády mezi modely s kapalným turbulentním a nevazkým chladivem jsou značnější (větší teplotní spád má opět model s nevazkým chladivem). Průběh teploty smíšeného chladiva je dle očekávání mezi průběhy kapaliny a plynu, kdy průběh teploty kapalného chladiva má nejmenší gradient. Použití jiných okrajových podmínek (spojené zásobníky) nemá na průběh teploty chladiva vliv, protože jejich průběhy se překrývají.

Na *Obrázku 30* a *Obrázku 31* jsou teploty chladiva a vzduchu v podélném směru v prvním průchodu kondenzátoru, kterému byl předepsán cílový tepelný výkon. Oproti předchozímu porovnání, kde byla zadána konstantní vstupní teplota chladiva, mají tyto modely rozdílnou vstupní teplotu chladiva (aby bylo docíleno stejného tepelného výkonu), a proto je teplota vzduchu v místě vstupu chladiva do kondenzátoru ($y = 0 \text{ m}$) rozdílná pro různé skupenství.



Obrázek 30: Teplota chladiva ve směru y v prvním průchodu kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem



Obrázek 31: Teplota vzduchu ve směru y v prvním průchodu kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem

Z *Tabulky 4* je zřejmé, že největší tepelný výkon P výměníku (zároveň nejvyšší teplota vzduchu na výstupu $T_{C,o}$) připadá na modely s kapalným chladivem (cca 3205 W) a nejmenší na modely s plynným chladivem (cca 2390 W), protože tepelný výkon je závislý na velikosti měrné tepelné kapacity při konstantním tlaku (*Rovnice (4)* [3]), pro kterou chladivo různého skupenství nabývá rozdílných hodnot. Mezifázový model je velikostí tepelného výkonu přibližně mezi hodnotami tepelného výkonu modelů s kapalným a plynným chladivem.

Tabulka 4: Parametry modelů kondenzátoru

	P [W]	$T_{C,o}$ [K]	$T_{H,o}$ [K]
Kapalina (t)	3205,1	311,1	305
Kapalina (n)	3205,2	311,1	305
Směs (n)	2774,4	310,3	305
Plyn (t)	2387,8	309,5	305
Plyn (n)	2387,8	309,5	305
Plyn (t) – spojené zásobníky	2393,4	309,5	305
Tepelný zdroj	9584	323,1	

Rozdíl mezi velikostmi výkonu modelů s turbulentním a nevazkým prouděním je minimální. Změna okrajových podmínek (spojené zásobníky) vedla k zvýšení tepelného výkonu o necelých 6 W. Teploty chladiva na výstupu $T_{H,o}$ z kondenzátoru jsou nezávislé na použitém typu chladiva – rozdíly nejsou větší než desetina kelvinu.

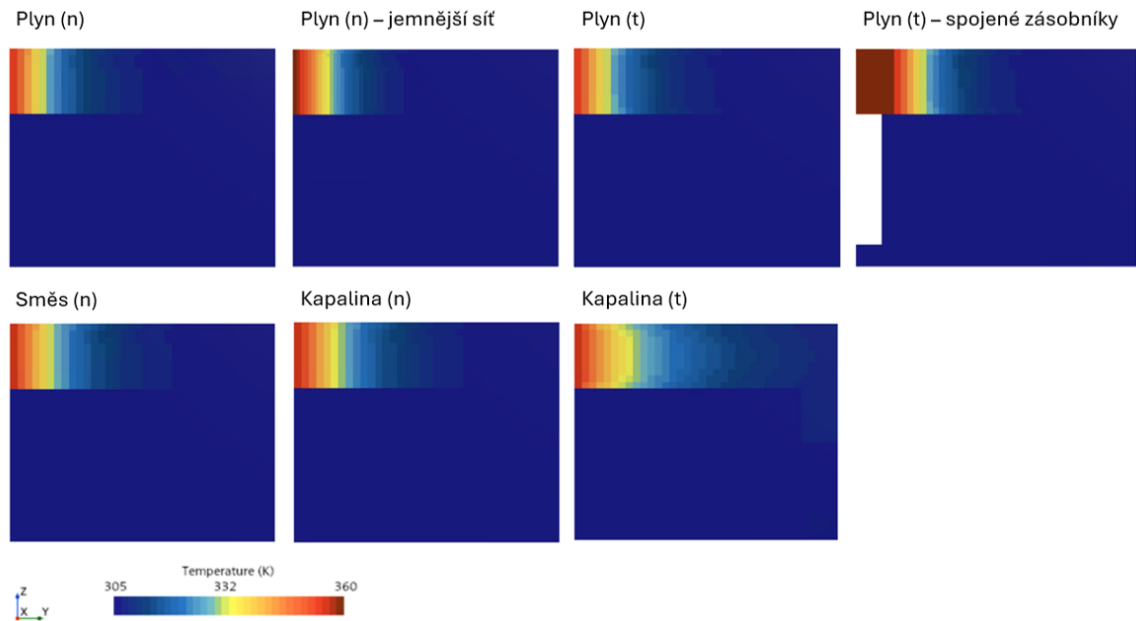
Nahrazení průtoku chladiva tepelným zdrojem (proto není žádná hodnota teploty chladiva na výstupu) vedlo v porovnání s ostatními případy k přibližně trojnásobnému zvýšení tepelného výkonu, který odpovídá předepsanému tepelnému výkonu (9584 W), a zvýšení teploty vzduchu na výstupu (323,1 K).

Tabulka 5: Parametry modelů kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem

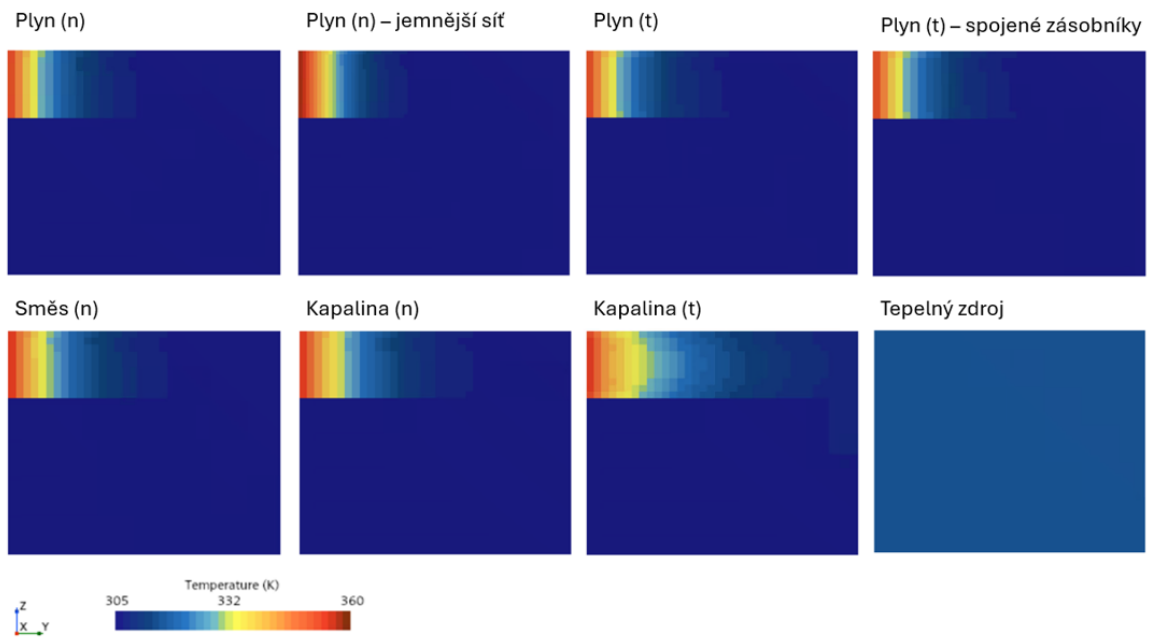
	$T_{C,o}$ [K]	$T_{H,i}$ [K]	$T_{H,o}$ [K]
Kapalina (t)	323,1	469,5	305
Směs (t)	323,1	494,9	305
Plyn (t)	323,1	525,7	305

V *Tabulce 5* jsou parametry modelů kondenzátoru, ve kterých byl zadán cílový tepelný výkon. Tohoto tepelného výkonu (9584 W) bylo dosaženo zvýšením teploty chladiva na vstupu. Tepelný výkon je přímoúměrný rozdílu teplot tekutin vstupujících do tepelného výměníku (*Rovnice (4)* [3]). Proto je zkoumaným parametrem v tomto porovnání hlavně teplota chladiva na vstupu $T_{H,i}$. Nejvyšší vstupní teplota je v případě plynného chladiva (526 K), nejnižší u chladiva v kapalném skupenství (469 K) a v mezifázovém modelu byla vstupní teplota chladiva 495 K. Tyto hodnoty jsou nereálné, což poukazuje na chybějící fázovou přeměnu. Porovnání bylo provedeno na modelech s turbulentním prouděním.

Na *Obrázku 32* a *Obrázku 33* jsou znázorněny teploty chladiva a vzduchu v řezu, jenž prochází středem jádra kondenzátoru v rovině YZ. Na obrázku teploty v případě s hustší sítí (mesh) je zřejmý větší počet elementů – hladší gradienty. U turbulentního proudění chladiva (hlavně u kapalného chladiva) si lze všimnout nerovnoměrné velikosti teploty v jednom sloupci elementů prvního průchodu chladiva kondenzátorem na rozdíl od nevazkého proudění. Na *Obrázku 33* je také teplota vzduchu v kondenzátoru v případě zdroje tepla, který nahrazuje průchod chladiva. Tento model má uniformně rozloženou teplotu napříč celým průřezem.

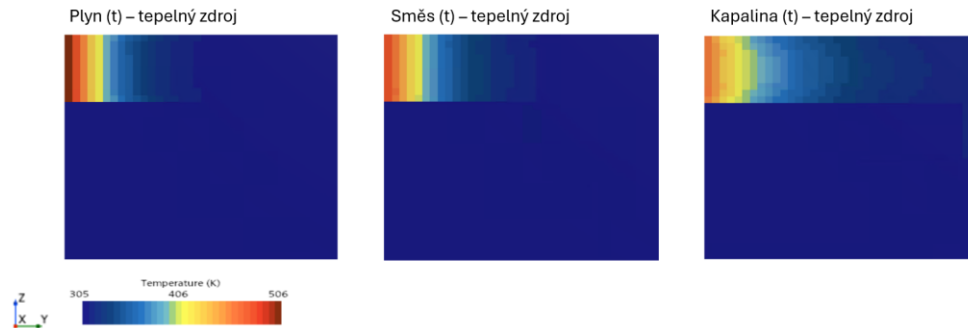


Obrázek 32: Porovnání teplot chladiva v kondenzátoru

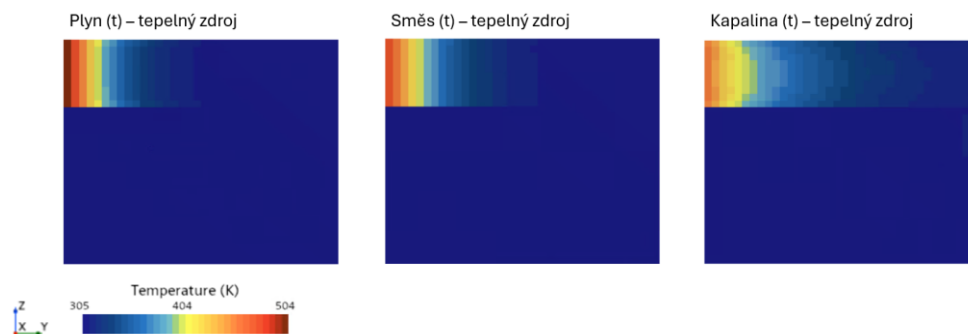


Obrázek 33: Porovnání teplot vzduchu v kondenzátoru

Na *Obrázku 34* a na *Obrázku 35* jsou porovnávány teploty chladiva a vzduchu v řezu středem kondenzátoru, kterému byl předepsán cílový tepelný výkon. Lze si všimnout rozdílné teploty chladiva a vzduchu v místě vstupu chladiva do prvního průchodu (viz. *Tabulka 5*).



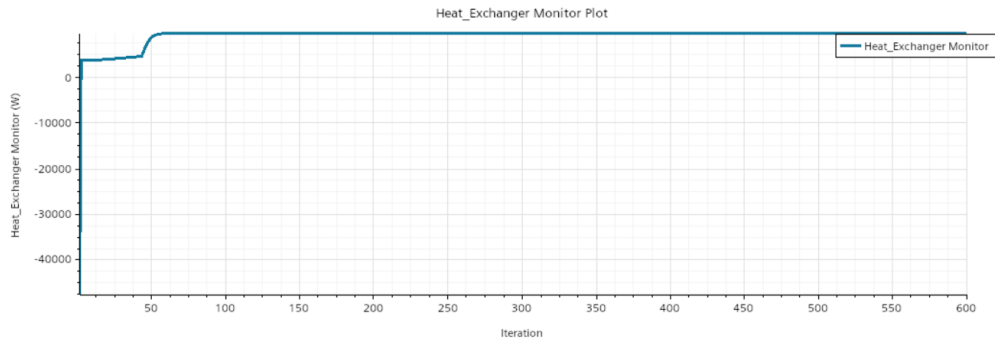
Obrázek 34: Porovnání teplot chladiva v kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem



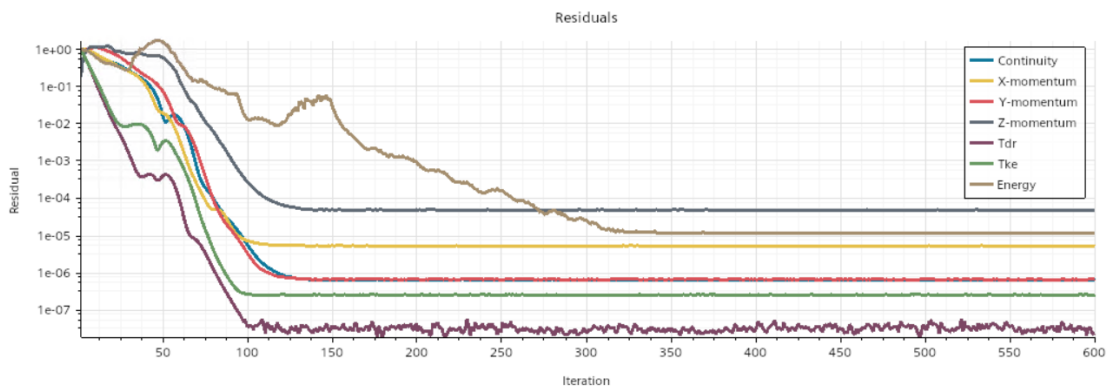
Obrázek 35: Porovnání teplot vzduchu v kondenzátoru s předepsaným tepelným výkonem

4.2.1 Srovnání s metodou efektivní měrné tepelné kapacity

U modelů s efektivní měrnou tepelnou kapacitou bylo provedeno 600 iterací, kdy bylo dosaženo konvergence (Obrázek 36 a Obrázek 37). Kroky k naladění zmíněné v pododdílu 4.1.5 pomohly k numerické stabilitě tohoto modelu. Průběh reziduí se ustálil dokonce při menším počtu iterací než u modelů, jež nezohledňují fázovou přeměnu (Obrázek 26).



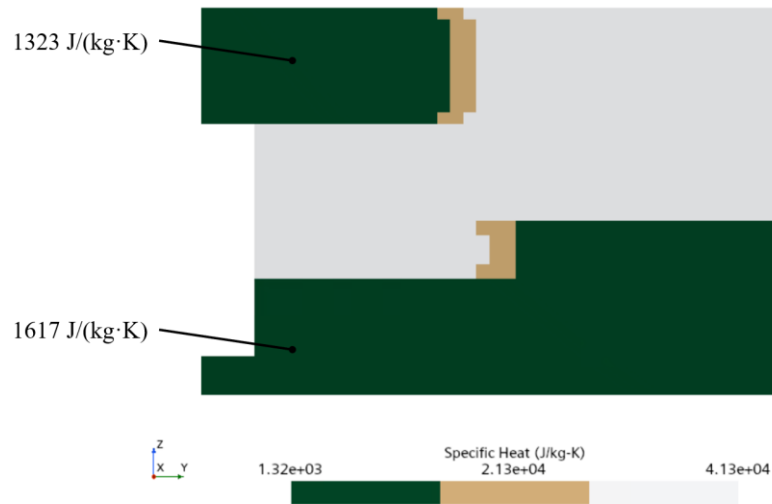
Obrázek 36: Průběh tepelného výkonu modelu kondenzátoru s efektivní měrnou tepelnou kapacitou v závislosti na počtu provedených iterací



Obrázek 37: Graf numerických reziduí pro model s efektivní měrnou tepelnou kapacitou

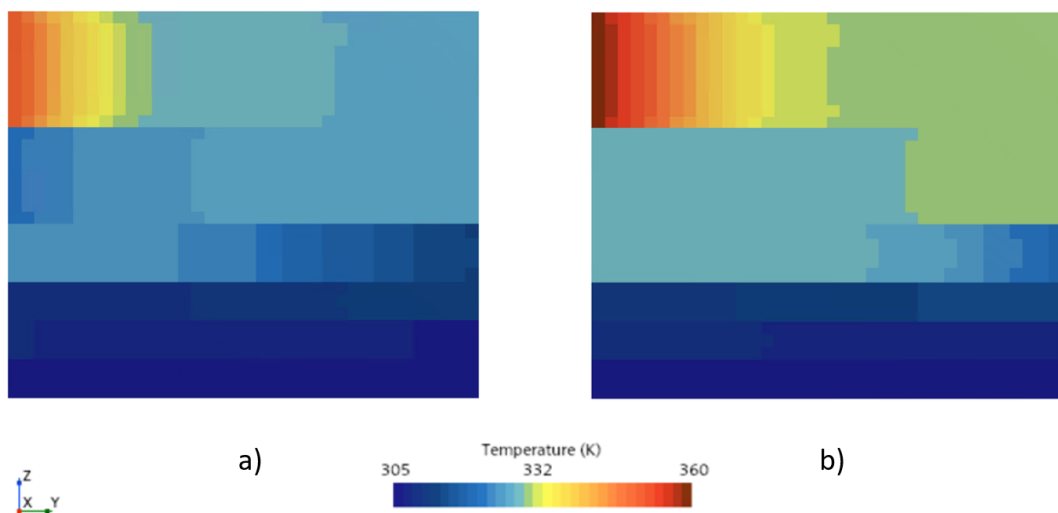
Pomocí této metody se povedlo udržet saturační teplotu (nebo teplotu velmi blízkou dle zvoleného teplotního intervalu – viz pododdílu 3.3.3) zhruba v polovině prvního a třetího průchodu a v celém druhém průchodu. Skupenství chladiva nejlépe popisuje Obrázek 38, který zobrazuje velikost měrné tepelné kapacity chladiva v řezu, jenž prochází středem kondenzátoru v rovině YZ. Na začátku prvního průchodu (oblast tmavě zelené barvy) odpovídá velikost měrné tepelné kapacity plynnému chladivu při daném tlaku. Následuje přechodová zóna (běžová barva), kde lineárně narůstá měrná tepelná kapacita až do velikosti efektivní měrné tepelné

kapacity (oblast bílé barvy) vypočtené podle *Rovnice (21)* [34], jenž odpovídá oblasti fázové přeměny. V místě, kde klesne teplota chladiva na $(T_S + \frac{\Delta T}{2})$ dojde k lineárnímu poklesu měrné tepelné kapacity (oblast béžové barvy) až na hodnotu odpovídající kapalnému chladivu (oblast tmavě zelené barvy).



Obrázek 38: Průběh velikosti měrné tepelné kapacity chladiva v řezu kondenzátoru

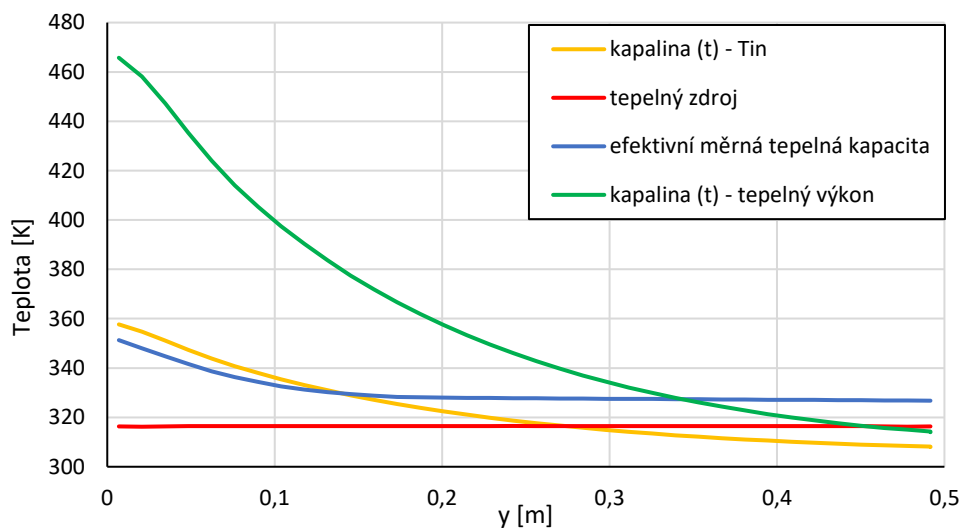
Průběh teploty vzduchu a chladiva v řezu středem kondenzátoru (*Obrázek 39*) odpovídá průběhu měrné tepelné kapacity na *Obrázku 38*, kdy se v oblasti efektivní měrné tepelné kapacity výrazně zpomalil pokles teploty.



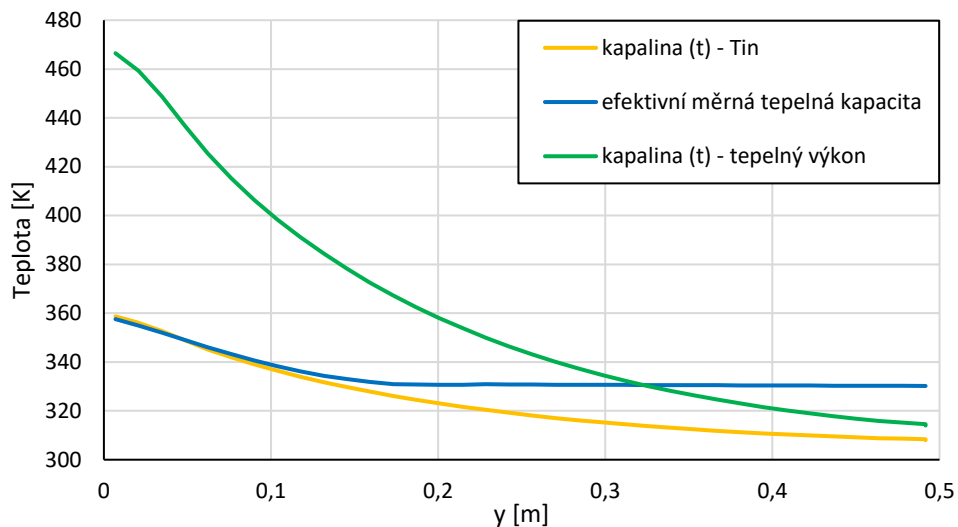
Obrázek 39: Průběh teploty vzduchu (a) a chladiva (b) ve středu kondenzátoru

K největšímu zápornému teplotnímu gradientu dochází v prvním průchodu chladiva kondenzátorem. *Obrázek 40* a *Obrázek 41* zobrazují porovnání teploty vzduchu a chladiva modelu s efektivní měrnou tepelnou kapacitou a dříve vyhodnocenými modely. Konkrétně se jedná o modely s předepsaným tepelným výkonem (*kapalina (t) – tepelný výkon*) a vstupní teplotou chladiva (*kapalina (t) – T_{in}*), kde je v obou případech chladivo turbulentní kapalné jako v modelu s efektivní měrnou tepelnou kapacitou, a případ tzv. tepelného zdroje.

Z porovnání je patrné, že model s efektivní měrnou tepelnou kapacitou jako jediný reflektuje fázovou přeměnu a drží saturační teplotu (respektive teplotní interval kolem saturační teploty). Kondenzátor s předepsaným tepelným výkonem nabývá nereálně vysokých teplot chladiva na vstupu, zatímco u přístupu s předepsanou vstupní teplotou chladiva dojde k vyrovnání teplot chladiva a vzduchu prakticky už na konci prvního průchodu. Model s tzv. tepelným zdrojem nezohledňuje průtok chladiva a ohřívá vzduch uniformně v celém čelním průřezu kondenzátoru, což neodpovídá realitě.



Obrázek 40: Teplota vzduchu ve směru y v prvním průchodu



Obrázek 41: Teplota chladiva ve směru y v prvním průchodu

V *Tabulce 6* jsou porovnávány hodnoty tepelného výkonu P , výstupních teplot vzduchu $T_{C,o}$, výstupních teplot chladiva $T_{H,o}$ a vstupních teplot chladiva $T_{H,i}$. Teplota vzduchu na vstupu je předepsána ve všech případech stejně na 305 K.

Ve všech případech byl předepsán tepelný výkon 9584 W do Q-Table pro jeden konkrétní průtok vzduchu kondenzátorem. Tato hodnota byla experimentálně naměřena a publikována v [1]. Tento článek popisuje metodu zohledňující fázovou přeměnu, pomocí které program vypočítal hodnotu tepelného výkonu 8850 W (odchylka od experimentu necelých 8 %) [1]. Použitím modelu s efektivní měrnou tepelnou kapacitou bylo dosaženo bližšího výsledku (9541 W), což odpovídá odchylce méně než 0,5 %. Zároveň tento model dodržel vstupní teplotu chladiva (360 K) na rozdíl od modelu s předepsaným tepelným výkonem a zohlednil průtok chladiva (na rozdíl od tepelného zdroje).

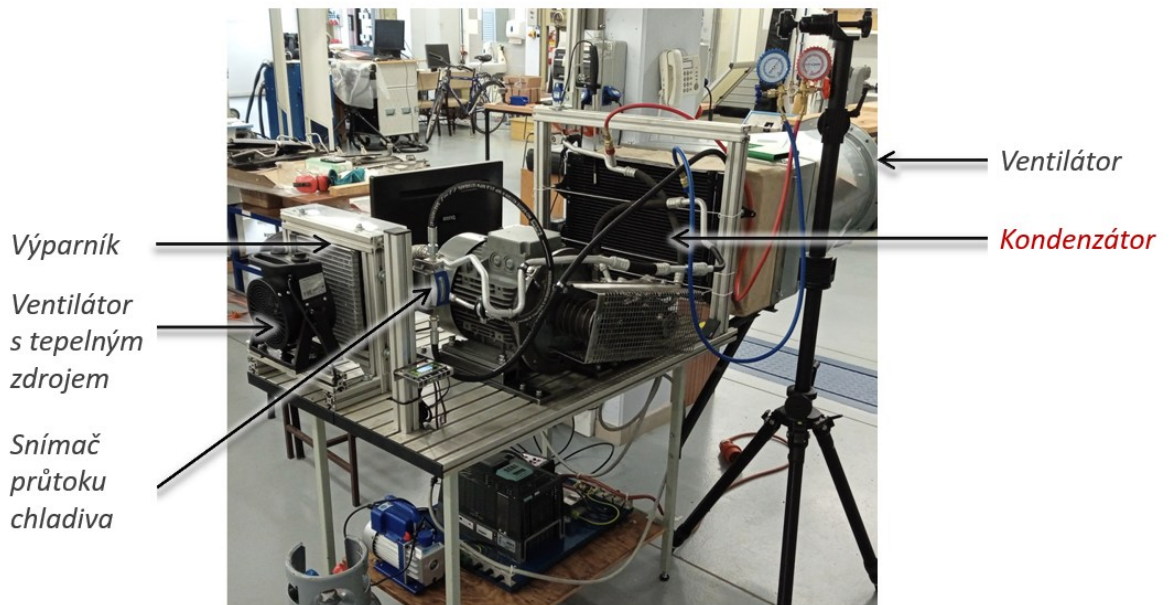
Teplota vzduchu na výstupu reflektuje tepelný výkon, kdy kromě modelu s předepsanou vstupní teplotou se výstupní teploty vzduchu všech ostatních přístupů pohybují kolem teploty 323 K. Z velikosti výstupní teploty chladiva je zřejmé, že u přístupů zohledňující fázovou přeměnu (model s efektivní měrnou tepelnou kapacitou a přístup popsáný v [1]) nelze tak snadno vyrovnat teplotu chladiva na velikost teploty okolního vzduchu – 305 K.

Tabulka 6: Srovnání parametrů modelů kondenzátoru

	P [W]	$T_{H,i}$ [K]	$T_{H,o}$ [K]	$T_{C,o}$ [K]
Kapalina (t) – tepelný výkon	9584	469,5	305	323,1
Kapalina (t) - Tin	3205	360	305	311,1
Tepelný zdroj	9584	-	-	323,1
Efektivní měrná tepelná kapacita	9541	360	305,7	323
Referenční článek [1]	8850	360	306	322

5 Experimentální analýza kondenzátoru

Pro ověření správnosti numerických modelů byla provedena experimentální analýza kondenzátoru. Experiment byl měřen na kondenzátoru klimatizačního okruhu, jenž byl vyjmut z vozidla Škoda Roomster a upraven pro potřeby měření. Okruh je naplněn chladivem R134a, jehož materiálové vlastnosti lze získat z [38].

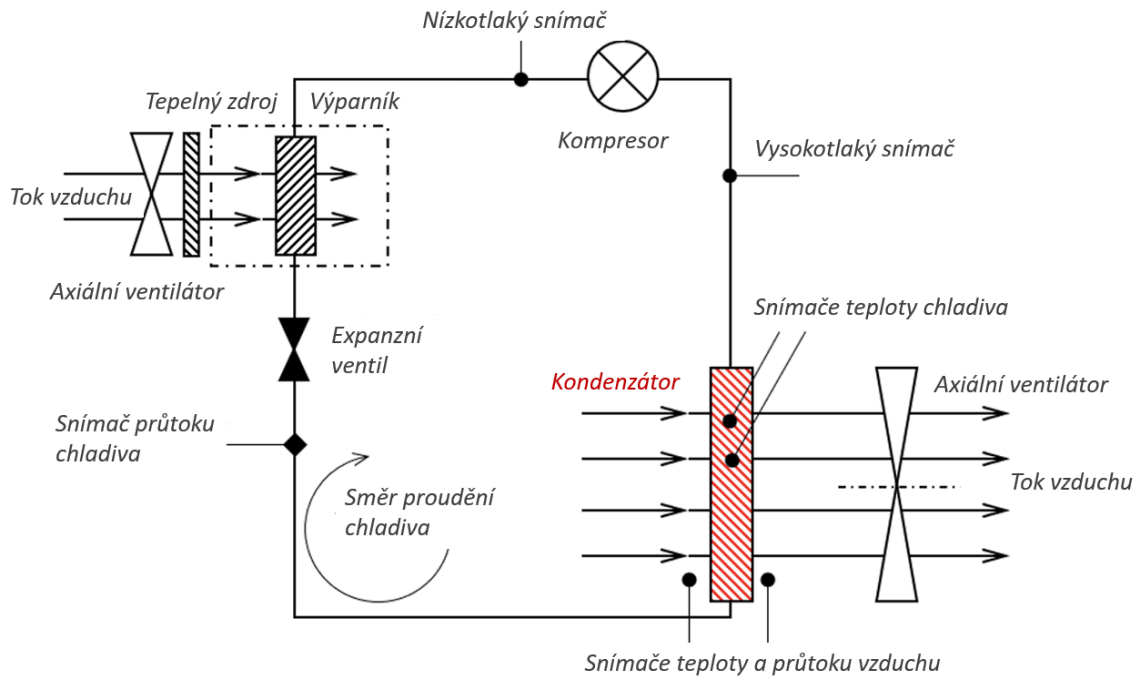


Obrázek 42: Fotografie klimatizačního okruhu

Jedná se o standardní automobilový klimatizační okruh sestávající ze třech částí (Obrázek 43). První z nich se skládá z kondenzátoru (červeně vyznačený), kompresoru, výparníku a expanzního ventilu. Na tento okruh jsou připojené snímače tlaků a průtoku chladiva.

Druhá část vytváří proud vzduchu do kondenzátoru pomocí axiálního ventilátoru umístěného za kondenzátorem a pomocí aerodynamického tunelu. Tímto způsobem je zajištěno uniformní proudění vzduchu.

Třetí část zahrnuje axiální ventilátor a tepelný zdroj umístěné před výparníkem. Simuluje kabinu vozidla, kterou je nutné chladit. Proud horkého vzduchu ohřívá chladivo ve výparníku.



Obrázek 43: Schéma měřeného klimatizačního okruhu

Vzhledem k omezenému počtu měření je analýza chyb založena na předpokladu Studentova t -rozdělení, jenž oproti normálnímu rozdělení lépe vyjadřuje statistickou nejistotu v malých výběrových souborech. Směrodatná odchylka vzorku je definovaná *Rovnicí (23)* [40]. Směrodatná odchylka Studentova rozdělení pro 95 % hladinu spolehlivosti je vyjádřena *Rovnicí (24)* [40].

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum(X_n - X_m)}{N - 1}} \quad (23)$$

$$\sigma_t = t_{\vartheta-95\%} \cdot \sigma \quad (24)$$

Celková kombinovaná nejistota měření Un se spočítá podle *Rovnice (25)* [40]. Skládá se z náhodné chyby (směrodatná odchylka Studentova rozdělení σ_t) a systematické chyby B , která je způsobená chybou měřicího zařízení. V *Rovnici (25)* [40] figuruje koeficient citlivosti θ , jenž zohledňuje vliv chyb dalších veličin. Například při výpočtu tepelného výkonu P , který se určuje na základě naměřených veličin, je celková nejistota vyjádřena *Rovnicí (26)* [40].

$$Un = \sqrt{\sum(\theta \cdot B)^2 + (\theta \cdot \sigma_t)^2} \quad (25)$$

$$Un_p = \sqrt{(\theta \cdot Un)^2} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \dot{m}} Un_m\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial C} Un_c\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial T_{i/o}} Un_{T_{i/o}}\right)^2} \quad (26)$$

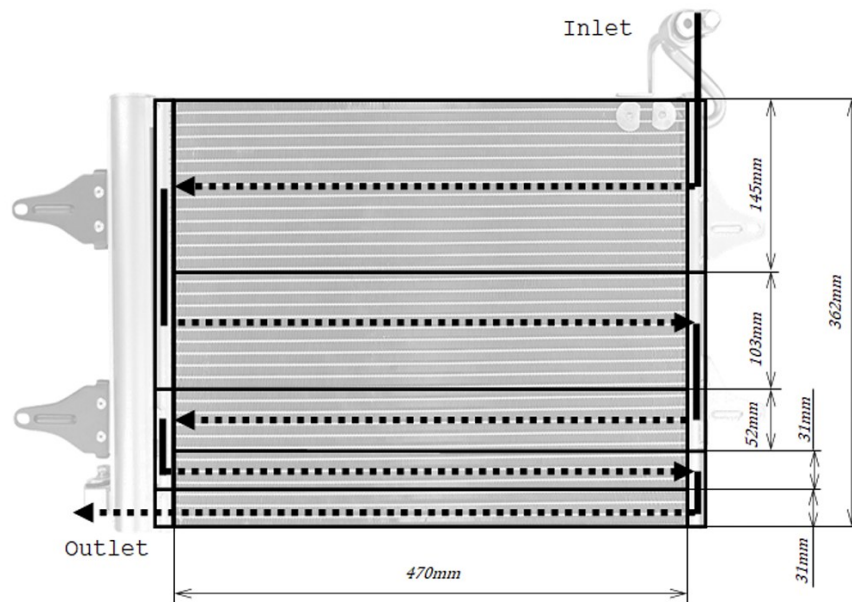
5.1 Měřící zařízení

K vyhodnocení zkoumaných fyzikálních veličin byly použity následující snímače. U každého měřícího zařízení je uvedena příslušná systematická chyba uvedená výrobcem a vzorkovací frekvence měření.

- **Snímač průtoku KROHNE DK34**
 - Měření průtoku chladiva
 - Maximální chyba naměřené hodnoty průtoku (kg/h) je 4 %
 - Kontinuální měření
- **Manometr CT-466**
 - Měření tlaku chladiva
 - Maximální chyba naměřené hodnoty tlaku (Psi) je 1,6 %
 - Kontinuální měření
- **Anemometr VOLTcraft PL-135**
 - Měření rychlosti vzduchu
 - Maximální chyba naměřené hodnoty rychlosti (m/s) je 5 % + 0,01
 - Maximální chyba naměřené hodnoty teploty (°C) je ± 1 °C
 - Vzorkovací frekvence 1 Hz
- **Snímač teploty TT4-PT100B-T180-C312**
 - Měření teploty chladiva a vzduchu
 - Maximální chyba naměřené hodnoty teploty (°C) je ± 0,45 °C pro teplotu 30 °C
 - Vzorkovací frekvence 0,2 Hz
 - Datalogger OM-CP-QUADRTDTEMP-A2
- **Termokamera Testo 875**
 - Měření teploty chladiva
 - Maximální chyba naměřené hodnoty teploty (°C) je ± 2 °C
 - Kontinuální měření

5.2 Testovaný kondenzátor

Zkoumaný klimatizační kondenzátor je původně z osobního automobilu Škoda Roomster. Jeho základní rozměry a naznačení průchodů chladiva jsou zobrazeny na *Obrázku 44*. Tloušťka kondenzátoru je 16 mm.



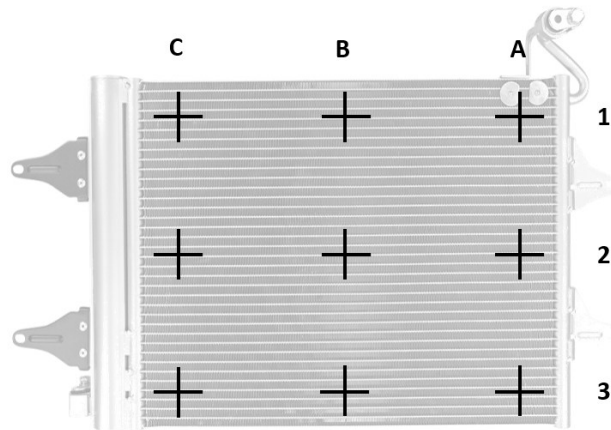
Obrázek 44: Testovaný kondenzátor

5.3 Měření rychlosti vzduchu

Hodnota průtoku a teplota vzduchu vstupujícího do kondenzátoru představují klíčové vstupní parametry numerického modelování kondenzátoru. Rychlost a teplota vzduchu byla měřena v devíti bodech, jak je naznačeno na *Obrázku 45*. Hmotnostní tok vzduchu není přímo měřen, ale je dopočítáván podle *Rovnice (27)* [28],

$$\dot{m} = v \cdot S \cdot \rho \quad (27)$$

Kde v je rychlost vzduchu, S je čelní plocha kondenzátoru a ρ je hustota vzduchu pro naměřenou teplotu.



Obrázek 45: Místa měření rychlosti a teploty vzduchu

Jedním z hlavních parametrů vstupujícího do výpočtů kondenzátoru a ovlivňující celkový výkon kondenzátoru je uniformita rychlosti a teploty vzduchu (viz [41]), který popisuje index uniformity UI (Rovnice (28) [42] a Rovnice (29) [42]). Pokud je proudění vzduchu uniformní, tedy rychlost a teplota vzduchu je konstantní nezávisle na bodu měření, lze v numerickém modelu do okrajových podmínek předepsat jedna hodnota hmotnostního průtoku a teploty vzduchu.

$$UI = 1 - \frac{\sum_f |T_f - \bar{T}| \cdot S_f}{2 \cdot |\bar{T}| \sum_f S_f} \quad (28)$$

$$UI = 1 - \frac{\sum_f |v_f - \bar{v}| \cdot S_f}{2 \cdot |\bar{v}| \sum_f S_f} \quad (29)$$

Výsledky měření jsou v *Tabulce 7* a v *Tabulce 8*. Průměrná velikost rychlosti vzduchu na vstupu je 1,69 m/s a průměrná vstupní teplota vzduchu do kondenzátoru je 21,31 °C. Index uniformity rychlosti vzduchu je 0,984 a index uniformity teploty vzduchu je 0,99. Hodnoty indexu uniformity se blíží jedné, což umožňuje do modelu zadat jednu průměrnou hodnotu.

Tabulka 7: Naměřené hodnoty rychlosti vzduchu na vstupu

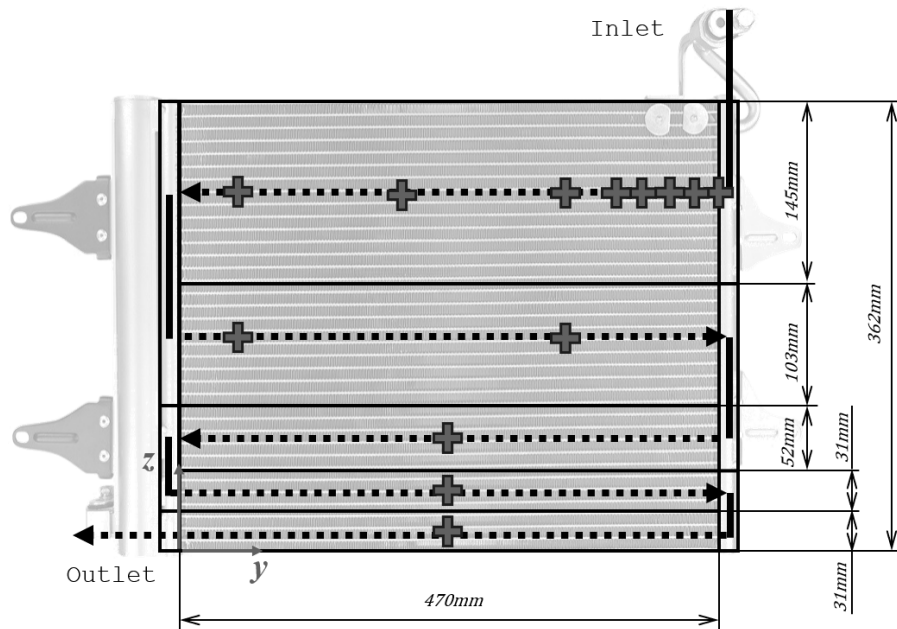
Rychlost vzduchu na vstupu [m/s]			
	A	B	C
1	1,65±0,10	1,57±0,10	1,69±0,11
2	1,76±0,11	1,65±0,10	1,66±0,10
3	1,78±0,11	1,68±0,11	1,78±0,12

Tabulka 8: Naměřené hodnoty teploty vzduchu na vstupu

Teplota vzduchu na vstupu [°C]			
	A	B	C
1	21,11±1,00	20,78±1,04	21,87±1,05
2	20,87±1,06	21,96±1,14	22,27±1,09
3	20,31±1,03	21,21±1,09	21,43±1,09

5.4 Měření teploty chladiva

Jedním z hlavních cílů navrženého numerického modelu kondenzátoru je správně odhadnout teplotu chladiva v celém kondenzátoru a teplotu vzduchu za kondenzátorem, jelikož ovlivňuje další výměníky a komponenty v motorovém prostoru vozidla. Proto je pro ověření nezbytné změřit teplotu chladiva na zadní stěně experimentálním zařízením, jež by měla mít zanedbatelně vyšší hodnotu než teplota vzduchu na výstupu z kondenzátoru (viz. *Obrázek 32* a *Obrázek 33*). Teplota chladiva byla měřena nepřímo pomocí odporového snímače Pt100, který se přikládal na zadní stěnu kondenzátoru. Měření bylo provedeno za předpokladu, že naměřená teplota se bude blížit reálné hodnotě z důvodu dobré tepelné vodivosti (hliník) a tenké stěny kondenzátoru. Tento přístup umožnil neinvazní měření.



Obrázek 46: Místa měření teploty chladiva

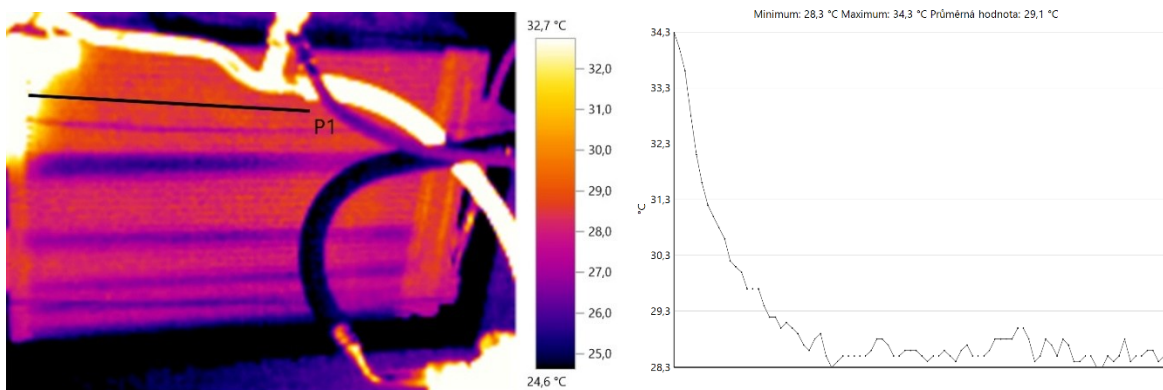
Nejvíce hodnot bylo naměřeno na vstupu chladiva do kondenzátoru v prvním průchodu, kde dochází k největší teplotní změně (viz. *Obrázek 32*). Poté byly provedeny dvě měření v druhém průchodu a ve zbývajících průchodech byla změřena jedna teplota uprostřed ($y = 235 \text{ mm}$) pro ověření správnosti předpokladů. Dále byla změřena vstupní a výstupní teplota chladiva na stěnách zásobníků. Hodnoty těchto teplot jsou nezbytné pro výpočet tepelného výkonu kondenzátoru. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v *Tabulce 9* a místa měření jsou na *Obrázku 46*.

Tabulka 9: Naměřené hodnoty teploty chladiva

Teplota vzduchu na vstupu [°C]				
y [mm]	470	450	430	410
První průchod	32,96±0,47	30,50±0,46	28,96±0,47	28,85±0,49
y [mm]	390	350	200	50
První průchod	27,52±0,44	27,60±0,44	27,21±0,50	27,12±0,45
y [mm]	50		350	
Druhý průchod	27,68±0,46		27,36±0,45	
Třetí průchod		Čtvrtý průchod		Pátý průchod
26,92±0,57		26,44±0,50		25,56±0,43

Teplota zásobníku horkého chladiva vstupujícího do kondenzátoru byla naměřena $35,06 \pm 0,50 \text{ °C}$ a teplota zásobníku ochlazeného chladiva vystupujícího z kondenzátoru $23,98 \pm 0,44 \text{ °C}$.

Měření teploty bylo také provedeno pomocí termokamery Testo 875, která má menší přesnost než odporové snímače Pt100, ale dokáže změřit celé teplotní pole kondenzátoru. Na *Obrázku 47* je jeden snímek z měření termokamery a teplotní profil, jenž odpovídá části prvního průchodu chladiva kondenzátorem (viz příčka P1). Tento teplotní profil potvrzuje předpoklad velkého záporného gradientu teploty na začátku prvního průchodu.



Obrázek 47: Snímek z měření termokamerou a teplotní profil části prvního průchodu

5.5 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Pro ověření vytvořeného numerického modelu je nutné určit tepelný výkon měřeného kondenzátoru. Dále vypočtený tepelný výkon slouží jako vstupní data pro model kondenzátoru (tzv. Q-Table viz. 3.3.2). Pro výpočet tepelného výkonu jsou nezbytné materiálové vlastnosti chladiva R134a (*Rovnice (30)* [3] a *Rovnice (32)* [20]), jež se určují podle velikosti tlaku chladiva. Naměřené hodnoty tlaku chladiva vstupujícího do kondenzátoru, vstupní a výstupní teploty chladiva a hmotnostní tok chladiva jsou uvedené v *Tabulce 10*. Materiálové vlastnosti potřebné pro výpočet tepelného výkonu a pro modelování kondenzátoru jsou v *Tabulce 11*.

Tabulka 10: Další měřené veličiny

Tlak chladiva před vstupem do kondenzátoru	6,9±0,011 bar
Teplota chladiva na vstupu	35,06±0,50 °C
Teplota chladiva na výstupu	23,98±0,44 °C
Hmotnostní tok chladiva	33±1,32 kg·h ⁻¹

Měření hmotnostního toku bylo zatíženo velkou chybou, protože hodnota odečítaná z měřícího zařízení oscilovala mezi hodnotami 29 kg·h⁻¹ a 37 kg·h⁻¹. Je to nejspíše z důvodu nedostatečného naplnění klimatizačního okruhu chladivem – systém byl zavzdušněn. Do měření a výpočtu byla použita průměrná hodnota ze zmíněného intervalu.

Tabulka 11: Materiálové vlastnosti R134a při tlaku 6,9 bar [39]

Měrné tepelná kapacita (kapalina)	1430 J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
Měrné tepelná kapacita (plyn)	1040 J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
Měrná entalpie (kapalina)	236200 J·kg ⁻¹
Měrná entalpie (plyn)	412900 J·kg ⁻¹
Saturační teplota	26,17 °C
Součinitel tepelné vodivosti (kapalina)	8,12E-2 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti (plyn)	1,46E-2 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Dynamická viskozita (kapalina)	1,94E-4 Pa·s
Dynamická viskozita (plyn)	1,22E-5 Pa·s
Hustota (kapalina)	1202,2 kg·m ⁻³
Hustota (plyn)	33,6 kg·m ⁻³

Výpočet tepelného výkonu je nutné rozdělit na tři části – ochlazování plynného chladiva, fázová přeměna a ochlazování kapalného chladiva. Tepelný výkon bez fázové přeměny $P_{g/l}$ lze vyjádřit *Rovnicí (30)* [3]. Tepelný výkon se počítá pouze na straně chladiva. Za předpokladu nulové nejistoty měrné tepelné kapacity, je nejistota tepelného výkonu dána *Rovnicí (31)* [40].

$$P_{g/l} = \dot{m} \cdot C \cdot (T_i - T_o) \quad (30)$$

$$Un_{P_{g/l}} = P_{g/l} \cdot \sqrt{\left(\frac{Un_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{Un_{T_i}}{(T_i - T_o)}\right)^2 + \left(\frac{Un_{T_o}}{(T_i - T_o)}\right)^2} \quad (31)$$

Výpočet tepelného výkonu při fázové přeměně z plynu na kapalinu je vyjádřen *Rovnicí (32)* [20],

$$P_{pch} = \dot{m} \cdot (h_g - h_l) \quad (32)$$

kde rozdíl měrných entalpií plynu a kapaliny odpovídá měrnému skupenskému teplu (viz pododdíl 3.3.3). Do nejistoty tepelného výkonu (*Rovnice (33)* [40]) při fázové přeměny vstupuje nejistota měření tlaku, jež ovlivňuje velikost měrné entalpie.

$$Un_{P_{pch}} = P_{pch} \cdot \sqrt{\left(\frac{Un_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{Un_p}{p}\right)^2} \quad (33)$$

Výpočet se tedy rozdělí do třech intervalů. Pro výpočet tepelného výkonu chladiva v plynném skupenství náleží teplotní interval $\langle T_{H,i}; T_{Sat} \rangle$, kde $T_{H,i}$ je teplota chladiva na vstupu a T_{Sat} je saturační teplota chladiva. Výpočtu tepelného výkonu v kapalném skupenství odpovídá teplotní interval $\langle T_{Sat}; T_{H,o} \rangle$, kde $T_{H,o}$ je výstupní teplota chladiva. Fázové přeměně odpovídá saturační teplota. Ve výpočtech se uvažuje hmotnostní tok chladiva, měrná tepelná kapacita chladiva v odpovídajícím skupenství a měrná entalpie chladiva, protože se jedná tepelný výkon na straně chladiva. Dopočtené hodnoty tepelného výkonu z experimentu jsou uvedeny v *Tabulce 12*. Celkový tepelný výkon P_{global} je součtem tepelných výkonů ve všech třech intervalech a nejistota celkového tepelného výkonu je vyjádřena *Rovnicí (34)* [40].

$$Un_{P_{global}} = P_{global} \cdot \sqrt{\left(\frac{Un_{Pg}}{P_g}\right)^2 + \left(\frac{Un_{P_{pch}}}{(P_{pch})}\right)^2 + \left(\frac{Un_{Pl}}{(P_l)}\right)^2} \quad (34)$$

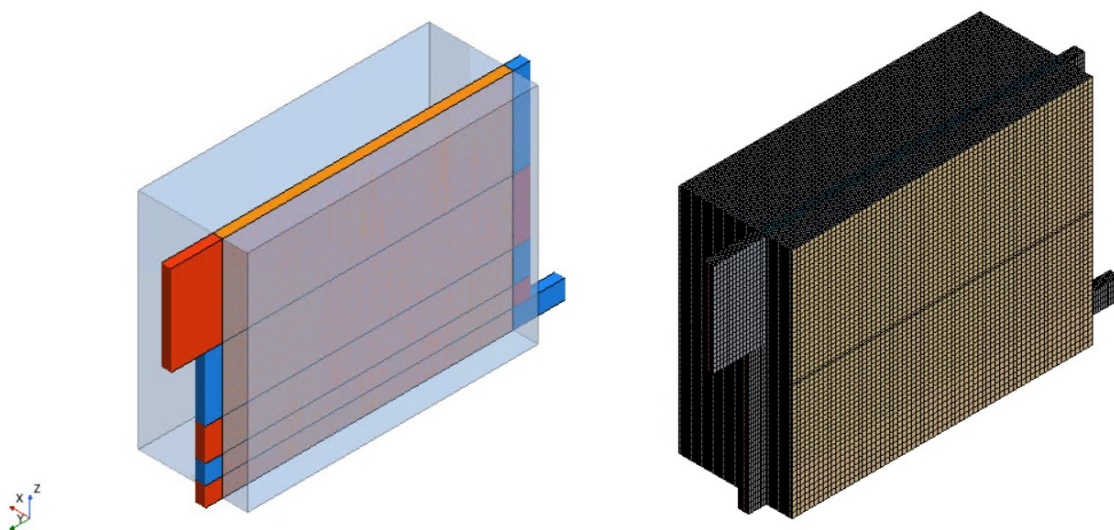
Tabulka 12: Změřený tepelný výkon kondenzátoru

	Tepelný výkon [W]
Plyn	84,64±3,92
Fázová přeměna	1619,75±64,84
Kapalina	28,76±1,33
Celkem	1733,15±133,04

6 Numerický model měřeného kondenzátoru

Pro modelování měřeného kondenzátoru byly aplikovány poznatky zjištěné v kapitole 4 a data naměřená při experimentální analýze zkoumaného kondenzátoru (viz kapitola 5). Fázová přeměna je zde zohledněna pomocí efektivní měrné tepelné kapacity.

Rozměry modelu jsou vytvořeny podle reálného kondenzátoru viz oddíl 5.2 a *Obrázek 44*. Tunel vzduchu je stejný jako v modelu, jenž je popsán v pododdílu 4.1.1, tedy 40 mm před kondenzátorem a 120 mm za ním. Kondenzátor má pět průchodů chladiva.



Obrázek 48: Model testovaného kondenzátoru a model sítě

Síť byla zvolena dvakrát jemnější než v případě vycházejícího z [1] (více v pododdílu 4.1.2), protože se jedná o menší tepelný výměník a protože jemnější síť ovlivnila průběh teploty chladiva v prvním průchodu v porovnání s referenční sítí (*Obrázek 28*). Kondenzátor má tedy ve směru x 8 elementů, které mají z čelního pohledu tvar čtverce o straně 6,925 mm.

Průchod chladiva kondenzátorem byl modelován v každém průchodu zvlášť (*Obrázek 23*) a předávání teploty bylo řešeno stejným způsobem, jak je popsáno v pododdílu 4.1.5. Numericky byl model optimalizován stejně jako model s efektivní měrnou tepelnou kapacitou, o němž pojednává pododdíl 4.1.5. Oproti tomuto modelu byla změněna velikost teplotního intervalu kolem saturační teploty z toho důvodu, že na testovaném kondenzátoru byla naměřena výstupní teplota chladiva velmi blízká saturační teplotě. Proto bylo nutné teplotní interval zmenšit, aby v modelu došlo k fázové přeměně chladiva na kapalinu. Předpis měrné tepelné

kapacity byl zadán *Tabulkou 13*. Teplotní interval je 1 K a je nastaven lineární nárůst na hodnotu efektivní měrné tepelné kapacity a lineární pokles z ní. Z důvodu lineárního nárůstu a poklesu byla zmenšena hodnota efektivní měrné tepelné kapacity (viz *Rovnice (21)* [34]), aby plocha ohraničená tvarem lichoběžníku odpovídala velikosti měrného skupenského tepla chladiva.

Tabulka 13: Předpis měrné tepelné kapacity

T [K]	C [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
100	1430
298,324	1430
298,824	117800
299,824	117800
300,324	1040
1000	1040

Okrajové podmínky modelu byly určeny z měření testovaného kondenzátoru. Jsou uvedeny v *Tabulce 14*. Modelu byla předepsána tabulka výkonu tzv. Q-Table, kde hmotnostnímu toku vzduchu odpovídá tepelný výkon 1733,147 W spočtený z měření kondenzátoru (*Tabulka 12*).

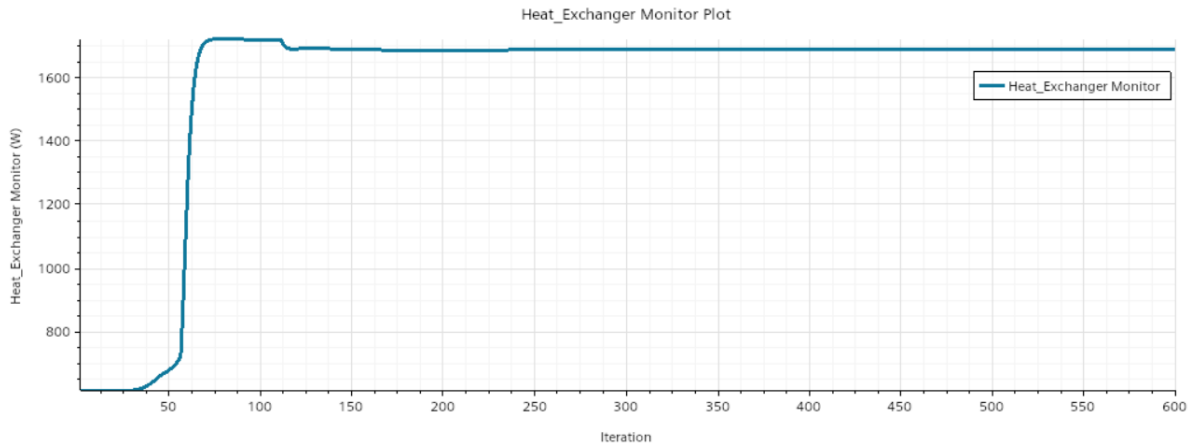
Tabulka 14: Okrajové podmínky modelu testovaného kondenzátoru

	Chladivo	Vzduch
Hmotnostní tok	0,009167 kg/s	0,3448 kg/s
Vstupní teplota	308,21 K	294,46 K

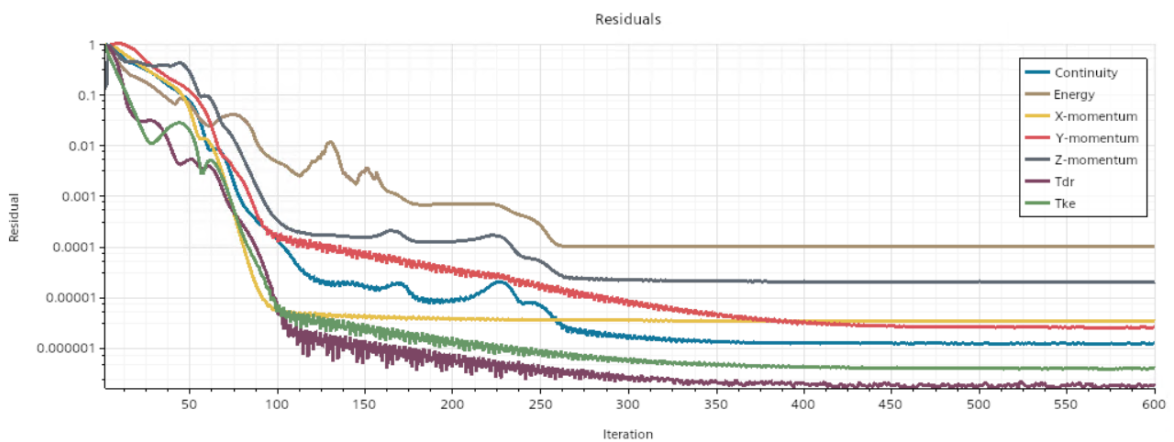
Materiálové vlastnosti chladiva jsou určeny naměřeným tlakem (6,9 bar) plynného chladiva vstupujícího do kondenzátoru. Hustota, dynamická viskozita a tepelná vodivost byla zvolena pro kapalné chladivo (viz *Tabulka 11*), protože bylo v oddíle 4.2 zjištěno, že tyto materiálové vlastnosti mají na parametry tepelného výměníku minimální vliv. Proudění chladiva a vzduchu bylo nastaveno na turbulentní stejně jako v předchozím případě popsaného v pododdílu 4.1.5.

7 Validace navrženého CFD modelu

Při simulaci modelu testovaného kondenzátoru bylo provedeno 600 iterací, při kterých byla dosažena numerická stabilita. Průběhy tepelného výkonu a reziduí v závislosti na počtu provedených iterací jsou zobrazeny na *Obrázku 49* a *Obrázku 50*.



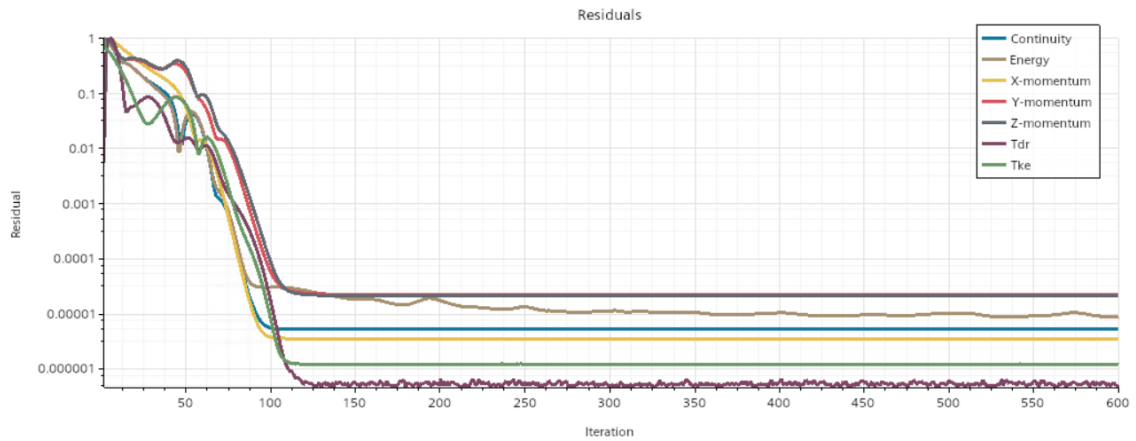
Obrázek 49: Průběh tepelného výkonu numerického modelu testovaného kondenzátoru v závislosti na počtu provedených iterací



Obrázek 50: Graf numerických reziduí numerického modelu testovaného kondenzátoru

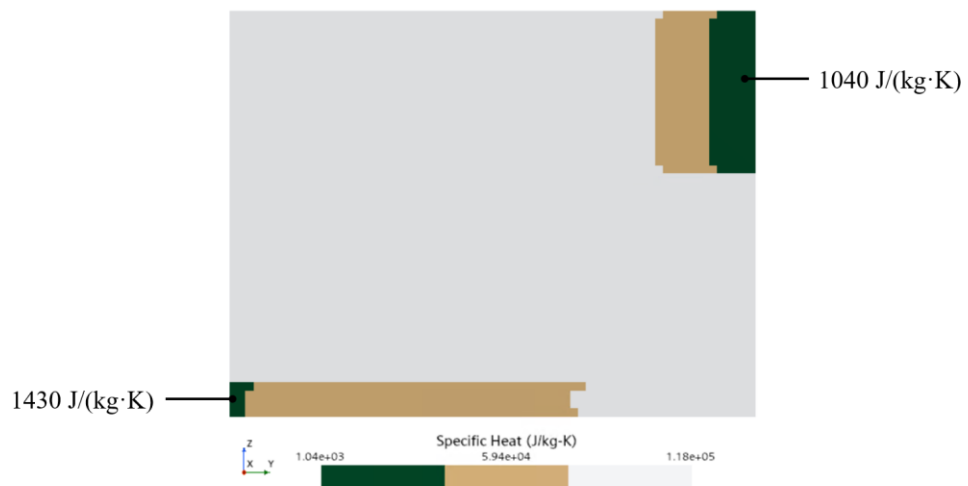
Navržený model využívající efektivní měrnou tepelnou kapacitu byl porovnán s modelem tzv. tepelného zdroje, kde není zohledněn průtok chladiva a regionu proudícího vzduchu je předepsán tepelný výkon (více viz pododdíl 4.1.3 a *Tabulka 4*). Byl zkoumán výpočetní čas, tedy za kolik sekund program vypočítá 600 iterací při použití stejného počtu jader procesoru (28 CPU). Modely mají na straně vzduchu stejnou síť. V případě modelu efektivní měrné tepelné kapacity vyšel výpočetní čas 605,2 sekund a v případě tzv. tepelného zdroje

414,6 sekund. Průběh numerických reziduí tzv. tepelného zdroje vykazuje lepší numerickou stabilitu (*Obrázek 51*) a kratší výpočetní čas o 31,5 % oproti modelu s efektivní měrnou tepelnou kapacitou (*Obrázek 50*).



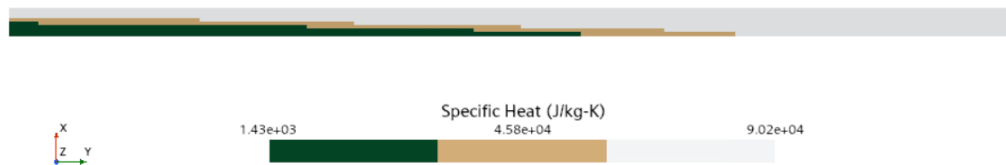
Obrázek 51: Graf numerických reziduí modelu tzv. tepelného zdroje testovaného kondenzátoru

Pro ilustraci průběhu fázové přeměny lze použít průběh velikosti měrné tepelné kapacity v řezu středem kondenzátoru v rovině *YZ* (*Obrázek 52*). Fázová přeměna (bílá oblast a béžová oblast – lineární přechod) chladiva nastává už v první polovině prvního průchodu a pokračuje až téměř do výstupu chladiva z kondenzátoru v pátém průchodu chladiva. Tmavě zelená oblast v prvním průchodu odpovídá měrné tepelné kapacitě plynu a tmavě zelená oblast v pátém průchodu odpovídá měrné tepelné kapacitě kapaliny.



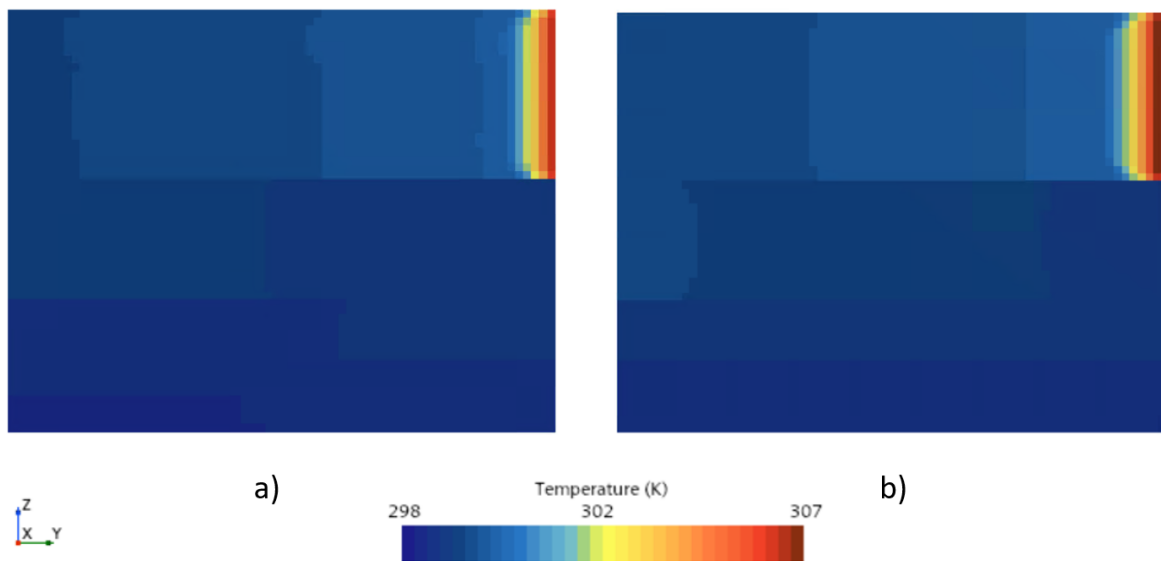
Obrázek 52: Průběh měrné tepelné kapacity chladiva v řezu kondenzátoru (rovina *YZ*)

Na *Obrázku 53*, kde je průběh měrné tepelné kapacity v řezu středem posledního (pátého) průchodu kondenzátoru v rovině XY , je vidět, že měrná tepelná kapacita chladiva není ve směru X konstantní. Chladný vzduch nejdříve odebírá teplo chladivu v přední části. Vzhledem k extrémně vysoké měrné tepelné kapacitě se vzduch ohřeje a není schopen dostatečně odvádět teplo chladivu v zadní části ve směru X . Proto je paradoxně více ochlazené chladivo v přední části kondenzátoru.



Obrázek 53: Průběh měrné tepelné kapacity chladiva v řezu kondenzátoru (rovina XY)

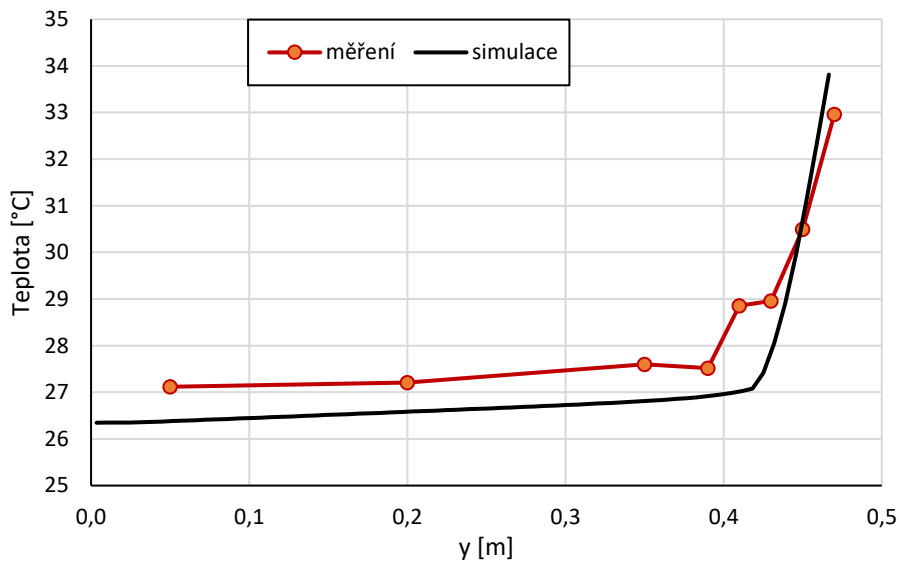
Průběh fázové přeměny chladiva v kondenzátoru taktéž dokládá *Obrázek 54*, kde jsou zobrazeny teploty chladiva a vzduchu zadní stěny kondenzátoru v rovině YZ .



Obrázek 54: Průběh teploty vzduchu (a) a chladiva (b) zadní stěny kondenzátoru (rovina YZ)

Z *Obrázku 54* je zřejmé, že teplota nejstrměji klesá na začátku prvního průchodu. Po dosažení vrchní hranice teplotního intervalu kolem saturační teploty gradient prudce klesá a teplota je téměř konstantní, což odpovídá simulaci fázové přeměny, která pokračuje až do výstupu chladiva z kondenzátoru. Nižší teploty, než je spodní hranice teplotního intervalu kolem

saturační teploty, dosáhne chladivo například v řezu středem kondenzátoru (viz *Obrázek 52* a *Obrázek 53*).



Obrázek 55: Porovnání průběhu teplot chladiva v prvním průchodu na zadní stěně kondenzátoru

Graf teploty chladiva v prvním průchodu na zadní stěně numerického modelu kondenzátoru (*Obrázek 55*) má velmi podobný průběh jako graf vytvořený z nepřímo měřených teplot chladiva na zadní stěně kondenzátoru pomocí snímačů Pt100 (viz oddíl 5.4). Oba průběhy teplot mají velký gradient na vstupu chladiva na vstupu do kondenzátoru a poté se ustálí na teplotě blízké saturační.

Tabulka 15: Porovnání parametrů měřeného kondenzátoru a numerického modelu

	Měření	Simulace
Tepelný výkon	1733,15 W	1686,84 W
Výstupní teplota chladiva	23,98 °C	24,43 °C

Numerická simulace s efektivní měrnou tepelnou kapacitou má menší tepelný výkon o 2,67 % (rozdíl 46,31 W) a výstupní teplotu chladiva vyšší o 1,85 % (rozdíl 0,45 °C), než byla naměřena na testovaném kondenzátoru.

ZÁVĚR

V této diplomové práci jsou podrobně rozebrány jednotlivé přístupy analytického a numerického výpočtu automobilového kondenzátoru. Hlavním cílem práce je vytvoření funkčního numerického modelu kondenzátoru zohledňující fázovou přeměnu chladiva v programu Siemens Star-CCM+. Pro následnou validaci modelu bylo provedeno experimentální měření kondenzátoru.

Před vytvořením finálního modelu byly zkoumány různé přístupy výpočtu přestupu tepla v kondenzátoru na modelu popsaném v [1]. Konkrétně se jednalo o přístupy, které umožňuje výpočetní software Siemens Star-CCM+. V praxi často používaný jednoduchý přístup tzv. tepelného zdroje odvedl požadované teplo (viz *Tabulka 4*), avšak nezohlednil průchod chladiva kondenzátorem. Výsledkem byla uniformní teplota vzduchu na výstupu z kondenzátoru (*Obrázek 33*), což neodpovídá reálnému chování systému. Dalším zkoumaným přístupem byl tzv. Dual Stream, který je více rozebrán v pododdílu 3.3.2. U této metody lze zadat předepsanou vstupní teplotu chladiva, nebo předepsaný tepelný výkon. V případě předepsaného tepelného výkonu došlo k extrémnímu navýšení vstupní teploty chladiva (viz *Tabulka 5*), aby dosáhl požadovaného výkonu. Naopak v případě předepsané vstupní teploty chladiva došlo k vyrovnání teploty vzduchu a chladiva už v prvním průchodu a kondenzátor odvedl zhruba třetinový výkon (*Tabulka 4*). Žádná z těchto metod v sobě neměla implementovánu fázovou přeměnu, ke které v kondenzátoru dochází.

Na přístupech bez fázové přeměny byl také zkoumán vliv zvolených materiálových vlastností chladiva, kdy jako stěžejní parametr vyvstala měrná tepelná kapacita, od které se odvíjel tepelný výkon kondenzátoru (viz *Tabulka 4*). Předepsání turbulentního, nebo nevazkého proudění měl minimální vliv. Byla provedena citlivostní analýza použité sítě na tepelný výkon, kdy síť použitá v [1] vyšla dostatečně jemná (*Tabulka 1*), nicméně hustší síť ovlivnila průběh teploty chladiva v prvním průchodu kondenzátoru (viz *Obrázek 28* a *Obrázek 29*).

S využitím těchto poznatků byl vytvořen model kondenzátoru využívající efektivní měrné tepelné kapacity, jež je teoreticky rozebrána v pododdíle 3.3.3. Tento model byl vytvořen podle přístupu Dual Stream s předepsanou vstupní teplotou. Byl pouze změněn předpis měrné tepelné kapacity (předtím pro celé chladivo konstantní) v závislosti na teplotě chladiva. To mělo za následek obtížnější numerickou stabilitu, jež byla podchycena několika opatřeními více

popsanými v pododdílu 4.1.5. Ve srovnání s ostatními přístupy dokázal tento model pomocí skokovému nárůstu měrné tepelné kapacity udržet saturační teplotu ve značné části kondenzátoru (viz *Obrázek 40* a *Obrázek 41*). Při této teplotě dochází ke změně skupenství z plynného na kapalné. Odvedené teplo tohoto modelu kondenzátoru bylo menší o 0,45 %, než bylo naměřeno v experimentu v [1], což je lepší výsledek než způsob výpočtu popsany v témž článku (*Tabulka 6*).

V další části této práce bylo nutné experimentálně změřit reálný kondenzátor, protože naměřená data sloužila k nastavení počátečních a okrajových podmínek numerického modelu a taktéž k následnému ověření správnosti výpočtů. Měřena byla rychlost a teplota vzduchu pomocí anemometru (oddíl 5.3), nepřímo byla odečítána teplota chladiva na zadní stěně kondenzátoru snímači Pt100 (oddíl 5.4) a byl měřen průtok a tlak chladiva. Z těchto naměřených hodnot a materiálových vlastností chladiva R134a byl v oddílu 5.5 dopočítán tepelný výkon kondenzátoru.

Následně byl na stejnou geometrii a na stejné počáteční a okrajové podmínky sestaven numerický model s efektivní měrnou tepelnou kapacitou. Tento model vycházel taktéž z poznatků uvedených v kapitole 4. Výsledné porovnání experimentální a numerické analýzy tohoto kondenzátoru jsou popsány v kapitole 7. Tepelný výkon numerického modelu je o 2,67 % nižší než v experimentu a výstupní teplota chladiva je v simulaci vyšší o 1,85 %. Numerický model s využitím efektivní měrné tepelné kapacity tedy umožňuje velmi přesnou simulaci tepelných procesů v kondenzátoru a je vhodný pro průmyslovou aplikaci.

Pro dosažení lepších výsledků by bylo vhodné provést přesnější měření kondenzátoru. Konkrétně použít měřící snímače s větší přesností, například snímače teploty Pt100 třídy A. V průběhu měření byl také problém s oscilující hodnotou průtoku chladiva způsobenou nejspíš nedostatečným množstvím chladiva v systému, nebo vadným průtokoměrem. Zprůměrováním hmotnostního toku mohla být vytvořena velká systematická chyba, protože na velikosti hmotnostního toku závisí výpočet tepelného výkonu. Dalším bodem pro budoucí zkoumání může být numerická stabilita navrženého přístupu zvláště v případě modelu celého vozidla a působení kondenzátoru na další tepelné výměníky v motorovém prostoru.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] PERVAIZ, Mehtab M., et al. *Numerical methodology for automotive radiator and condenser simulations*. SAE transactions, 1997, 2475-2501.
- [2] Petřík, Vojtěch. *Výpočet přestupu tepla automobilového výměníku*. Pardubice, 2023. bakalářská práce (Bc.). Univerzita Pardubice. Dopravní fakulta Jana Pernera
- [3] BERGMAN, Theodore L. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [4] KIM, Hak Jun; KIM, Charn-Jung. *A numerical analysis for the cooling module related to automobile air-conditioning system*. Applied Thermal Engineering, 2008, 28.14-15: 1896-1905.
- [5] ZHANG, Zhenying, et al. *The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 91: 443-463.
- [6] *T 14 Chlazení motorů, údržba, opravy chladicích soustav* [online]. ePubli webová knihovna. [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/14.html>
- [7] *D&W Diesel* [online]. D&W Diesel [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://dwdiesel.com/Articles>
- [8] MUQEEM, Mohd. *Turbocharging with air conditioner assisted intercooler*. Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2012, 2.3: 38-44.
- [9] TOPORCER, Emil; TUČNIK, Peter; CISEK, Jerzy. *Intercooler for extremely low temperatures of charging*. Journal of KONES, 2010, 17: 529-536.
- [10] *Automatic Transmission Cooling System*. Go4trans [online]. Copyright © Go4trans. All Rights Reserved. [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://go4trans.com/technical-transmission-general-articles/automatic-transmission-cooling-system/>
- [11] *4l60e Transmission Cooler Line Diagram & Flow Direction* [online]. 1. 9. 2021 [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://cpt4l60e.com/4l60e-transmission-cooler-line-flow/>

- [12] SCHOLEM, B. *Importance of Engine Oil Cooling in Classic Cars* [online]. Classic Auto Advisors, 27. 7. 2022 [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://classicautoadvisors.com/2022/07/27/importance-of-engine-oil-cooling/>
- [13] *Cool Fuel* [online]. 1. 12. 2017 [cit. 2025-05-02]. DPChip. Dostupné z: <https://www.dpchip.com/in-the-press/cool-fuel>
- [14] *Power Steering Oil Coolers* [online]. [s. d.] [cit. 2025-05-02]. Hayden Automotive. Dostupné z: <https://www.haydenauto.com/en/products/engine-power-steering-cooler/hayden-engine-power-steering-oil-coolers/power-steering-oil-coolers>
- [15] *What Does a Power Steering Cooler Do* [online]. [s. d.] [cit. 2025-05-02]. PSCoolers.com. Dostupné z: <https://www.powersteeringcoolers.com/power-steering-q-a/what-is/what-does-a-power-steering-cooler-do>
- [16] *Termomanagement elektromobilů a tepelné čerpadlo* [online]. Automobil Revue. Copyright © 13. 4. 2022 [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/technika/termomanagement-elektromobilu-a-tepelne-cerpadlo_48577.html
- [17] KÖNIG, Adrian, et al. *The impact of HVAC on the development of autonomous and electric vehicle concepts*. *Energies*, 2022, 15.2: 441.
- [18] GSCHEIDLE, R. a kol. *Příručka pro automechanika*. 2. vyd. Praha: Sobotáles, 2002. 640 s. ISBN 80-85920-83-2
- [19] DALY, Steven. *Automotive air conditioning and climate control systems*. Elsevier, 2011.
- [20] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. České vysoké učení technické v Praze, 2008.
- [21] DAI, Yiping; WANG, Jiangfeng; GAO, Lin. *Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery*. *Energy conversion and management*, 2009, 50.3: 576-582.
- [22] *Základní chladiva užívaná v současné době v klimatizacích (R410-A, R407c, R32)* [online]. achs.cz [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://achs.cz/rady-klimatizace/zakladni-chladiva-uzivana-v-soucasne-dobe-v-klimatizacich-r410-a-r407c-r32/>

- [23] WANG, Chi-Chuan. *System performance of R-1234yf refrigerant in air-conditioning and heat pump system—An overview of current status*. Applied Thermal Engineering, 2014, 73.2: 1412-1420.
- [24] YE, Liang; TONG, Ming Wei; ZENG, Xin. *Design and analysis of multiple parallel-pass condensers*. International journal of refrigeration, 2009, 32.6: 1153-1161.
- [25] KAYS, William Morrow; LONDON, Alexander Louis. *Compact heat exchangers*. 1984.
- [26] JETER, Sheldon M. *Effectiveness and LMTD correction factor of the cross flow exchanger: A simplified and unified treatment*. In: ASEE Southeast Section Conference. Citeseer, 2006. p. 1-10.
- [27] MACHÁČKOVÁ, Adéla; KOCICH, Radim. *Sdílení tepla a proudění*. VŠB–Technická univerzita Ostrava, 2012.
- [28] KOZUBKOVÁ, Milada; BLEJCHAŘ, Tomáš; BOJKO, Marian. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti: učební text*. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011.
- [29] *What is Computational Fluid Dynamics?* [online]. Ansys [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://www.ansys.com/simulation-topics/what-is-computational-fluid-dynamics>
- [30] MCLEAN, Doug. *Understanding aerodynamics: arguing from the real physics*. John Wiley & Sons, 2012.
- [31] ANSYS Fluent Documentation, release 12.0
- [32] Simcenter STAR-CCM+ Version 2410 Documentation. Siemens Digital Industries Software, 2024.
- [33] SCHMID, Michal. *CFD model of vehicle condenser*. Online, disertační práce. Univerzita Pardubice, 2024-01-03. Dostupné z: <https://hdl.handle.net/10195/82422>. [cit. 2025-05-02].
- [34] KAGA, Kunihiro, et al. *Predicting the capacity of a heat exchanger by a thermal network method*. Heat Transfer—Asian Research: Co-sponsored by the Society of Chemical Engineers of Japan and the Heat Transfer Division of ASME, 2002, 31.2: 128-140.

- [35] CHOE, Hee Su, et al. *Application of the mesh adaptation technique to effective heat capacity method for melting simulation of the first wall in breeding blanket under high heat flux condition*. Fusion Engineering and Design, 2018, 136: 891-896.
- [36] ASGHARIAN, Hossein; BANIASADI, Ehsan. *A review on modeling and simulation of solar energy storage systems based on phase change materials*. Journal of Energy Storage, 2019, 21: 186-201.
- [37] GAO, Yi; MENG, Xi. *A comprehensive review of integrating phase change materials in building bricks: Methods, performance and applications*. Journal of Energy storage, 2023, 62: 106913.
- [38] Freon 134a Refrigerant (R-134a): *Thermodynamic properties (SI units)* [online]. 2023 [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: <https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon134a-si-thermodynamic-properties.pdf>
- [39] *Calculation of thermodynamic state variables of Tetrafluorethan - R134a* [online]. [cit. 2025-05-02]. Dostupné z: https://www.peacesoftware.de/einigewerte/r134a_e.html
- [40] TATARA, R. A.; LUPIA, G. M. *Assessing heat exchanger performance data using temperature measurement uncertainty*. International Journal of Engineering, Science and Technology, 2011, 3.8: 1-12.
- [41] SCHMID, Michal, et al. *Importance of Three-Dimensional Vehicle Heat Exchanger Modeling*. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2022, 14.7: 071010.
- [42] TISCHER, Steffen; CORREA, Chrys; DEUTSCHMANN, Olaf. *Transient three-dimensional simulations of a catalytic combustion monolith using detailed models for heterogeneous and homogeneous reactions and transport phenomena*. Catalysis Today, 2001, 69.1-4: 57-62.

PŘÍLOHY

PŘÍLOHA A: Fotografie rozřezaného kondenzátoru	85
--	----

PŘÍLOHA A: Fotografie rozřezaného kondenzátoru

