

UNIVERZITA PARDUBICE

DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

Vojtěch Petřík

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Výpočet přestupu tepla automobilového výměníku
Bakalářská práce

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pemera
Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Vojtěch Petřík**
Osobní číslo: **D20266**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Výpočet přestupu tepla automobilového výměníku**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Práce se zaměří na analytické výpočty přestupu tepla v rámci tepelných výměníků v automobilovém průmyslu. Z konstrukčního hlediska porovná řešení pro automobil se spalovacím motorem a elektromobil. V rámci spolupráce s firmou Škoda Auto a.s. zohlední při výpočtu teplot průtok chladiva.

Vypracovat:

1. Rešerši na téma tepelných výměníků v motorovém prostoru osobního automobilu.
2. Porovnat řešení pro automobil se spalovacím a elektrickým pohonem.
3. Porovnání přístupů na výpočet přestupu tepla v tepelných výměnících.
4. Zohlednění průtoku chladiva při výpočtu.

Rozsah pracovní zprávy: **35 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování bakalářské 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. Vyd. 2. Praha. Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03475-5.
- [4] Baláš, M.: *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-214-5769-0.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Schmid**
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Školitel specialista bakalářské práce: **Ing. Vilém Skarolek, Ph.D.**
Škoda Auto a.s.

Datum zadání bakalářské práce: **10. února 2023**
Termín odevzdání bakalářské práce: **15. května 2023**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem Výpočet přestupu tepla automobilového výměníku 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.

V Pardubicích dne 3. 5. 2023

Vojtěch Petřík v. r.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce Ing. Michalu Schmidovi za to, že mně vždy ochotně dokázal navést správným směrem, pomohl mě se zorientovat v této problematice, za pomoc se softwarem Siemens Star-CCM+ a za poskytnutí velkého množství podkladů.

ANOTACE

Práce je zaměřena na tepelné výměníky používané v automobilech a výpočty přestupu tepla. Obsahuje rešerši na formy sdílení tepla, na základní typy tepelných výměníků a na jejich využití v automobilech se spalovacím motorem a s elektromotorem. Dále se zabývá analytickými metodami výpočtu přestupu tepla ve výměnících. Ve výpočetní části porovnává analytické výpočty parametrů výměníku, vliv průtoku chladiva a pomocí numerického programu Siemens Star CCM+ zkoumá vliv uniformity vstupní teploty vzduchu.

KLÍČOVÁ SLOVA

tepelné výměníky, chladič, přestup tepla, tepelný výkon, ε -NTU metoda

TITLE

Calculation of the heat transfer of the automotive heat exchanger

ANNOTATION

The work is focused on automotive heat exchangers and related heat transfer calculations. It contains a literature review of heat transfer phenomena, heat exchangers, and applications for combustion as well as electric engine vehicles. Further, analytical methods for calculating heat transfer within the heat exchangers are studied and compared. The calculation part of the work studies the effect of multiple parameters of heat exchangers on performance, including the effect of the coolant flow. Numerical simulations performed in Siemens Star-CCM+ software, examine the effect of the uniformity of the inlet air temperature. Numerical results were compared with analytical solution and discussed.

KEYWORDS

heat exchangers, radiator, heat transfer, heat performance, ε -NTU method

OBSAH

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK.....	10
SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK	12
ÚVOD.....	15
1 SDÍLENÍ TEPLA	16
1.1 Sdílení tepla vedením (kondukce).....	16
1.2 Sdílení tepla prouděním (konvekce)	18
1.3 Sdílení tepla zářením (radiace).....	19
2 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	22
2.1 Souproudé výměníky	22
2.1.1 LMTD metoda	23
2.2 Protiproudé výměníky	24
2.2.1 LMTD metoda	24
2.3 Křížové výměníky	26
2.3.1 ϵ -NTU	26
2.3.2 LMTD metoda	29
3 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY V AUTOMOBILECH	31
3.1 Chlazení spalovacího motoru.....	31
3.1.1 Ventilátor	33
3.1.2 Chladič	33
3.2 Klimatizace a chladicí soustava kabiny automobilu	37
3.2.1 Okruh vzduchu.....	37
3.2.2 Okruh chladiva.....	38
3.3 Chlazení plnicího vzduchu	40
3.4 Chlazení oleje v automatické převodovce.....	40
3.5 Chlazení motorového oleje	42
3.6 Chlazení paliva.....	42
3.7 Chlazení kapaliny posilovače řízení.....	43

3.8	Termomanagement elektromobilů	43
3.8.1	Vytápění a chlazení interiéru	44
3.8.2	Chlazení elektromotoru.....	44
3.8.3	Vytápění a chlazení akumulátoru	44
3.8.4	Tepelné čerpadlo.....	45
4	Výpočetní část.....	47
4.1	ϵ -NTU.....	47
4.2	Křížové výměníky	47
4.2.1	Účinnost podle metody ϵ -NTU	47
4.2.2	Vliv průtoku chladiva	48
4.3	Porovnání přístupu při analytickém výpočtu tepelných výměníků.....	51
4.4	Tepelný výkon výměníků (Q-table)	52
4.5	Numerické výpočty	53
4.5.1	Geometrie.....	54
4.5.2	Síť	55
4.5.3	Okrajové podmínky	55
4.5.4	Parametry médií.....	56
4.5.5	Výpočet a výsledky.....	56
	ZÁVĚR	60
	POUŽITÁ LITERATURA	61
	SEZNAM PŘÍLOH.....	64

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK

Obrázek 1: Diagram závislosti tepelné vodivosti významných látek na teplotě	17
Obrázek 2: Prostup tepla rovinnou stěnou	17
Obrázek 3: Kombinovaný přestup tepla (prostup tepla) rovinnou deskou	19
Obrázek 4: Černé těleso	20
Obrázek 5: Radiační vlastnosti	21
Obrázek 6: Souproudý výměník	23
Obrázek 7: Průběh tepelné výměny souproudého tepelného výměníku	23
Obrázek 8: Protiproudý výměník	24
Obrázek 9: Průběh tepelné výměny protiproudého tepelného výměníku	25
Obrázek 10: Křížový výmění.....	26
Obrázek 11: Schéma křížového výměníku s chladivem proudícím v jedné trubce se vzduchem obtékajícím vně trubky mezi žebry	27
Obrázek 12: Schéma rozmístění tepelných výměníků v motorové prostoru	31
Obrázek 13: Schéma malého a velkého okruhu	32
Obrázek 14: Kapalinové chlazení s nuceným oběhem	33
Obrázek 15: Chladicí souprava s chladičem s příčným průtokem	34
Obrázek 16: Průřez hliníkovou vložkou chladiče a nasunutí chladících trubek do víka chladicí komory	34
Obrázek 17: a) Schéma konfigurace chladicího modulu, proudění vzduchu v motorovém prostoru vozidla b) Průběh tlaku skrz komponenty	36
Obrázek 18: Tlaková ztráta v závislosti na rychlosti okolního vzduchu	37
Obrázek 19: Rozvod vzduchu	38
Obrázek 20: Okruh chladiva	39
Obrázek 21: Chladič plnicího vzduchu	40
Obrázek 22: Chladič chladicí kapaliny (Radiator) s chladičem oleje převodovky (Transmission Cooler) uvnitř	41
Obrázek 23: Chlazení oleje převodovky v malém výměníku v chladiči motoru a v externím chladiči oleje	41
Obrázek 24: Křížový chladič motorového oleje	42
Obrázek 25: Termomanagement Audi e-tron GT	44
Obrázek 26: Termomanagement elektromobilů PSA s tepelným čerpadlem	46
Obrázek 27: Závislost účinnosti na NTU a \dot{C}_r	48
Obrázek 28: Graf závislosti tepelného výkonu výměníku na hmotnostním toku chladiva	49
Obrázek 29: Graf závislosti vstupní teploty chladiva na hmotnostním toku chladiva	50
Obrázek 30: Graf závislosti vstupní teploty vzduchu na hmotnostním toku chladiva	50
Obrázek 31: Graf závislosti hmotnostního toku vzduchu na hmotnostním toku chladiva	51
Obrázek 32: Model křížového tepelného výměníku	54
Obrázek 33: Model sítě v řezu chladiče	55
Obrázek 34: Průběh tepelného výkonu křížového výměníku s konstantní vstupní teplotou vzduchu v závislosti na počtu provedených iterací	57
Obrázek 35: Graf numerických reziduí pro křížový výměník s konstantní vstupní teplotou vzduchu	57

Tabulka 1: Hodnoty tlakové ztráty v závislosti na rychlosti okolního vzduchu.....	36
Tabulka 2: Porovnání přístupu ε -NTU a LMTD u různých typů tepelných výměníků.....	52
Tabulka 3: Tepelný výkon křížového výměníku	53
Tabulka 4: Výpočet účinnosti křížového výměníku jako poměr tepelných výkonů	53
Tabulka 5: Počet buněk, stran a vrcholů v jednotlivých částech tepelného výměníku	55
Tabulka 6: Okrajové podmínky tekutin	56
Tabulka 7: Materiálové vlastnosti tekutin	56
Tabulka 8: Uniformita teploty vzduchu na vstupu a výstupu.....	58
Tabulka 9: Tepelný výkon chladiče v závislosti na uniformitě vstupní teploty vzduchu.....	59

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

A	pohltivost	[-]
C	měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
\dot{C}	kapacitní tok	[W·K ⁻¹]
\dot{C}_r	poměr kapacitních toků	[-]
D	propustnost	[-]
dx	element délky	[m]
d _h	průměr	[m]
E	intenzita vyzařování	[W·m ⁻²]
E ₀	intenzita vyzařování černého tělesa	[W·m ⁻²]
E _r	emisivita	[-]
F _G	geometrický korekční faktor	[-]
G	viskózní koeficient	[m ⁻²]
H	setrvačný koeficient	[m ⁻¹]
k	součinitel prostupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
L	délka	[m]
L _{char}	charakteristický délkový rozměr	[m]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
n	normálový vektor	[m]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
NTU	Number of Transfer Units (bezrozměrné kritérium počtu převedených jednotek tepla)	[-]
P	tepelný tok (tepelný výkon)	[W]
P _č	výkon čerpadla	[W]

Δp	tlaková ztráta	[Pa]
Q	teplo	[J]
Q_m	hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
q	hustota tepelného toku	[W·m ⁻²]
q_{konvekce}	hustota tepelného toku při proudění	[W·m ⁻²]
R	odrazivost	[-]
R_{HC}	poměr teplotních rozdílů	[-]
S	plocha	[m ²]
S_f	plocha nekonečně malého elementu	
s	tloušťka stěny	[m]
T	termodynamická teplota	[K]
T_{povrch}	termodynamická teplota povrchu	[K]
T_{tekutina}	termodynamická teplota tekutiny	[K]
T_{ok}	termodynamická teplota okolí	[K]
ΔT_{lm}	logaritmický střední teplotní rozdíl	[K]
\bar{T}	průměrná termodynamická teplota	[K]
T_f	termodynamická teplota nekonečně malého elementu	
v	rychlost	[m·s ⁻¹]
α	součinitel přestupu tepla konvekcí	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
ε	smluvní účinnost	[-]
ε_L	lokální účinnost	[-]
ζ	koeficient místní ztráty	[-]
η	dynamická viskozita	[Pa·s]
θ	uniformita	[-]

λ	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
μ	poměr teplotních rozdílů	$[-]$
ρ	hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
σ	Stefanova – Boltzmannova konstanta	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}]$
τ	čas	$[\text{s}]$
ω	koeficient třecí ztráty	$[-]$
max	maximální	dolní index
min	minimální	dolní index
i	vstupní (in)	dolní index
o	výstupní (out)	dolní index
C	ohřívané (Cold)	dolní index
H	ochlazované (Hot)	dolní index

ÚVOD

V silničních vozidlech mají tepelné výměníky klíčovou roli. Zabraňují přehřátí a možnému poškození spalovacího motoru. V dnešní době, kdy se automobilový průmysl připravuje na přechod od spalovacích motorů k elektromotorům, se klade také důraz na termomanagement elektromobilů. Automobily na elektrický pohon také využívají přestupy tepla k chlazení (ohřátí) akumulátoru, k chlazení elektromotoru a k udržení vhodné teploty v kabině vozu.

Tepelné výměníky mají a budou mít tedy zásadní vliv na fungování automobilu jako celku. Proto je nutné vybrat nebo navrhnout vhodný výměník pro účely a podmínky provozu daného vozidla. K určení potřebných parametrů výměníku slouží mnoho výpočetních metod, které mají své výhody a nevýhody.

K správnému pochopení funkce tepelných výměníků je nutné popsat, jakým způsobem se může sdílet teplo. Všechny tři formy přenosu tepla – vedení, proudění, záření – jsou rozebrány v první kapitole. Druhá kapitola se věnuje základním třem typům tepelných výměníků (soproudé, protisoproudé a křížové) a u každého z nich ukazuje analytickou metodu výpočtu LMTD. U křížových výměníků, které se nejčastěji používají v automobilech, je navíc odvozen analytický výpočet metodou ε -NTU. Poslední teoretickou částí jsou tepelné výměníky v automobilech. Výměníky neslouží jen k odvodu tepla ze spalovacího motoru, ale používají se v klimatizaci, v některých případech k chlazení plnicího vzduchu u automobilů s turbodmyčadlem, k chlazení motorového oleje a oleje v automatické převodovce, k chlazení paliva a k chlazení kapaliny posilovače řízení. V neposlední řadě je věnována pozornost termomanagementu elektromobilů.

Ve výpočetní části se zkoumá vliv průtoku chladiva křížovým výměníkem a jeho účinnosti podle metody ε -NTU v závislosti na měnících se vstupních parametrech. Dále se zde porovnávají přístupy při analytickém výpočtu tepelných výměníků konkrétně metoda LMTD a ε -NTU. Poslední část se zabývá numerickými výpočty za použití softwaru Siemens Star-CCM+. Díky 3D modelu lze určit vliv uniformity vstupní teploty vzduchu do chladiče.

Cílem práce je porovnat přístupy na výpočet přestupu tepla v tepelných výměnících, určit vliv průtoku chladiva na parametry výměníku a vypracovat rešerši tepelných výměníků v automobilech.

1 SDÍLENÍ TEPLA

Teplu může být sdíleno třemi různými formami – vedením, prouděním a zářením. Tyto tři způsoby se podílí na chlazení automobilů a jsou popsány níže v této kapitole.

1.1 Sdílení tepla vedením (kondukcí)

Vedení tepla probíhá především v tuhých látkách, ale také v tekutinách. Je dán tepelným pohybem atomů, molekul a iontů a jejich vzájemnou interakcí. K sdílení tepla vedením dochází jen pokud je v tělese nerovnoměrně rozložená teplota (druhý termodynamický zákon). [4]

Množství přeneseného tepla přes povrch o stejné teplotě (izotermický povrch) za čas je tepelný tok P . Hustota tepelného toku q je tepelný tok vztažený na jednotku izotermické plochy. Jejich vztah je popsán *Rovnicí 1* [4].

$$P = q \cdot S \quad (1)$$

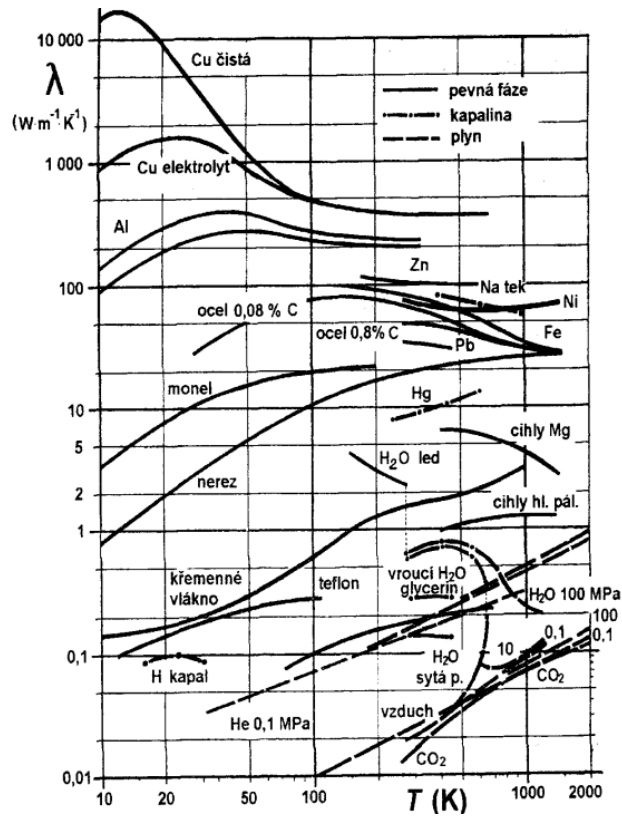
Množství tepla Q je součin tepelného toku a času (*Rovnice 2* [4]).

$$Q = P \cdot \tau \quad (2)$$

Dle prvního Fourierova zákona je hustota tepelného toku přímo úměrná zápornému gradientu teploty (*Rovnice 3* [4]). Záporné znaménko je tam z důvodu, že teplo se předává z teplejší části tělesa do chladnější části (teplota klesá, proto záporný gradient ve směru tepelného toku). [4]

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad (3)$$

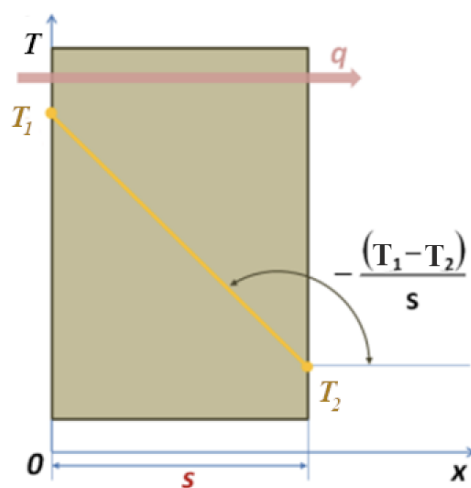
Kde veličina λ je součinitel tepelné vodivosti, což je materiálová vlastnost tepelně vodivého prostředí a závisí hlavně na teplotě a u plynů na tlaku. Diagram závislosti součinitele tepelné vodivosti na teplotě u některých významných látek je na *Obrázku 1* [1]. Zjišťuje se experimentálně. V jednoduchých případech se považuje za konstantní, nebo se v daném teplotním intervalu linearizuje. Pokud se ale jedná o nehomogenní a neizotropní materiál, je tepelná vodivost závislá na poloze a směru a považuje se za tenzorovou veličinu. [1] [4]



Obrázek 1: Diagram závislosti tepelné vodivosti významných látek na teplotě [1]

Pro rovinnou stěnu o tloušťce s a s povrchy o teplotě T_1 a T_2 (Obrázek 2 [4]) a s konstantním součinitelem tepelné vodivosti se hustota tepelného toku počítá dle Rovnice 4 [4].

$$q = \frac{\lambda}{s} (T_1 - T_2) \quad (4)$$



Obrázek 2: Prostup tepla rovinnou stěnou [4]

1.2 Sdílení tepla prouděním (konvekce)

K výměně tepla konvekcí dochází pohybem tekutiny. Například mezi tekutinou a pevnou látkou, kde tekutina omývá tuhé těleso a odebírá/předává mu teplo. Mezi dvěma kapalnými látkami nebo dvěma plynnými látkami může také docházet ke sdílení tepla prouděním. [4]

Při přenosu tepla prouděním dochází také sdílení tepla vedením. Proto se tento přenos tepla často nazývá konvečně-kondukční sdílení tepla. Poměr konvekce a kondukce je daná podle fyzikálních vlastností proudící tekutiny (množství tepla předaného prouděním roste s intenzitou pohybu molekul). [4]

Konvekce se dělí na přirozenou a nucenou. Přirozená (volná) konvekce vzniká vlivem gravitačního pole působícího na nerovnoměrně rozloženou teplotu v tekutině. Nucená konvekce je způsobena externím zásahem do tekutiny. Například je urychlena pomocí ventilátoru. Přirozená i nucená konvekce působí často společně. Podíl přirozené a nucené konvekce je závislý na velikosti teplotního gradientu a na urychlování tekutiny vnějším činitelem. [4]

Sdílení tepla mezi proudící tekutinou a tuhou stěnou se nazývá přestup tepla. Teplo se šíří ze stěny kondukcí přes laminární podvrstvu a dále se šíří konvekcí. Přestup tepla lze matematicky vyjádřit pomocí měrného tepelného toku q ve směru normály n k povrchu (Rovnice 5 [4]).

$$q_{konvekce} = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right) = \alpha \cdot (T_{povrch} - T_{tekutina}) \quad (5)$$

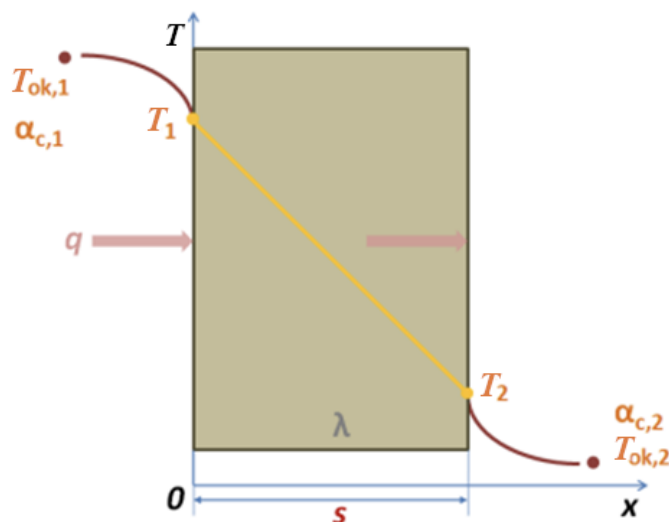
Součinitel přestupu tepla konvekcí α lze z Rovnice 6 [4] vyjádřit:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{T_{povrch} - T_{tekutina}} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right) \quad (6)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí vyjadřuje množství tepla za jednotkový čas mezi tekutinou a jednotkovou plochou stěny, pokud je rozdíl teplot mezi stěnou a tekutinou 1 K. Intenzita přestupu je na něm přímo úměrná. Kvůli tomu že závisí na všech veličinách, které ovlivňují proudění v okolí stěny (charakteristický délkový rozměr, hustota tekutiny, charakteristická rychlost, dynamická viskozita, tepelná vodivost tekutiny aj.), se používají k zpracování závislosti součinitele přestupu tepla teorie fyzikální podobnosti. Za daných podobnostních zákonů je možné výsledek experimentu kvantitativně přenést na geometricky podobný útvar, a navíc umožňuje snížit počet původních rozměrových proměnných. Vznikne tak menší počet bezrozměrných parametrů, tzv. podobnostních čísel. [1] [4]

Mezi podobnostní čísla patří Nusseltovo číslo, které implicitně vyjadřuje součinitel přestupu. Je dané poměrem sdílení tepla konvekcí a kondukcí (Rovnice 7 [4]). [1] [4]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_{char}}{\lambda} \quad (7)$$



Obrázek 3: Kombinovaný přestup tepla (prostup tepla) rovinnou deskou [4]

Na Obrázku 3 [4] je znázorněn kombinovaný přestup tepla – prostup tepla – rovinnou deskou, kde dochází ke konvekci i kondukcí. Hustota tepelného toku je v tomto případě

$$q = \frac{T_{ok,1} - T_{ok,2}}{\frac{1}{\alpha_{c,1}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{c,2}}} = k \cdot (T_{ok,1} - T_{ok,2}) \quad (8)$$

kde k je součinitel prostupu tepla (Rovnice 8 [4]).

1.3 Sdílení tepla zářením (radiace)

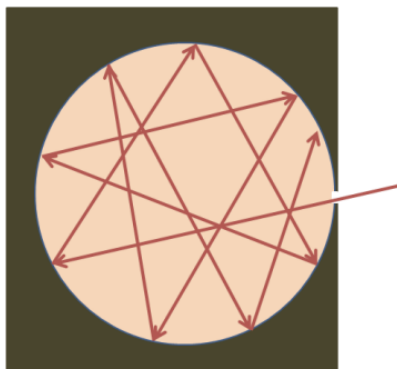
Sdílení tepla zářením není na rozdíl od vedení a proudění spjato s hmotným prostředím, takže k němu může docházet i ve vakuu. V běžných podmínkách je přenos tepla uskutečňováno pomocí všech tří druhů sdílení tepla v různých poměrech. [4]

Radiace je přenos energie pomocí elektromagnetických vln šířících se rychlostí světla. K záření dochází hlavně při vlnových délkách elektromagnetických vln v rozsahu 10^{-4} až 10^{-7} (ultrafialové a infračervené záření a záření viditelné). Množství vyzářené energie závisí na teplotě tělesa. Celkové množství vyzářené energie tělesem do prostoru za jednotku času je

zářivý tok P . Zářivý tok vztažený na jednotku povrchu tělesa se nazývá intenzita vyzařování E (hustota tepelného toku), jak je popsáno *Rovnicí 9* [4].

$$E = \frac{dP}{dS} \quad (9)$$

Černé těleso dané teploty vyzařuje nebo pohlcuje maximální možné množství energie radiace na každé vlnové délce. Vyzařování a pohlcování záření je v absolutně černém tělesu v rovnováze a na množství vyzářené (pohlčené) energie nemá vliv chemické složení tělesa, ale jen jeho teplota. Absolutně černé těleso neexistuje, ale lze si ho představit jako dutou kouli s malým otvorem, kde paprsek (energie) vnikající otvorem do koule je v ní naprosto pohlčen (*Obrázek 4* [4]).



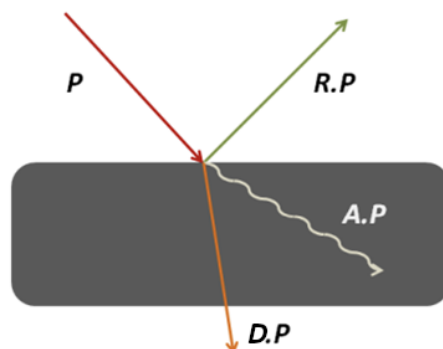
Obrázek 4: Černé těleso [4]

Z důvodu neexistence absolutně černého tělesa byl zaveden pojem šedé těleso, jehož záření při stejné teplotě a v rozsahu vlnových délek je menší než záření tělesa černého.

Energie záření po dopadu na povrch tělesa se z části odráží, pohlcuje a propouští (*Obrázek 5* [4]). Zářivý tok P (*Rovnice 10* [4]) se tedy rozděluje na tři složky (radiační vlastnosti tělesa) – pohltivost (absorpce) A , odrazivost (reflexe) R , propustnost (diathermibilita) D . Dohromady jsou rovny 100 % (*Rovnice 11* [4]).

$$P = A \cdot P + R \cdot P + D \cdot P \quad (10)$$

$$A + R + D = 1 \quad (11)$$



Obrázek 5: Radiační vlastnosti [4]

Platí, že černé těleso veškeré záření absorbuje ($D+R=0$) a všechny ostatní látky mají kombinaci všech radiačních vlastností v různém poměru. [4]

Mezi radiační vlastnosti patří také emisivita E_r (poměrná pohltivost). Je vyjádřena jako poměr intenzity vyzařování E tělesa k intenzitě vyzařování černého tělesa E_0 při stejné teplotě (Rovnice 12 [4]).

$$E_r = \frac{E}{E_0} \quad (12)$$

Emisivita černého tělesa, které vyzařuje maximální množství energie, je tudíž rovna nule a šedá tělesa mají emisivitu v intervalu $E_r = (0; 1)$. Hodnota emisivity je funkcí teploty a je závislá na povrchu materiálu. [4]

Intenzita vyzařování černého tělesa je dle Stefanova – Boltzmannova zákonu vyjádřena jako součin termodynamické teploty T a Stefanovy – Boltzmannovy konstanty σ viz Rovnice 13 [4].

$$E_0 = \sigma \cdot T^4 \quad (13)$$

2 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY

Tepelný výměník je zařízení, ve kterém dochází k výměně tepelné energie mezi chladivem a chlazenou látkou. Dle druhého termodynamického zákona ohřívací látka předává své teplo ohřívané látce (chladio) a přitom snižuje svou teplotu. Do této skupiny řadíme ohříváče, chladiče, parní generátory a kondenzátory. Při tepelné výměně dochází v některých případech k fázovým přeměnám, exotermickým nebo endotermickým reakcím. Jsou součástí většiny strojních zařízení. [1] [2]

V automobilovém průmyslu slouží především k odvodu tepla ze spalovacího motoru, ale také k ochlazení a cirkulaci vzduchu v kabině automobilu. V elektromobilech se využívají k udržování ideální teploty baterií, aby byla zajištěna jejich správná funkce. Více o využití tepelných výměníků v automobilovém průmyslu v *Kapitole 3*.

Tepelné výměníky se dělí podle funkce na rekuperační, regenerační a směšovací. [1]

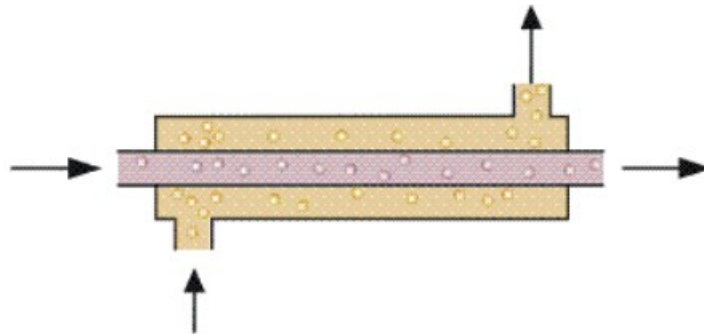
- Rekuperační – nedochází zde k mísení teplotných látek. Látky jsou odděleny teplosměnnou plochou, kterou prostupuje teplo. Výhodou je oddělení obou médií, takže se látky navzájem neznečišťují.
- Regenerační – v regeneračním výměníku se nachází třetí látka, nazývaná akumulátor. V prvním cyklu se akumulátor dostane do kontaktu s teplým médiem, které mu odevzdá své teplo a v akumulátoru uloží svou vnitřní energii. V druhém cyklu akumulátor předá akumulovanou energii chladnějšímu médiu.
- Směšovací – v těchto výměnících se tepelná energie předává přímým kontaktem látek – směšováním. Mísit se mohou látky stejného druhu a skupenství, stejného druhu a různého skupenství a různého druhu a skupenství. [1]

Práce se věnuje rekuperačním výměníkům. Tyto výměníky jsou nejpoužívanější a jejichmi základními typy jsou souproudé, protiproudé a křížové výměníky. [1][2]

2.1 Souproudé výměníky

Výměníky, kde proudí obě teplotná média stejným směrem, se nazývají souproudé (*Obrázek 6* [3]). Mají nižší účinnost než protiproudé výměníky, kde tepelná účinnost je poměr předaného tepelného výkonu P a teoreticky maximálního předaného tepelného výkonu P_{max} (*Rovnice 14* [5]). [3] [5]

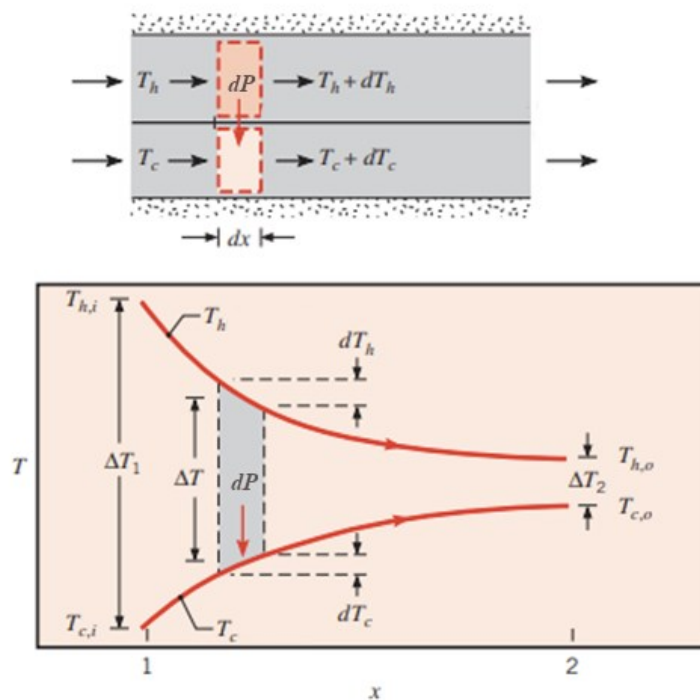
$$\varepsilon = \frac{P}{P_{max}} \quad (14)$$



Obrázek 6: Souproudý výměník [3]

2.1.1 LMTD metoda

LMTD metoda (Logarithmic Mean Temperature Difference) je metoda výpočtu s pomocí středního logaritmického spádu. Průběh lokálních teplot teplé a studené tekutiny v souproudém výměníku popisuje *Obrázek 7* [5]. Teplotní rozdíl je největší na vstupu a asymptoticky klesá k nule s rostoucím parametrem x . V tomto výměníku nikdy výstupní teplota studené tekutiny nepřesáhne teplotu teplé tekutiny. Na *Obrázku 7* [5] označují indexy 1 a 2 opačné konce výměníku. [1] [5]



Obrázek 7: Průběh tepelné výměny souproudého tepelného výměníku [5]

Rozdíl teplot je určen aplikováním tepelné bilance na elementy teplé a studené tekutiny. Každý element má délku dx a teplosměnnou plochu dS . Sestavení rovnice tepelné bilance a další odvození je za předpokladů, že tepelný výměník je izolovaný od okolí (tepelná výměna probíhá pouze mezi teplou a studenou tekutinou), axiální přenos tepla kondukcí je zanedbatelný, změny potenciální a kinetické energie jsou také zanedbatelné, měrná tepelná kapacita tekutin a celkový součinitel prostupu tepla je konstantní. Ve reálných podmínkách nejsou konstantní, ale pracuje se s jejich průměrnými hodnotami. [1] [5]

Logaritmický střední teplotní rozdíl ΔT_{lm} je po integraci elementů tepelných toků dP vyjádřen *Rovnicí 15* [5]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (15)$$

kde $\Delta T_1 = T_{H,i} - T_{C,i}$ a $\Delta T_2 = T_{H,o} - T_{C,o}$. [5]

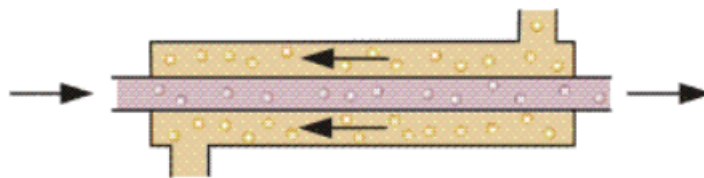
Tepelný tok P je potom přímo úměrný logaritmickému střednímu teplotnímu rozdílu ΔT_{lm} , celkovému součiniteli prostupu tepla k a velikosti teplosměnné plochy S viz *Rovnice 16* [5].

$$P = k \cdot S \cdot \Delta T_{lm} \quad (16)$$

[1] [5]

2.2 Protiproudé výměníky

V protiproudých výměnících proudí teplotonosná média proti sobě (*Obrázek 8* [3]). Vyznačují se vysokou účinností. [3]

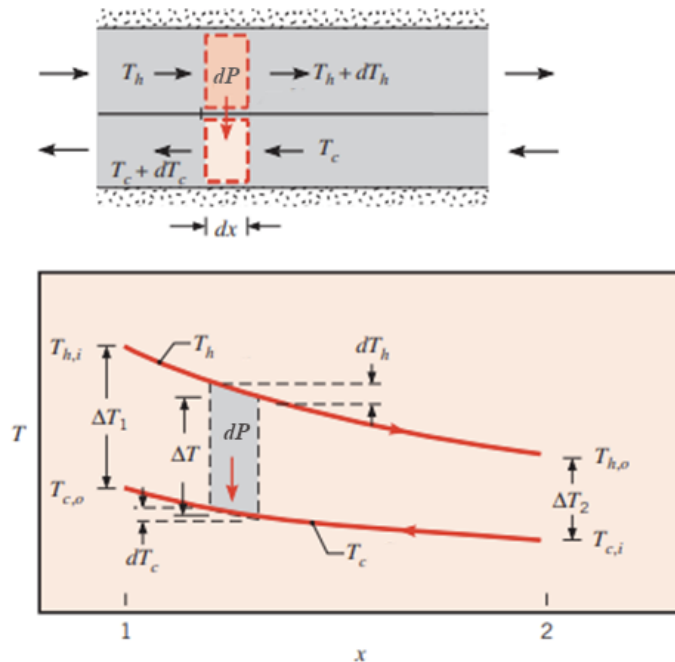


Obrázek 8: Protiproudý výměník [3]

2.2.1 LMTD metoda

Narozdíl od souproutého výměníku, kde dochází k hlavní tepelné výměně prakticky jen na vstupu obou tekutin a potom téměř k výměně nedochází, tato konfigurace zajišťuje přenos tepla

na obou koncích výměníku. Tudiž není teplotní rozdíl v závislosti na souřadnici x nikde tak veliký jako na vstupu souproutého výměníku (Obrázek 9 [5]). Výstupní teplota studené kapaliny může přesáhnout velikost vstupní teploty horké kapaliny. [1] [5]



Obrázek 9: Průběh tepelné výměny protiproudého tepelného výměníku [5]

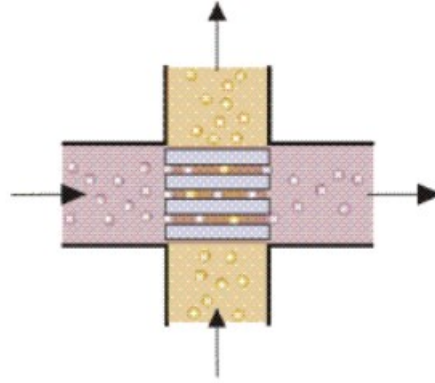
Rovnice 15 a 16 [5] lze aplikovat i na protiproudý výměník, ale koncové teplotní rozdíly jsou definovány:

$$\Delta T_1 = T_{H,i} - T_{C,o} \text{ a } \Delta T_2 = T_{H,o} - T_{C,i} \text{ [5]}$$

Pokud mají souprouté a protiproudé výměníky stejné hodnoty vstupních a výstupních teplot tekutin, tak platí, že logaritmický střední teplotní rozdíl je u protiproudých výměníků větší než u souproutých. Proto potřebná plocha povrchu k dosažení daného tepelného toku P je u protiproudých výměníků menší, než by byla třeba u souproutých. Z tohoto důvodu se častěji používají protiproudé tepelné výměníky. [1] [5]

2.3 Křížové výměníky

Křížové výměníky mají účinnost mezi souproudými a protiproudovými výměníky. Teplonosná média v nich proudí v navzájem kolmém směru, jak je znázorněno na *Obrázku 10* [3].



Obrázek 10: Křížový výměník [3]

U všech metod tepelného výpočtu se pracuje s idealizovanými materiálovými vlastnostmi. To znamená že, měrná tepelná kapacita je konstantní, a pokud je závislá na teplotě, spočítá se u dané tekutiny střední teplota, které se určuje hodnota měrné tepelné kapacity. Podobně se postupuje u dalších fyzikálních vlastností jako tepelná vodivost, hustota atd. [2]

Nejběžnější média používaná v křížových výměnících je chladivo (horká kapalina) proudící uvnitř trubky o malém průměru a vzduch obtékající trubky výměníku. Chladivo je v potrubí smíšené (mixed), zatímco vzduch je nesmíšený (unmixed). [12]

2.3.1 ϵ -NTU

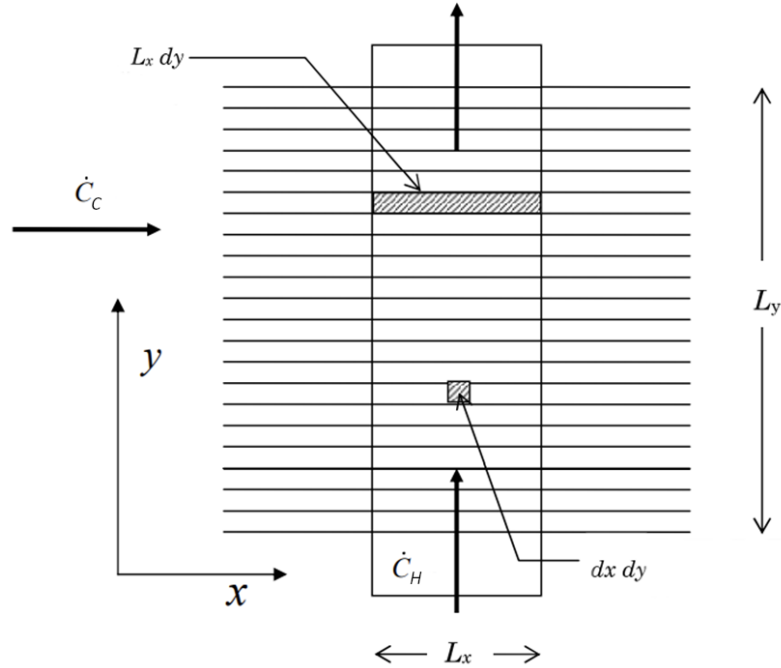
Tepelný výpočet lze provést řadou metod. Jednou z těchto metod je ϵ -NTU metoda, kde je tepelný tok pro křížové výměníky vyjádřen *Rovnicí 17* [12].

$$\delta^2 P = k \cdot dS \cdot (T_H - T_C) = k \cdot dx \cdot dy \cdot (T_H - T_C) \quad (17)$$

Tepelný tok je popsán jako diferenciál druhého řádu, protože se jedná o přenos tepla přes nekonečně malou oblast teplosměnné plochy dS ($dx \cdot dy$). Chlazené médium proudí v trubkách ve směru y (svisle) a chladicí látka ve směru x (vodorovně) mezi žebry, jak je znázorněno na *Obrázku 11* [12]. Teplota chladiva je závislá pouze na souřadnici y . Energetická bilance chlazené látky je na jakémkoliv nekonečně malém řezu dy vyjádřena *Rovnicí 18* [12].

$$\delta^2 P = \left(\dot{m}_C \cdot \frac{dy}{L_y} \right) \cdot C_C \cdot dT_C = k \cdot dx \cdot dy \cdot (T_H(y) - T_C) \quad (18)$$

kde \dot{m}_C je hmotnostní průtok, L_y délka toku ve směru y a C_C je měrná tepelná kapacita chladicího média. [12]



Obrázek 11: Schéma křížového výměníku s chladivem proudícím v jedné trubce se vzduchem obtékajícím vně trubky mezi žebry [12]

Pro další výpočty je nutné definovat kapacitní tok \dot{C} , který je vyjádřen *Rovnicí 19* [12].

$$\dot{C} = C \cdot \dot{m} \quad (19)$$

Je předpokládáno, že vstupní teplota vzduchu je konstantní nezávisle na souřadnici y . K *Rovnici 20* [12] se lze dostat úpravou *rovnice 18* [12], separací proměnných, integrací a úpravou logaritmu. [12]

$$\frac{T_{C,o}(y) - T_{C,i}}{T_H(y) - T_{C,i}} = 1 - \exp\left(-\frac{k \cdot S}{\dot{C}_C}\right) \quad (20)$$

Rovnice 20 [12] popisuje účinnost tepelného výměníku, kde se teplota jedné tekutiny nemění. Tuto účinnost lze identifikovat jako lokální účinnost výměny tepla ε_L a také lze psát teplo odebrané chladivu v nekonečně malém řezu ve směru y , jak je znázorněno na *Obrázku 11* [12], *Rovnicí 21* [12]

$$\delta P = d\dot{C}_C \cdot (T_{C,o} - T_{C,i}) = \left(\frac{\dot{C}_C}{L_y} \cdot dy\right) \cdot \varepsilon_L \cdot (T_H(y) - T_{C,i}) = -\dot{C}_H \cdot dT_H \quad (21)$$

kde lokální účinnost ε_L je konstantní hodnota popsána *Rovnicí 22* [12]

$$\varepsilon_L = 1 - \exp\left(-\frac{k \cdot S}{\dot{C}_C}\right) = 1 - \exp(-NTU_C) \quad (22)$$

kde NTU_C (Number of Transfer Units) je definován na základě ohřívání tekutiny. Po separaci proměnných, integraci a úpravě *Rovnice 21* [12] lze vyjádřit celkovou změnu teploty pro chlazenou tekutinu (*Rovnice 23* [12]).

$$\mu_H = \frac{\Delta T_H}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{H,i} - T_{H,o}}{T_{H,i} - T_{C,i}} = 1 - \exp\left(-\frac{\dot{C}_C}{\dot{C}_H} \cdot \varepsilon_L\right) \quad (23)$$

Teplotní poměr μ_H vyjadřuje účinnost tepelné výměny chlazené látky neboli poměr rozdílů teplot chlazené látky na vstupu a výstupu a rozdílů teplot látek na vstupu. Pro doplnění je třeba zavést ještě teplotní poměr μ_C pro ohřívání médium viz *Rovnice 24* [12].

$$\mu_C = \frac{\Delta T_C}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{C,o} - T_{C,i}}{T_{H,i} - T_{C,i}} \quad (24)$$

Pro analýzu účinnosti tepelného výměníku je nutné definovat poměr kapacitních toků \dot{C}_r (*Rovnice 25* [5]).

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad (25)$$

\dot{C}_{min} je menší a \dot{C}_{max} je větší z hodnot kapacitního toku chladícího, nebo ohřívajícího média. [5] [12]

Účinnost ε lze obecně pro jakýkoliv výměník vyjádřit pomocí *Rovnice 26* [5].

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_H \cdot \Delta T_H}{\dot{C}_{min} \cdot \Delta T_{max}} = \frac{\dot{C}_H \cdot (T_{H,i} - T_{H,o})}{\dot{C}_{min} \cdot (T_{H,i} - T_{C,i})} = \frac{\dot{C}_C \cdot \Delta T_C}{\dot{C}_{min} \cdot \Delta T_{max}} = \frac{\dot{C}_C \cdot (T_{C,o} - T_{C,i})}{\dot{C}_{min} \cdot (T_{H,i} - T_{C,i})} \quad (26)$$

Pro doplnění je třeba definovat NTU – Number of Transit Units (*Rovnice 27* [5]). NTU je bezrozměrné kritérium počtu převedených jednotek tepla. Pokud nemá dolní index, je vyjádřen vždy pro tekutinu s menším kapacitním tokem.

$$NTU = \frac{k \cdot S}{\dot{C}_{min}} \quad (27)$$

Pokud se rovná $\dot{C}_{min} = \dot{C}_H$ a $\dot{C}_{max} = \dot{C}_C$, je poměr μ_H účinností ε pro křížový výměník viz *Rovnice 28* [12].

$$\varepsilon = \mu_H = \frac{\dot{C}_H \Delta T_H}{\dot{C}_H \Delta T_{max}} = 1 - \exp\left(-\frac{\varepsilon_L}{\dot{C}_r}\right) = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-NTU_C)}{\dot{C}_r}\right] \quad (28)$$

Rovnice 28 [12] lze po dosazení vyjádřit Rovnicí 29 [5]:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-\dot{C}_r \cdot NTU)}{\dot{C}_r}\right] \quad (29)$$

Pokud má ohřívána látka menší a ochlazovaná látka větší kapacitní tok, pak je účinnost tepelného výměníku vyjádřena Rovnicí 30 [12].

$$\varepsilon = \frac{\mu_H}{\dot{C}_r} = \frac{\dot{C}_H}{\dot{C}_C} \cdot [1 - \exp(-\dot{C}_r \cdot \varepsilon_L)] = \frac{1}{\dot{C}_r} \cdot (1 - \exp\{-\dot{C}_r \cdot [1 - \exp(-NTU_C)]\}) \quad (30)$$

Rovnici 30 [12] lze také zapsat Rovnicí 31 [5]:

$$\varepsilon = \frac{1}{\dot{C}_r} \cdot (1 - \exp\{-\dot{C}_r \cdot [1 - \exp(-NTU)]\}) \quad (31)$$

[5, 12]

2.3.2 LMTD metoda

Stejně jako u souprůdných a protiprůdných výměníku se střední logaritmický rozdíl určuje i u křížových, ale do tepelné výměny vstupuje geometrický korekční faktor F_G (Rovnice 32 [12]), který reprezentuje geometrické rozložení výměníku. [12]

$$P = F_G \cdot k \cdot S \cdot \Delta T_{lm} \quad (32)$$

Střední logaritmický teplotní rozdíl je určen Rovnicí 33 [12].

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{H,i} - T_{C,o}) - (T_{H,o} - T_{C,i})}{\ln\left(\frac{T_{H,i} - T_{C,o}}{T_{H,o} - T_{C,i}}\right)} \quad (33)$$

Pro vyjádření dalších vztahů je třeba definovat poměr teplotních rozdílů R_{HC} (Rovnice 34 [12]).

$$R_{HC} = \frac{T_{H,i} - T_{H,o}}{T_{C,o} - T_{C,i}} = \frac{\dot{C}_C}{\dot{C}_H} \quad (34)$$

Střední logaritmický teplotní lze vyjádřit pomocí poměru teplotních rozdílů R_{HC} a μ_C , jak je popsáno Rovnicí 35 [12], kde je střední logaritmický teplotní rozdíl vyjádřen jako funkce teplotní změny chlazené látky. [12]

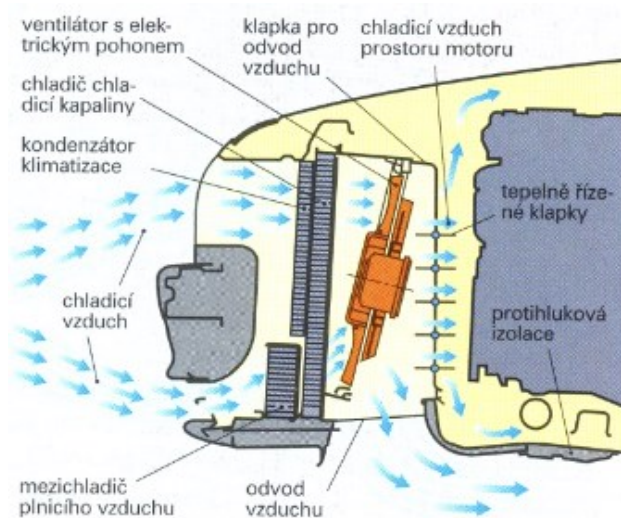
$$\Delta T_{lm} = \frac{\left(\frac{1}{R_{HC}} - 1\right)}{\ln\left(\frac{1 - R_{HC} \cdot \mu_C}{1 - \mu_C}\right)} \cdot \Delta T_H \quad (35)$$

Za použití vztahů z předchozích rovnic lze vyjádřit geometrický korekční faktor *Rovnicí 36* [12].

$$F_G = \frac{P}{k \cdot S \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{\dot{C}_H \cdot \Delta T_H}{k \cdot S \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{\Delta T_H}{NTU_H \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{\ln\left(\frac{1 - R_{HC} \cdot \mu_C}{1 - \mu_C}\right)}{NTU_H \cdot \left(\frac{1}{R_{HC}} - 1\right)} \quad (36)$$

3 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY V AUTOMOBILECH

V automobilech je řada provozních kapalin, které je nutné chladit. Stejně tak se může chladit i plnicí vzduch u aut s turbodmychadlem, anebo je třeba odebrat teplo kapalině klimatizace v kondenzátoru. V jednom vozidle může být hned několik tepelných výměníků a většinou se umisťují do přední části vozidla (Obrázek 12 [6]), kde je dobrý přístup k proudícímu okolnímu vzduchu. Rozmístění jednotlivých chladičů v motorovém prostoru má vliv na výsledné teploty chladících médií – vzduchu. Při průchodu vzduchu tepelným výměníkem, zvýší svou teplotu a navíc dojde k tlakové ztrátě. Proto chladič umístěný na špatném místě může mít horší tepelný výkon a prostup tepla. V Příloze A je ukázka zástavby chladičů v automobilu Toyota LC300.



Obrázek 12: Schéma rozmístění tepelných výměníků v motorové prostoru [6]

3.1 Chlazení spalovacího motoru

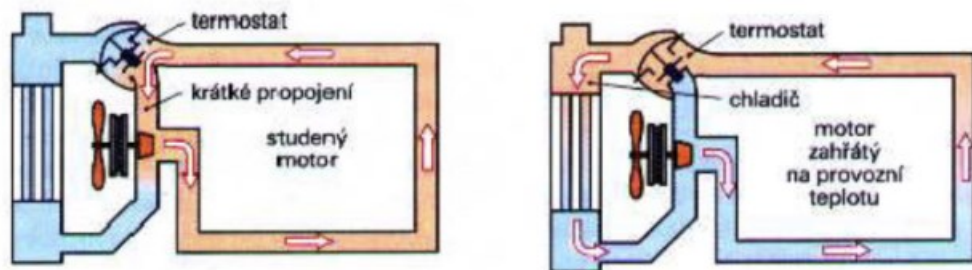
Z důvodu malé účinnosti spalovacích motorů se některé části motoru při spalování paliva nadměrně ohřívají, proto je nutné přebytečné teplo z těchto prostorů odvádět a udržovat teplotu, která vyhovuje mazacímu oleji a částem motoru. Motory jsou proto dimenzovány na určité pracovní teploty. Nejvhodnější teploty chladící 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. [6]

Chlazení motoru může být buď vzduchové, anebo kapalinové. Vzduchové chlazení se používá především u motocyklů a dříve i u automobilů. Práce se věnuje hlavně kapalinovému chlazení, které v automobilovém průmyslu dominuje. [6]

U kapalinového chlazení proudí kapalina dutinami v hlavě a bloku válců a ochlazuje je, tudíž se ohřívá. Ohřátá kapalina se přes soustavu potrubí dostává do chladiče. V chladiči kapalině odebírá teplo proudící vzduch. Cirkulace chladiva je obvykle zajištěna oběhovým čerpadlem a proudění vzduchu chladičem ventilátorem chlazení. Z důvodu relativně vysoké teploty tuhnutí vody se dnes v nezředité podobě nepoužívá, ale přidává se k ní etylenglykol nebo propylenglykol. [6]

Na základě změny hustoty kapaliny se změnou teploty kapaliny funguje samočinné (termosifonové) kapalinové chlazení. K dosažení potřebného rozdílu teplot a nepřerušeno oběhu je třeba, aby byl celý systém naplněn chladivem a chladič byl umístěn nad motorem. Při ohlazení motoru je kapalina ohřívána a snižuje se jí hustota, tudíž je vytlačována hustější a chladičem ochlazenou kapalinou. Pro samočinné chlazení je charakteristický pomalý oběh a velký objem chladiva. Z tohoto důvodu se dnes prakticky nepoužívá (jen u malých motocyklů). [6]

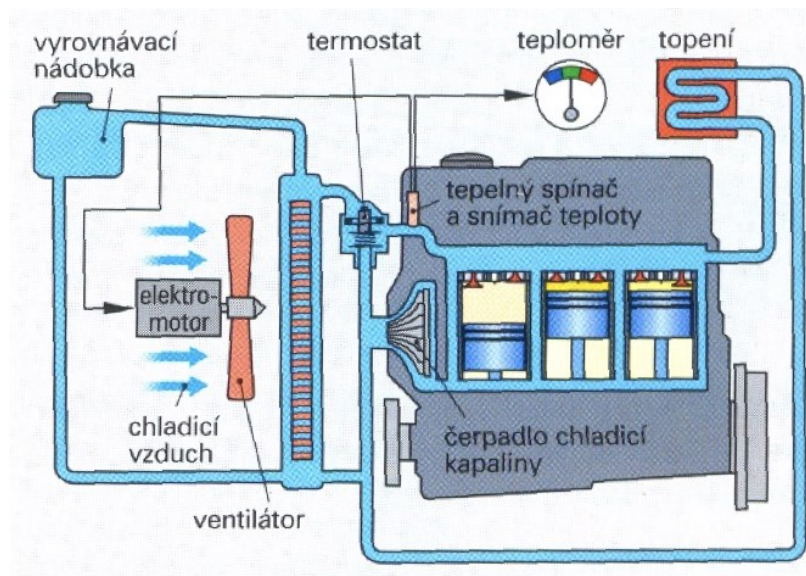
Chlazení, kde je proudění kapaliny zajištěno pomocí čerpadla, se nazývá kapalinové chlazení s nuceným oběhem. Je nejúčinnější a nejčastěji používané. Tento typ chlazení má dva okruhy – malý a velký (Obrázek 13 [6]).



Obrázek 13: Schéma malého a velkého okruhu [6]

Pokud má chladicí kapalina teplotu nižší než cca 85 °C, proudí chladivo pouze malým okruhem (krátké propojení), který je tvořen pouze chladíci dutinami motoru a čerpadlem. Po ohřátí kapaliny na požadovanou teplotu se otevře termostat a kapalina začne proudit k chladiči. Při dosažení teploty asi 95 °C dochází k plnému otevření termostatu a k uzavření průtoku malým okruhem. Na Obrázku 14 [6] je znázorněno připojení tepelného výměníku (topení) k vytápění kabiny vozidla. Více je popsán v Pododdílu 3.2.1. [6]

Vyrovňování měnícího objemu chladicí kapaliny (objem závisí na teplotě) zajišťuje vyrovnávací nádobka (Obrázek 14 [6]) s přetlakovým a podtlakovým ventilem.



Obrázek 14: Kapalinové chlazení s nuceným oběhem [6]

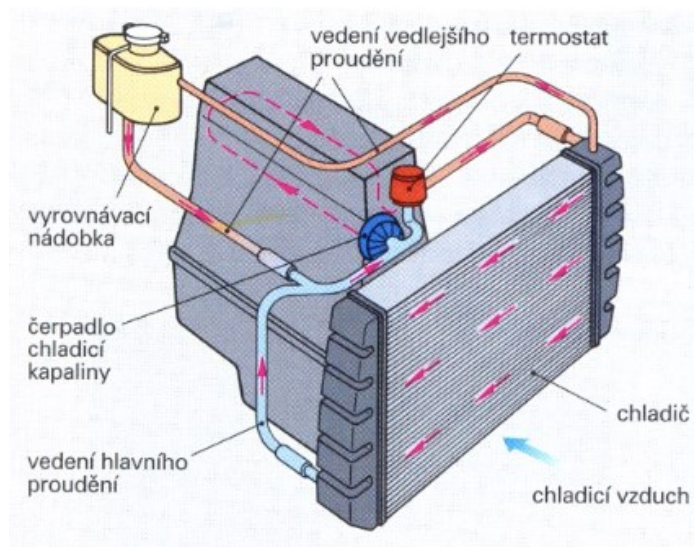
3.1.1 Ventilátor

K zajištění potřebného průtoku vzduchu (i pro stojící vozidlo) zajišťuje 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. Z tohoto důvodu se moc nepoužívá pevný pohon ventilátoru, který je poháněn klikovou hřídelí motoru. [6]

U moderních automobilů je variabilní pohon, který roztáčí ventilátor podle rychlosti jízdy a pracovní teploty motoru. Ventilátor je poháněn pomocí spojky, nebo přímo pomocí elektromotoru. Elektromotor je ovládán buď pomocí teplotního čidla, nebo řídicí jednotkou motoru. Výhodou variabilního pohonu je dřívější dosažení správné pracovní teploty motoru. [6]

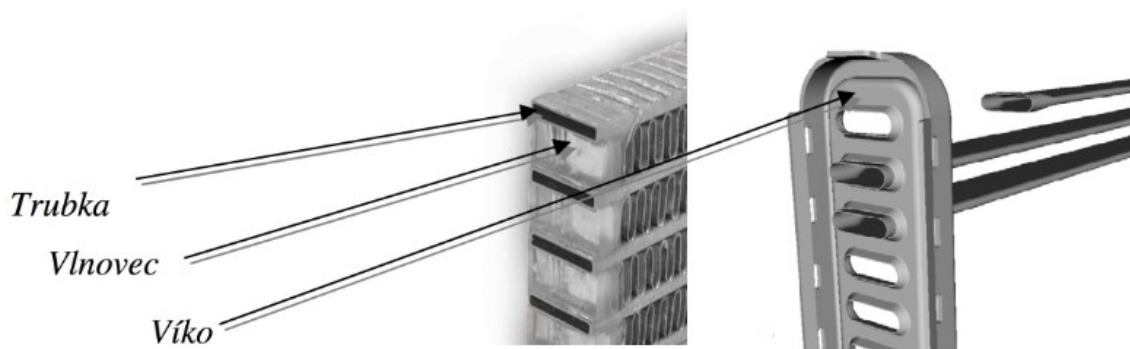
3.1.2 Chladič

Chladič zajišťuje přenos tepla mezi chladicí tekutinou a proudícím vzduchem. V klasické konstrukci protéká kapalina shora dolů. V osobních automobilech se častěji vyskytují chladiče s příčným průtokem chladicí kapaliny (Obrázek 15 [6]) z toho důvodu, že tato konstrukce umožňuje snížit výšku chladiče, a tedy i kapoty vozidla. Pokud má vstup a výstup kapaliny v jedné z komor, tak musí být tato komora rozdělená. V horní části chladiče proudí kapalina na druhou stranu, kde se potrubí otáčí, a v dolní části se vrací zpátky, čímž se zvyšuje účinnost. [6]



Obrázek 15: Chladicí souprava s chladičem s příčným průtokem [6]

Chladicí vložky jsou tvořeny trubkami, na kterých jsou navlečena vlnovitá žebra (Obrázek 16 [6]). Trubky mohou mít kruhový, oválný nebo plochý tvar. Pro lepší odvod tepla je vhodné dosažení co největší teplosměnné plochy. Vložky chladičů jsou z barevných kovů (například z mosazi a mědi) nebo z hliníkových slitin. [6]



Obrázek 16: Průřez hliníkovou vložkou chladiče a nasunutí chladících trubek do víka chladicí komory [6]

Při konstrukci chladičů se musí brát ohled na jejich geometrický tvar a s tím související tlakové ztráty. Tlakové ztráty výměníků jsou závislé také na fyzikálních vlastnostech tekutiny – viskozita, hustota apod. Podle velikosti tlakové ztráty Δp chladiče se určuje potřebný výkon čerpadla $P_{\text{č}}$ pro proudění tekutiny v chladicím systému (Rovnice 37 [2]). [2]

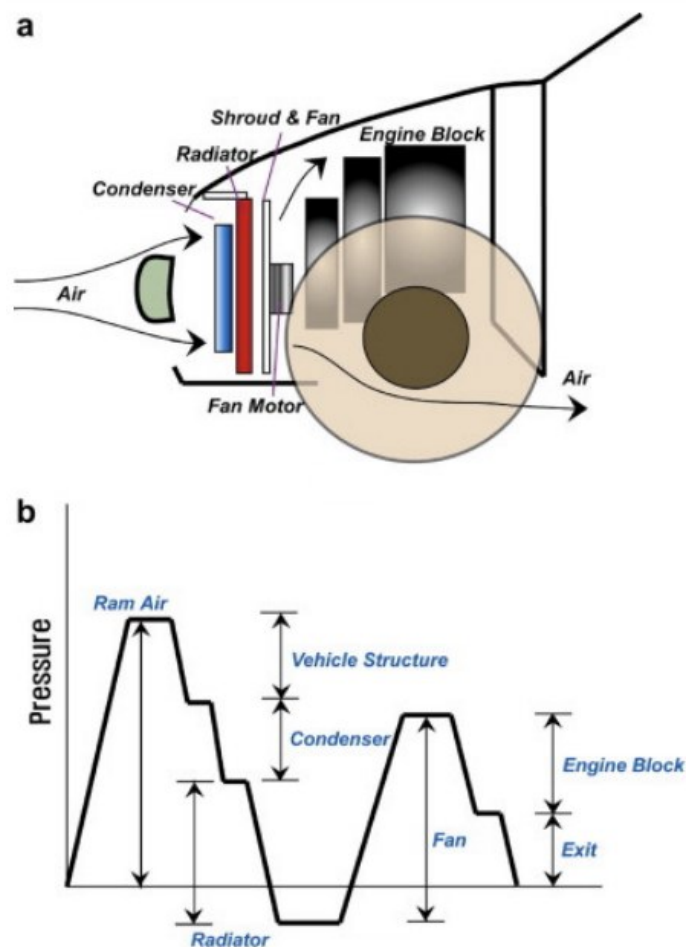
$$P_{\text{č}} = \frac{Q_m \cdot \Delta p}{\rho} \quad (37)$$

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. Proto je stanovení tlakové ztráty složité a pro různé typy výměníků se používá mnoho empirických vztahů. Při analytickém výpočtu je tlaková ztráta složena z místních (koeficient místních ztrát ζ) a třecích ztrát (koeficient třecích ztrát ω), jak je vidět v Rovnici 38 [2].

$$\Delta p = \left(\omega \cdot \frac{L}{d_h} + \zeta \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot \rho \cdot d_h^4} \cdot Q_m^2 \quad (38)$$

kde L je délka, kde dochází k přestupu tepla, a d_h je průměr obtékaných trubek. [2]

Při proudění vzduchu chladicí soustavou a motorovým prostorem dochází k poklesům a růstu tlaku vzduchu, jak je znázorněno na *Obrázku 17* [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). O nárůst a další proudění vzduchu se stará ventilátor (Fan). Blok motoru (Engine Block) a výstup vzduchu (Exit) odebere zbytek přetlaku vzduchu. [14]



Obrázek 17: a) Schéma konfigurace chladičského modulu, proudění vzduchu v motorovém prostoru vozidla b) Průběh tlaku skrz komponenty [14]

Tlaková ztráta vzduchu je tedy důležitým parametrem výměníků. Hodnoty tlakové ztráty v závislosti rychlosti proudění okolního vzduchu (*Tabulka 1* [13]) se zadávají jako vstupní hodnoty při numerickém výpočtu tepelných výměníků. V tomto konkrétním případě se jedná o křížový výměník.

Tabulka 1: Hodnoty tlakové ztráty v závislosti na rychlosti okolního vzduchu [13]

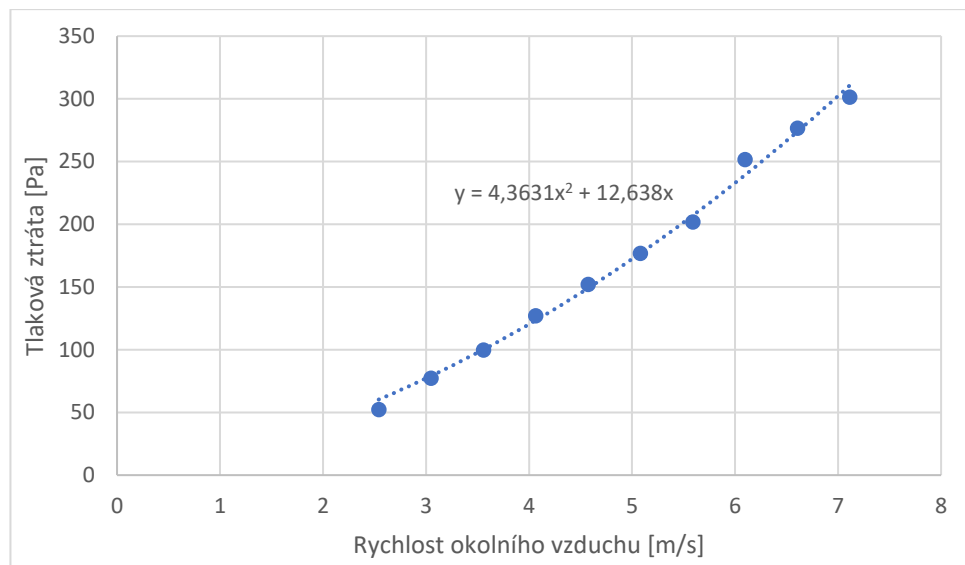
v [m/s]	2,54	3,05	3,56	4,06	4,57
Δp [Pa]	52,30	77,21	99,63	127,02	151,93
v [m/s]	5,08	5,59	6,10	6,60	7,11
Δp [Pa]	176,84	201,74	251,56	276,46	301,37

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

$$\Delta p = \Delta x \cdot G \cdot \eta \cdot v + \frac{1}{2} \cdot \Delta x \cdot H \cdot \rho \cdot v^2 \quad (39)$$

V Rovnici 39 [13] 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. [13]

Uživatel zadává do programu koeficienty G a H . Ty se dají získat z hodnot uvedených v Tabulce 1 [13], pokud se jejich hodnoty nahradí polynomem druhého řádu (Obrázek 18 [13]). [13]



Obrázek 18: Tlaková ztráta v závislosti na rychlosti okolního vzduchu [13]

3.2 Klimatizace a chladicí soustava kabiny automobilu

Na chlazení vnitřního prostoru automobilu jsou kladeny větší požadavky než na běžně klimatizované kancelářské místnosti. Je třeba, aby byl vzduch uvnitř kabiny co nejdříve ohřát nebo ochlazen a aby byl zbaven nečistot z okolního prostředí. Dalším požadavkem je regulace vlhkosti nasávaného vzduchu. [7]

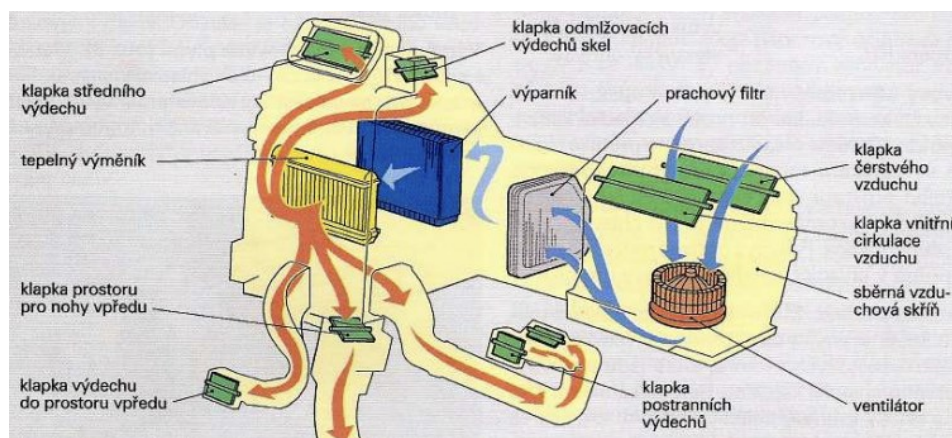
Klimatizační soustavu tvoří okruh vzduchu a okruh chladiva.

3.2.1 Okruh vzduchu

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. [7]

Vzduch z okolního prostředí se do otevřeného okruhu dostává přes regulační klapku, potom prochází přes prachový filtr, který zachycuje prachové částice a pyl. Dále se vzduch dostane k výparníku, kde se ochladí a vlhkost vzduchu kondenzuje na vodu. Takto upravený vzduch proudí do tepelného výměníku, kde je upravovaná jeho teplota. Nakonec je vzduch rozváděn přes rozváděcí klapky a výdechy. Rozvod vzduchu je znázorněn na *Obrázku 19* [7].

Uzavřený okruh se zapíná pomocí klapky vnitřní cirkulace vzduchu, pokud řidič nebo řídicí jednotka pomocí snímače kvality vzduchu vyhodnotí, že v okolí je velké množství toxických látek. Vzduch je potom nasáván z kabiny automobilu. Poté je očištěn v prachovém filtru a proudí přes výparník a tepelný výměník zpátky do vnitřního prostoru vozidla. [7]



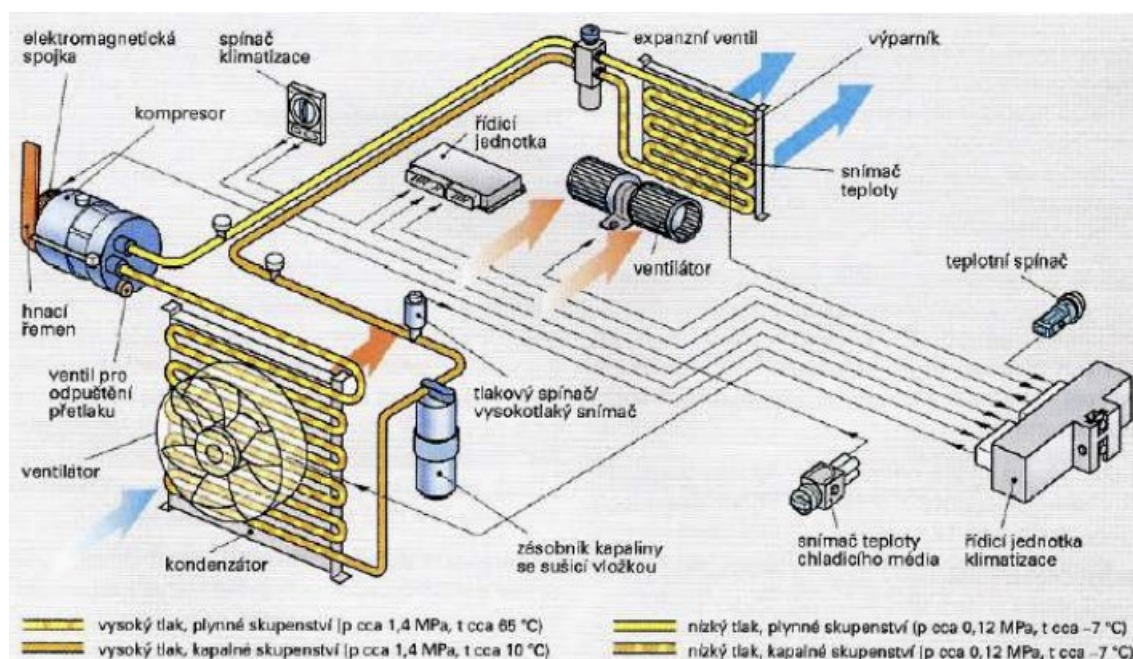
Obrázek 19: Rozvod vzduchu [7]

3.2.2 Okruh chladiva

Do okruhu chladiva patří:

- kompresor
- kondenzátor
- výparník
- chladivo
- hadicové a potrubní vedení
- zásobník kapaliny se sušící vložkou
- expanzní ventil
- regulační a ovládací zařízení [7]

Z výparníku putuje studené chladivo v plynném skupenství do kompresoru, kde je stlačováno na cca 1,6 MPa, chladivo zvýší svou teplotu a je vytlačováno ke kondenzátoru. V kondenzátoru je chladivo ochlazováno a mění své skupenství z plynného na kapalné. Trubky a žebra kondenzátoru předávají teplo z chladiva okolnímu chladicímu vzduchu. Chladivo dále proudí do zásobníku kapaliny se sušicí vložkou. Zásobník kapaliny má vyrovnávací a zásobní funkci. Poté se chladivo dostane přes expanzní ventil, kde dojde k snížení tlaku, do výparníku, ve kterém se změní skupenství chladiva na plynné. Fázová přeměna vyžaduje dodání tepla, které je odebráno vzduchu proudícímu přes výparník. Takto ochlazený vzduch je dopraven do vnitřního prostoru automobilu. [7]



Obrázek 20: Okruh chladiva [7]

V klimatizacích je potřeba chladivo, které mění 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. [8]

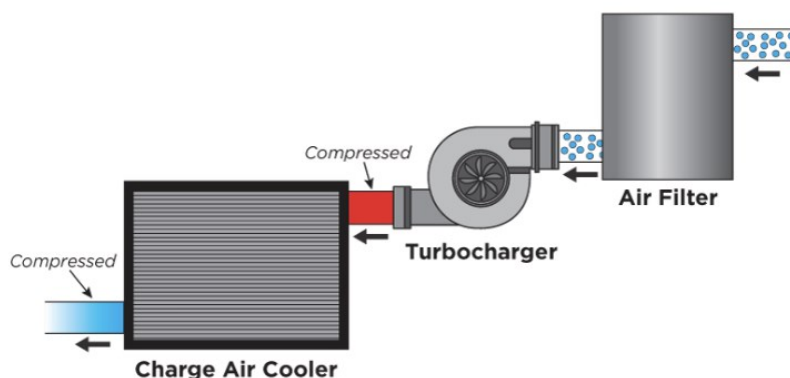
Hadicové a potrubní vedení klimatizace se dělí na vysokotlaké a nízkotlaké vedení. Vysokotlaké vedení o malém průřezu se při provozu zahřívá, zatímco nízkotlaké má naopak velký průřez a ochlazuje se. [7]

Pomocí regulačního a ovládacího zařízení se nastavují parametry ve vnitřním prostoru vozidla. Mezi takové parametry patří množství a rychlost přiváděného vzduchu, jeho teplota a vlhkost.

Teplota je regulována pomocí snímačů teploty odpařování, teploty kondenzace a teploty vzduchu v kabině. Signál ze snímačů vyhodnocuje řídicí jednotka klimatizace a upravuje výkon topení, chlazení a distribuci vzduchu. [7]

3.3 Chlazení 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. Proto je nutné do okruhu nasávaného vzduchu přidat chladič viz *Obrázek 21* [15].



Obrázek 21: Chladič plnicího vzduchu [15]

Nejčastěji je stlačený vzduch ochlazován proudícím okolním vzduchem ve křížovém výměníku. [15]

3.4 Chlazení oleje v automatické převodovce

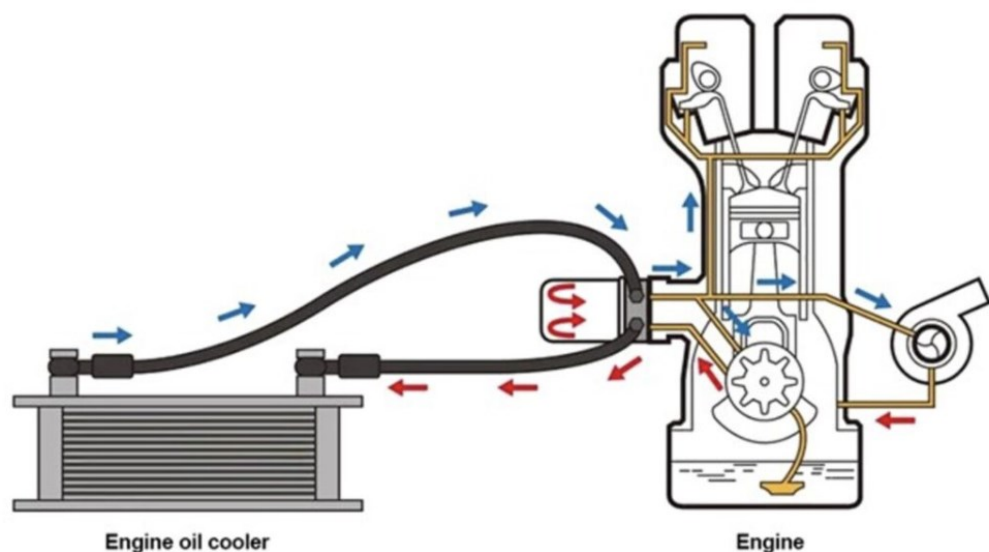
Mechanické části automatické převodovky je nutné mazat. Olej při kapalinovém tření zvyšuje svou teplotu. Pracovní teplota oleje v převodovkách je mezi 65 °C a 95 °C. Pokud by teplota oleje přesáhla tento interval, pak by se snížily třecí vlastnosti oleje a mohlo by dojít k poškození převodovky. Proto se především u aut s výkonnějšími motory a s automatickými převodovkami vyskytují chladiče oleje v převodovce. [16] [17]

Chladiče oleje mají více typů provedení. Jedna z možností je samostatný chladič oleje v prostoru vedle hlavního chladiče motoru. Další variantou je chladič oleje umístěný přímo v hlavním chladiči a je tedy ochlazován chladící kapalinou (*Obrázek 22* [19]). Tato varianta má úskalí v malé velikosti výměníku a možnému nedostatečnému chlazení. Další nevýhodou je

3.5 Chlazení motorového oleje

Motorový olej se používá k mazání pohyblivých částí, k odvodu mechanických nečistot, k těsnění, k ochraně před korozí a v neposlední řadě k odvodu tepla. Pokud se olej zahřeje na moc velkou teplotu, sníží se jeho viskozita a mazací schopnosti. Proto se u větších a výkonnějších motorů používají chladiče motorového oleje. [18]

K chlazení lze použít křížový tepelný výměník, který se může umístit na vhodné místo před chladič chladící kapaliny, kde proudí vzduch a ochlazuje olej. Horký olej proudí do chladiče, kde odevzdá teplo okolnímu vzduchu, a ochlazený teče zpátky do mazací soustavy motoru. [18]



Obrázek 24: Křížový chladič motorového oleje [18]

3.6 Chlazení 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. [20]

3.7 Chlazení kapaliny posilovače řízení

Chladič kapaliny posilovače řízení odvádí přebytečné teplo, které produkuje systém posilovače řízení. Používá se hlavně ve vozidlech s velkými koly jako obytné vozy a off-road automobily. Instalace chladiče prodlouží životnost komponentům posilovače řízení. [21]

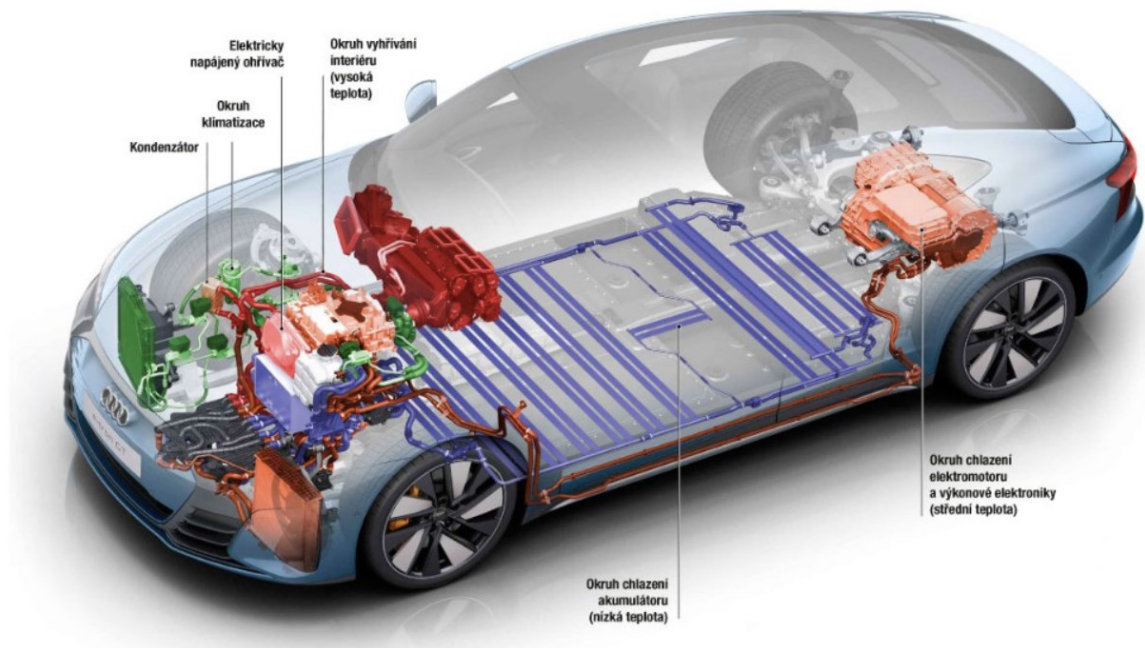
Chladicí kapalina má bod vzplanutí průměrně kolem 205 °C. Proto je důležité jí uchládit pod touto teplotou. Stejně důležité je udržet schopnost komponentů posilovače řízení být mazány. K tomu je potřeba vhodná teplota kapaliny posilovače řízení, která tuto funkci zastává. Čím je teplota kapaliny vyšší, tím je méně viskózní, což znamená menší mazací schopnosti. [22]

Chladič kapaliny posilovače řízení jsou tvořeny trubičkami s proudící kapalinou, která je ochlazována okolním vzduchem. Tepelný výměník bývá většinou umístěn v přední části vozidla před chladičem chladicí kapaliny a kondenzátorem klimatizace. [22]

3.8 Termomanagement elektromobilů

Oproti automobilům se spalovacími motory elektromobily neprodukuje 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. [9]

V případě elektromobilů koncernu PSA, elektrického Volva XC40, Porsche Taycan a Audi e-tron GT (Obrázek 25 [9]) se nachází čtyři okruhy tepelného managementu: 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). [9]



Obrázek 25: Termomanagement Audi e-tron GT [9]

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. [9]

3.8.1 Vytápění a chlazení interiéru

Okruh pro vyhřívání vnitřního prostoru vozidla je částečně samostatný. Obsahuje tepelný výměník (například topná spirála) ohřívající vzduch a náplň je v některých elektromobilech vytápěna odpadním teplem od elektromotoru, případně využívá tepelné čerpadlo. Pokud by bylo potřeba interiér chladit, používá se systém klimatizace jako u běžného automobilu. [9]

3.8.2 Chlazení elektromotoru

V případě potřeby chladit elektromotor například v létě nebo při velké zátěži, okruh elektromotoru obsahuje náporový chladič. Ten z motoru odebírá přebytečné teplo. [9]

3.8.3 Vytápění a chlazení akumulátoru

Ideální teplota trakčních baterií elektromobilů je cca 15 až 40 °C (přijatelná teplota je v rozmezí 10 až 50 °C). [10] Proto je potřeba v letních měsících z akumulátoru odvádět teplo, k čemuž se využívá speciální výměník, který je stejně jako interiér ochlazován prostřednictvím okruhu klimatizace. K chlazení nelze používat náporový chladič jako u elektromotoru z toho důvodu, že baterie musí být chlazená, i když vozidlo stojí (například při dobíjení) nebo když je teplota okolního vzduchu větší než optimální teplota baterie. [9]

V zimním provozu je naopak nutné akumulátor ohřívat. Vytápění bývá pomocí odporových topných těles. Vyhřívání akumulátoru znamená ale snížení dojezdu, protože zdrojem topných těles je on sám. Proto je snaha najít lepší řešení, které představuje například použití tepelného čerpadla. [9]

3.8.4 Tepelné čerpadlo

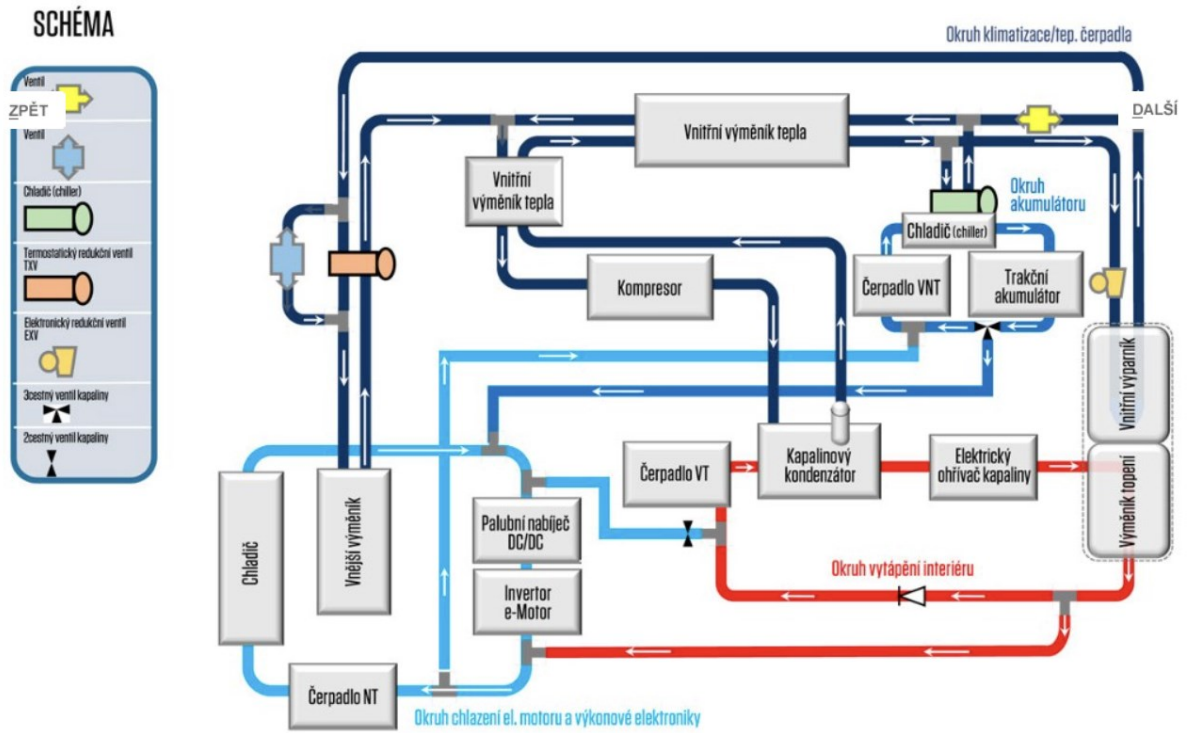
Z důvodu nízkého dojezdu elektromobilů při nízkých teplotách se začala využívat technologie tepelných čerpadel, které umožňují větší využití odpadního tepla, nebo energie z okolí k ohřátí interiéru nebo akumulátoru bez větší spotřeby elektrické energie. [9,11]

U elektromobilů značky Kia a Hyundai se využívá teplo z výkonové elektroniky, z bateriového modulu a systému pomalého dobíjení prostřednictvím tepelného čerpadla k odpařování chladiva ve výparníku. Kompresor poté stlačuje chladivo v plynném skupenství do kondenzátoru, kde se změní skupenství na kapalné. Při zkapalnění chladiva je odebráno teplo, které se využívá k vytápění kabiny. [11]

Naopak u elektromobilů koncernu PSA kapalné chladivo velmi nízké teploty (až -27 °C) odebrá 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. [9]

Okruh s vysokou teplotou pro vytápění interiéru je navíc ohříván topnými tělesy a odpadním teplem (okruh elektromotoru), protože tepelné čerpadlo nedokáže zahřát kapalinu na požadovanou teplotu a jeho činnost je závislá na venkovní teplotě. Vzduch proudící do kabiny se ohřívá ve výměníku pomocí kapaliny z okruhu s vysokou teplotou. [9]

Tepelné čerpadlo má prakticky stejné komponenty jako klimatizace. Díky soustavě elektronicky řízených ventilů (hlavně expanzní ventil před vnitřním výparníkem a vnějším výměníkem) umožňuje obrátit fungování tepelného čerpadla na klimatizaci a naopak, jak je možné vidět na *Obrázku 26* [9].



Obrázek 26: Termomanagement elektromobilů PSA s tepelným čerpadlem [9]

4 Výpočetní část

4.1 ε -NTU

Jak je popsáno v *Oddílu 2.1*, je účinnost ε poměrem předaného tepelného toku tekutinou a maximálního předaného tepelného toku mezi ohřívanou a ochlazovanou (*Rovnice 14* [5]). Účinnost se dá vyjádřit pomocí konstanty NTU a poměru kapacitních toků \dot{C}_r . Rovnice pro výpočet účinnosti jsou odvozeny pro různé výměníky (souproudý, protiproudý, křížový aj.).

Pro křížové výměníky je účinnost popsána a odvozena v *Pododdílu 2.3.1* (*Rovnice 29 a 31* [5]).

Pro souproudé výměníky se účinnost ε spočítá podle *Rovnice 40* [5].

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + \dot{C}_r)]}{1 + \dot{C}_r} \quad (40)$$

Pro protiproudé výměníky je účinnost vyjádřena *Rovnicí 41* [5], pokud je $\dot{C}_r < 1$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - \dot{C}_r)]}{1 - \dot{C}_r \cdot \exp[-NTU(1 - \dot{C}_r)]} \quad (41)$$

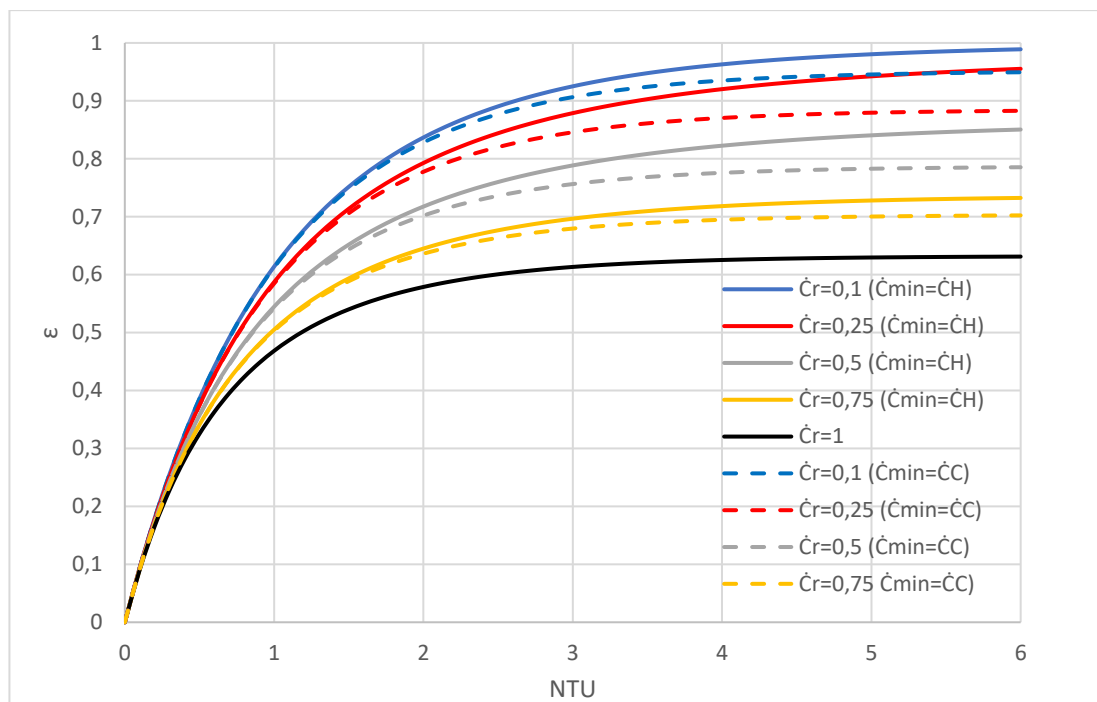
Pokud je kapacitní tok ohřívající tekutiny roven kapacitnímu toku ochlazované tekutiny, je účinnost protiproudého výměníku popsána *Rovnicí 42* [5].

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (42)$$

4.2 Křížové výměníky

4.2.1 Účinnost podle metody ε -NTU

Účinnost křížového výměníku je podle metody ε -NTU dána dvěma bezrozměrnými parametry a to NTU (*Rovnice 27* [5]) a poměrem kapacitních toků \dot{C}_r (*Rovnice 25* [5]). Z grafu, znázorněném na *Obrázku 27* [12], lze pozorovat, že účinnost exponenciálně roste s NTU s asymptotou $\varepsilon=1$. Vyšších hodnot účinnosti dosahují křivky s menším poměrem kapacitních toků nezávisle na tom, jestli má minimální kapacitní tok ohřívající nebo ochlazovaná tekutina. Pokud se porovnají hodnoty se stejným poměrem kapacitních toků ale s různými minimálními kapacitními toky, pak vychází větší účinnost v případě, když má minimální kapacitní tok horká tekutina.



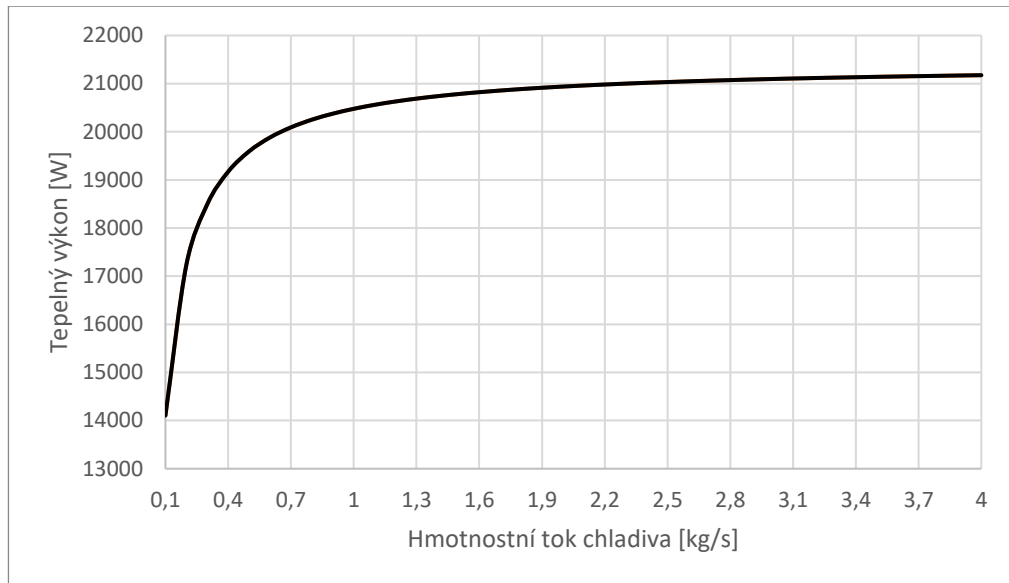
Obrázek 27: Závislost účinnosti na NTU a \dot{C}_r [12]

4.2.2 Vliv průtoku chladiva

V této kapitole je zkoumána závislost hlavních parametrů křížového tepelného výměníku na změně průtoku chladiva. Průtok chladiva se mění podle činnosti vodní pumpy, která je zpravidla poháněna pomocí řemene motorem vozidla. Tlak a průtok chladicí kapaliny není konstantní z důvodu měnících se otáček motoru vozidla v provozu.

Kromě hmotnostního toku chladiva a zkoumané proměnné veličiny jsou při všech výpočtech použity reálné hodnoty konkrétního chladiče převzaté z [13] a metoda ε -NTU.

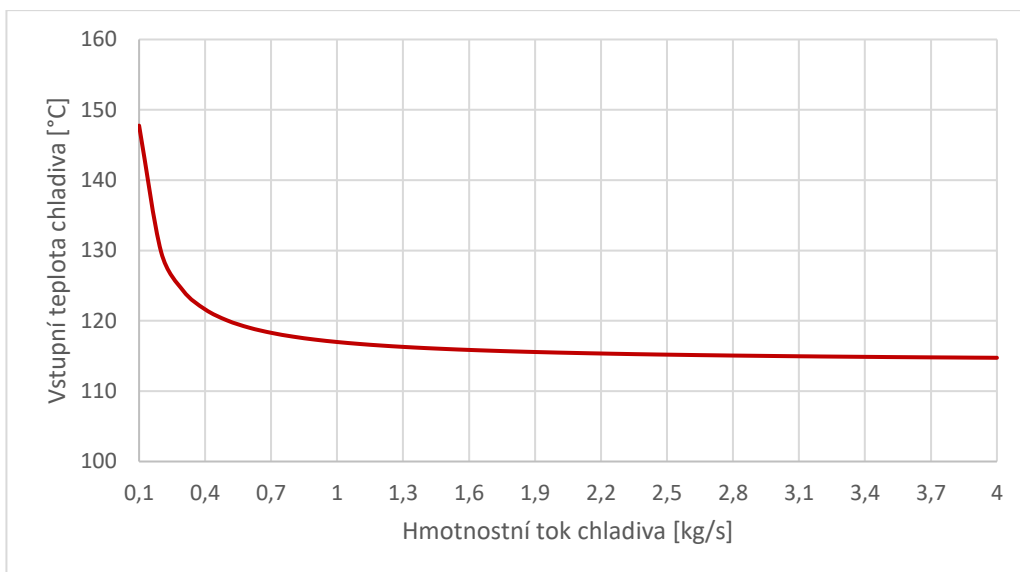
Na *Obrázku 28* je znázorněna změna tepelného výkonu chladiče v závislosti na hmotnostním toku chladiva. Výpočet byl proveden za předpokladu, že jsou konstantní vstupní teploty médií. Z grafu je zřejmé, že s rostoucím průtokem chladiva se zvyšuje tepelný výkon. Největší nárůst výkonu je při nízkých hodnotách hmotnostního toku. Při vyšších hodnotách hmotnostního toku už nedochází k velkým změnám výkonu a výkon je téměř konstantní. Z tohoto diagramu vyplývá, že při potřebě odvádět víc tepla z motoru, je nutné zvýšit průtok chladiva, aby bylo dosaženo většího tepelného výkonu chladiče. Proto je vhodné, že průtok chladiva je závislý na otáčkách motoru.



Obrázek 28: Graf závislosti tepelného výkonu výměníku na hmotnostním toku chladiva

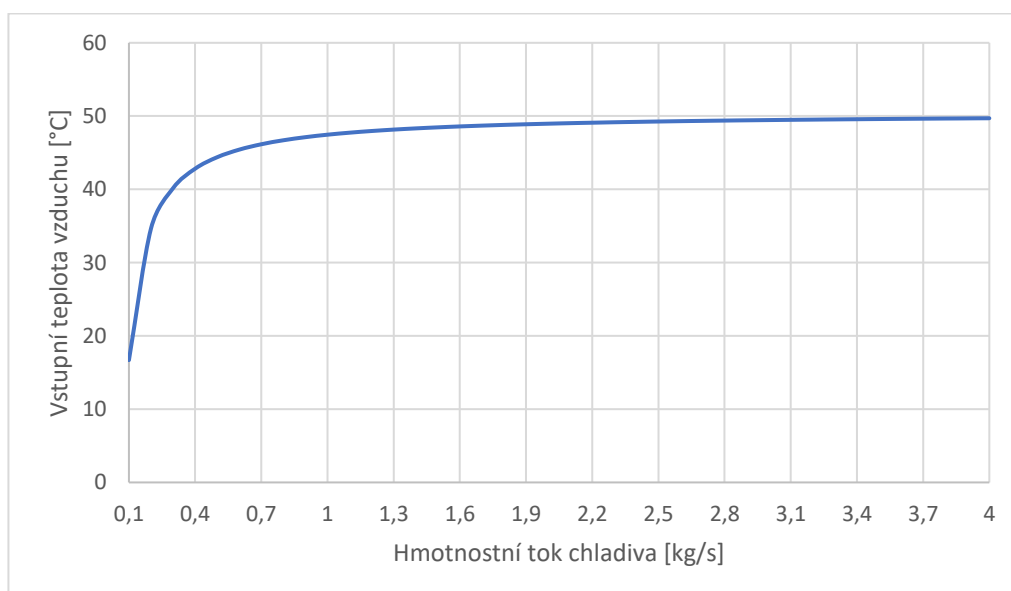
Dalším zkoumaným parametrem chladiče jsou vstupní teploty tekutin, které se mění v závislosti na hmotnostním toku chladiva. Při výpočtu je uvažován konstantní tepelný výkon výměníku. V principu jde o určení vstupní teploty tekutiny pro daný průtok, aby měl chladič daný tepelný výkon.

Na *Obrázku 29* je závislost vstupní teploty chladiva na hmotnostním toku chladiva za konstantní vstupní teploty vzduchu. Při malém průtoku chladiva je třeba vyšší teploty chladiva, aby bylo dosaženo požadovaného tepelného výkonu chladiče. S růstem hmotnostního toku chladiva klesá vstupní teplota chladiva. Při malých hodnotách průtoku je změna teploty větší než při vyšších hodnotách průtoku. Pro udržení tepelného výkonu chladiče je ale nesmyslné zvyšovat vstupní teplotu chladiva, při které by mohlo dojít k poškození motoru.



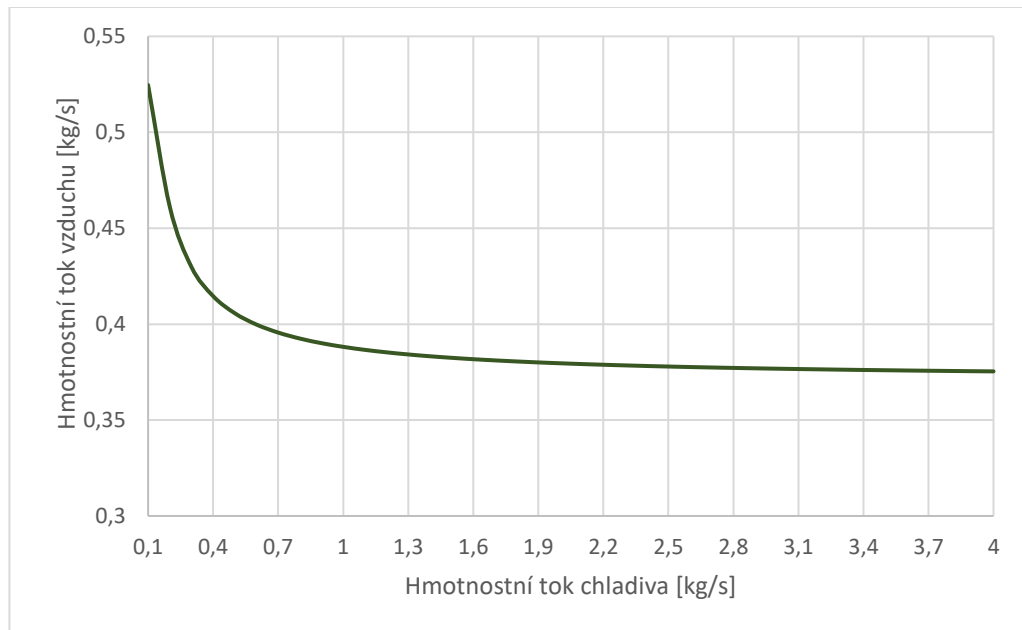
Obrázek 29: Graf závislosti vstupní teploty chladiva na hmotnostním toku chladiva

Závislost vstupní teploty vzduchu do tepelného výměníku na hmotnostním toku chladiva při neměníci se vstupní teplotě chladiva je zobrazeno na *Obrázku 30*. Při malém průtoku chladiva je nutné, aby byla nízká vstupní teplota vzduchu, k udržení daného tepelného výkonu chladiče. Naopak od vstupní teploty chladiva vstupní teplota vzduchu klesá s rostoucím hmotnostním tokem chladiva. Při malých hodnotách průtoku dochází k velkým změnám teploty vzduchu a při větším průtoku jsou změny teplot malé. Z grafu vyplývá, že pro udržení tepelného výkonu při malém průtoku chladiva je nutné, aby měl vzduch vstupující do chladiče nízkou teplotu.



Obrázek 30: Graf závislosti vstupní teploty vzduchu na hmotnostním toku chladiva

Posledním zkoumaným parametrem je hmotnostní tok vzduchu (*Obrázek 31*). Při výpočtu jsou uvažovány konstantní vstupní teploty médií a konstantní tepelný výkon výměníku. S rostoucím průtokem chladiva klesá průtok vzduchu nutný k odebrání daného výkonu za dodržení vstupních teplot. Při malých hodnotách hmotnostního toku chladiva je změna průtoku vzduchu velká, ale při větších hodnotách hmotnostního toku chladiva jsou změny průtoku vzduchu malé. Pro udržení daného výkonu při malém průtoku chladiva je nutné zvýšit hmotnostní tok vzduchu například pomocí ventilátoru.



Obrázek 31: Graf závislosti hmotnostního toku vzduchu na hmotnostním toku chladiva

4.3 Porovnání přístupu při analytickém výpočtu tepelných výměníků

Při analytickém výpočtu parametrů (účinnost, tepelný výkon, výstupní teploty médií atd.) tepelných výměníků se používají různé metody. V tomto případě se jedná o metodu ε -NTU a metodu výpočtu středního logaritmického teplotního rozdílu (LMTD).

Hlavní výhodou metody ε -NTU je, že k výpočtu účinnosti nejsou potřeba výstupní teploty médií, ale jen parametr NTU a poměr kapacitních toků (*Rovnice 27 a 25 [5]*). Teploty tekutin na výstupu lze potom dopočítat dle *Rovnice 26 [5]*. Z účinnosti a maximálně možného tepelného výkonu výměníku je možné vyjádřit reálný tepelný výkon (*Rovnice 43 [5]*).

$$P = \varepsilon \cdot P_{max} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{min} \cdot (T_{H,i} - T_{C,i}) \quad (43)$$

Naopak při výpočtu středního logaritmického teplotního rozdílu jsou potřeba hodnoty teplot médií na vstupu i na výstupu. Tepelný výkon lze poté vyjádřit jako součin středního

logaritmického teplotního rozdílu, součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy (*Rovnice 16* [5]). V případě křížového výměníku je vzorec pro výpočet tepelného výkonu doplněn o korekční faktor (*Rovnice 32* [12]).

Pro porovnání metod na různých typech tepelných výměníků – souproudý, protiproudý, křížový – je proveden výpočet na chladiči s reálnými hodnotami převzatými z [13]. Zkoumaným parametrem je reálný tepelný výkon výměníku. U všech třech typů chladičů jsou použité stejné vstupní parametry (kapacitní tok ohřívaného a ochlazovaného média, součinitel prostupu tepla, teplosměnná plocha, obě vstupní teploty tekutin). Jako první byla vypočtena účinnost dle metody ε -NTU, ze které se určily výstupní teploty, jež jsou třeba k výpočtu středního logaritmického teplotního rozdílu.

Tabulka 2: Porovnání přístupu ε -NTU a LMTD u různých typů tepelných výměníků

Tepelný výměník	Výkon (ε-NTU)	Výkon (LMTD)	Účinnost
Souproudý	20652 W	20652 W	0,81
Protiproudý	21183 W	21183 W	0,831
Křížový	20916 W	20916 W	0,821

Z *Tabulky 2* je patrné, že výsledky tepelných výkonů vycházejí stejně pro daný tepelný výměník nezávisle na použité analytické metodě. Naopak se liší hodnoty výkonů u různých typů výměníků. Nejvyšší tepelný výkon při stejných vstupních parametrech má protiproudý výměník. Nejnižší výkon vychází výměníku souproudému a křížový výměník má vyšší účinnost než souproudý ale nižší než protiproudý.

Výkon tepelných výměníků je tedy závislý na směrovosti proudů tekutin. Zřejmé je to již z grafů průběhu teplot médií ve výměníku, které jsou znázorněné v *Pododdílech 2.1.1 a 2.2.1* (*Obrázek 7 a 9* [5]).

4.4 Tepelný výkon výměníků (Q-table)

Jeden ze základních konstrukčních parametrů tepelného výměníku je jeho tepelný výkon. V numerických modelech se zadává tabulka výkonů výměníku v závislosti na velikosti hmotnostního toku médií (*Tabulka 3* [13]) jako vstupní parametr.

Tabulka 3: Tepelný výkon křížového výměníku [13]

Air Mass Flow Rate (kg/s)	Total Heat Rejection (Watts)		
Coolant Flow Rate (kg/s) --->	1.910	2.870	3.820
0.380	21131.160	21192.690	21693.720
0.760	40117.560	41910.720	42455.700
1.140	53302.560	57345.960	58638.090
1.520	66487.560	72781.200	74820.480
1.890	74873.220	83689.590	86686.980

Z takovéto tabulky lze vypočítat účinnost jako poměr reálného tepelného výkonu výměníku a maximálního možného tepelného výkonu (*Tabulka 5*). Pomocí minimálního kapacitního toku a rozdílu teplot médií na vstupu ($T_{H,i} = 115,56 \text{ °C}$, $T_{C,i} = 48,89 \text{ °C}$ [13]) lze dopočítat maximální tepelný výkon výměníku, jak je vidět v *Rovnici 44* [5].

$$P_{max} = \dot{C}_{min} \cdot (T_{H,i} - T_{C,i}) \quad (44)$$

Tabulka 4: Výpočet účinnosti křížového výměníku jako poměr tepelných výkonů

\dot{m}_H	1,91	2,87	3,82
\dot{m}_C	ϵ		
0,38	0,8291084	0,8315226	0,8511812
0,76	0,7870322	0,8222106	0,8329021
1,14	0,6971316	0,7500143	0,7669138
1,52	0,6521813	0,7139161	0,7339196
1,89	0,5906582	0,6602086	0,6838544

Z hodnot účinností a poměru kapacitního toku lze pak získat hodnoty NTU pro dané hmotnostní průtoky tekutin.

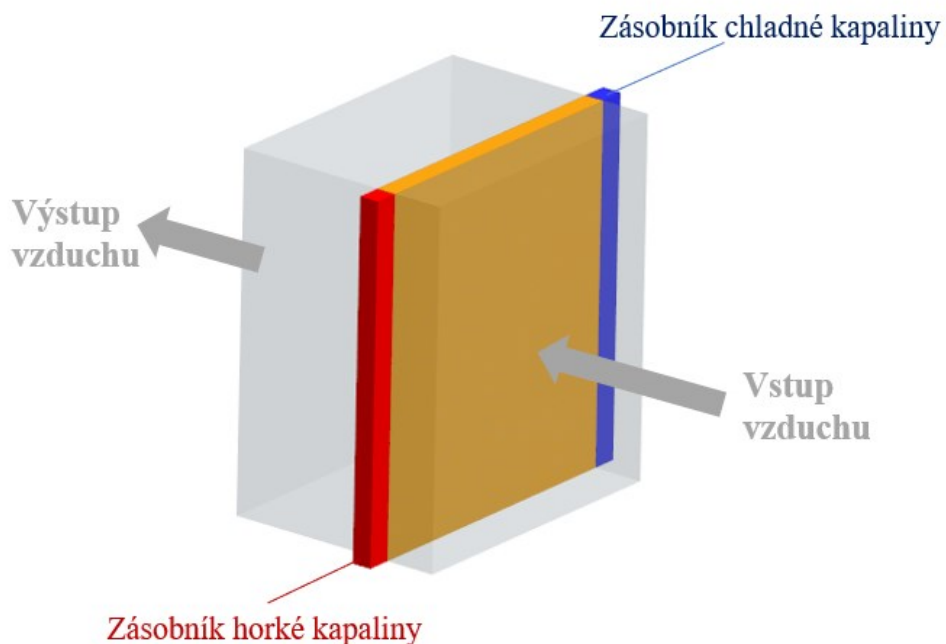
4.5 Numerické výpočty

Pro zkoumání vlivu uniformity teploty vzduchu na tepelný výkon a na výstupní teploty křížového tepelného výměníku je použit software Siemens Star-CCM+. Výhodou numerického

přístupu je možnost pracovat s 3D modelem chladiče na rozdíl od analytických výpočtů. Díky této vlastnosti je možné zohlednit vliv uniformity teploty vzduchu vstupující do tepelného výměníku. Vzhledem k zaměření se na přestup tepla je simulace proudění zjednodušená na nevazké proudění (bez turbulentních modelů). Přestup tepla je řešen pomocí tzv. Dual Stream přístupu, kdy jsou výpočetní buňky proudícího vzduchu a chladiva překryty přes sebe. Tento model je v rámci použitého programu nastaven za použití tzv. Interfaces (kontakty) a jeho definice odpovídá AMTD (Arithmetic Mean Temperature Difference), tedy na místo logaritmického spádu je spád uvažován lineární. Nahrazení logaritmického průměru aritmetickým je možné i vzhledem k tomu, že je výpočetní doména rozdělena na více elementů. [25]

4.5.1 Geometrie

Pro výpočty byl zkonstruován zjednodušený model křížového výměníku, který se skládá ze zásobníků horké chladicí kapaliny, zásobníku ochlazené chladicí kapaliny, jádra výměníku (trubky a voštiny) a domény pro tok vzduchu, který proudí kolmo k směru toku chladicí kapaliny. Chladič, kde vzduch ochlazuje chladivo (v tomto případě vodu), je kvádr široký 4 cm, dlouhý 60 cm a vysoký 70 cm. Vzduch vstupuje do výměníku skrz největší plochu (60 cm x 70 cm) a chladivo do něj vtéká plochou 4 cm x 70 cm, ze zásobníku horké chladicí kapaliny. Tunel vzduchu před vstupem do výměníku je dlouhý 10 cm a tunel za chladičem je dlouhý 30 cm.



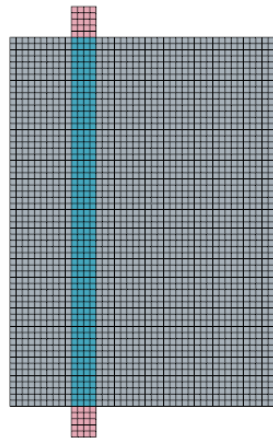
Obrázek 32: Model křížového tepelného výměníku

4.5.2 Síť

Na vytváření systému nepřekrývajících elementů (konečných objemů) – síť – je použita numerická metoda konečných objemů. [2] Pro výpočet tepelného výměníku byla použita síť tzv. *Trimmed cell*, která vytváří v mřížce šestistěnné buňky (tzv. hexahedral cell) přes celou síťovanou oblast. [23] Tvar domény i velikost výpočetní sítě byla zvolena na základě modelu publikovaném v [24]. Vytvořená výpočetní síť je zobrazena na *Obrázku 33* a konkrétní hodnoty jsou uvedeny v *Tabulce 5*.

Tabulka 5: Počet buněk, stran a vrcholů v jednotlivých částech tepelného výměníku

	Počet buněk	Počet stran buněk	Počet vrcholů buněk
Tunel vzduchu	168000	490400	181902
Výměník – vzduch	16800	45680	21655
Výměník – chladiivo	16800	45680	21655
Zásobníky	2800	7100	4260
Celkem	204400	588860	229472



Obrázek 33: Model sítě v řezu chladiče

4.5.3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou předepsány na hranicích vysíťované výpočetní domény a jsou uvedeny v *Tabulce 6*. Výkonová charakteristika výměníku vychází z *Oddílu 4.4* (Q-table) a na základě toho jsou také zvoleny okrajové podmínky. Vstupní teplotní profil vzduchu je pro různé

výpočty měněn, vzhledem k studii na citlivost na tento parametr, nicméně jeho průměrná hodnota je vždy 20 °C.

Tabulka 6: Okrajové podmínky tekutin

	Vzduch	Chladivo
Vstupní teplota [°C]	průměr 20	100
Relativní tlak na výstupu [Pa]	0	0
Vstupní rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	2	0,1

4.5.4 Parametry médií

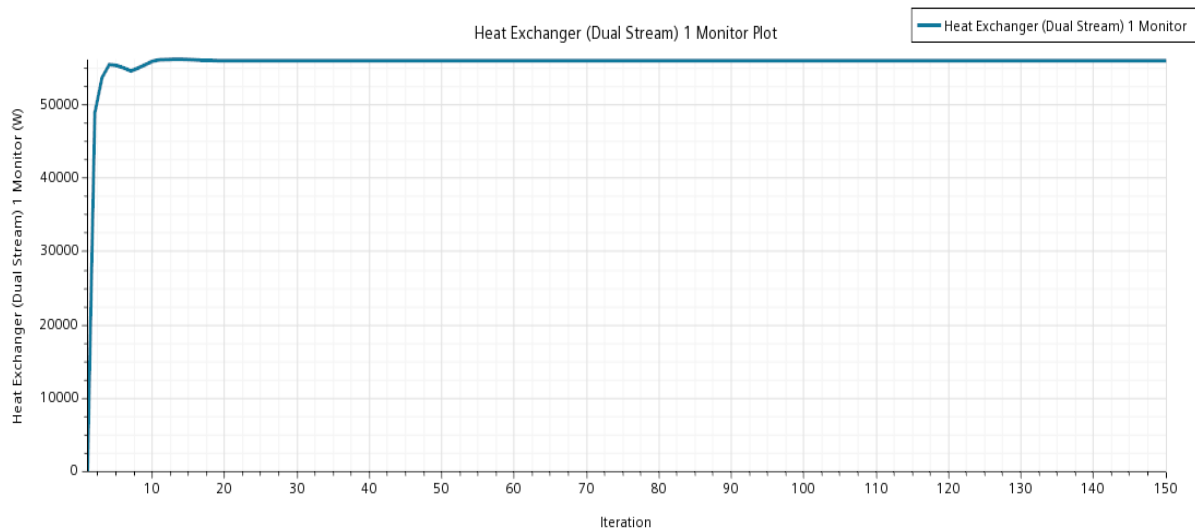
V *Tabulce 7* jsou uvedeny použité materiálové vlastnosti pro vzduch a chladivo.

Tabulka 7: Materiálové vlastnosti tekutin

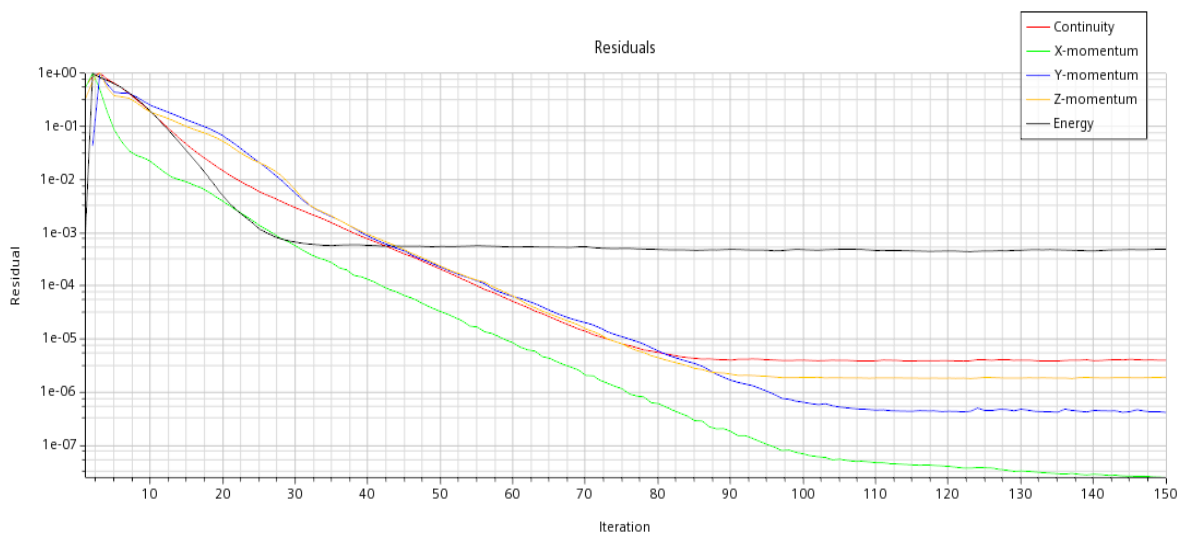
	Vzduch	Chladivo
Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	1,18415	1000
Měrná tepelná kapacita [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	1003,62	4000

4.5.5 Výpočet a výsledky

Kontrola výpočtu byla provedena pomocí grafu numerických residuí (*Obrázek 35*) a průběhu změny výkonu výměníku (*Obrázek 34*). U případu s konstantní teplotou lze výsledek výkonu vypočtený softwarem porovnat s analytickým (1D) výpočtem, jenž byl proveden pomocí tabulky výkonů zadávaných do programu (Q-table), ze kterého se získala účinnost výměníku. Tato účinnost byla aplikována na vstupní teploty 3D modelu. Rozdíl vycházel až na prvním desetinném místě.






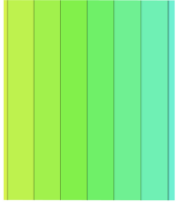
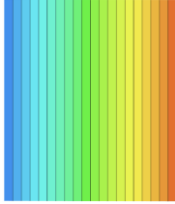
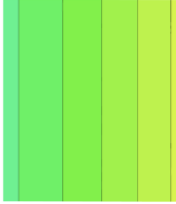
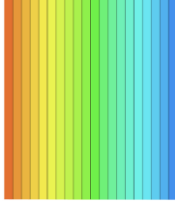
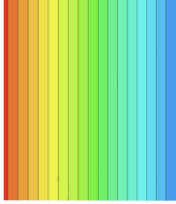
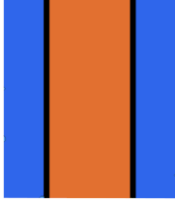
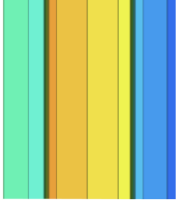
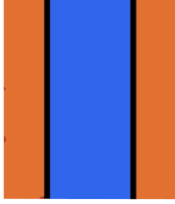
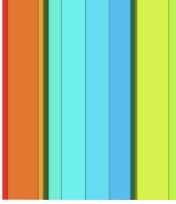
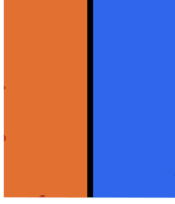
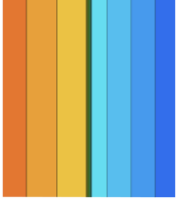
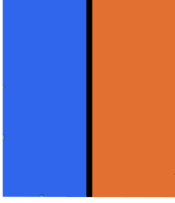
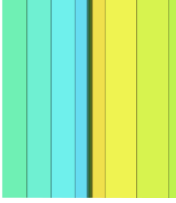
Obrázek 34: Průběh tepelného výkonu křížového výměníku s konstantní vstupní teplotou vzduchu v závislosti na počtu provedených iterací

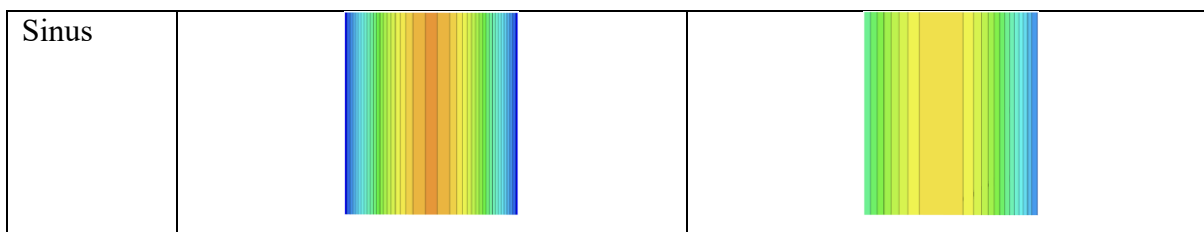


Obrázek 35: Graf numerických reziduí pro křížový výměník s konstantní vstupní teplotou vzduchu

Pro zkoumání vlivu uniformity teploty vzduchu na vstupu na parametry křížového výměníku bylo vytvořeno osm předpisů funkce vstupní teploty vzduchu pro stejný model chladiče. V *Tabulce 8* jsou znázorněny teplotní profily vzduchu na vstupu, které jsou dány předpisem funkce, a na výstupu, které ukazují, jak se změní teplota vzduchu při průchodu tepelným výměníkem. Průměrná teplota u všech příkladů je $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Vstupní teplotní škála je odstupňovaná po $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ a výstupní po $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tabulka 8: Uniformita teploty vzduchu na vstupu a výstupu

Teplotní funkce na vstupu	Vstupní teplotní profil [°C] 8.00 12.6 17.2 21.8 26.4 31.0 	Výstupní teplotní profil [°C] 71.0 73.0 75.0 77.0 79.0 81.0 
Konstantní		
Lineární		
Lineární 2		
Schodová funkce		
Schodová funkce 2		
Schodová funkce 3		
Schodová funkce 4		



První výpočet má konstantní teplotu rovnou 20 °C. U druhého teplota lineárně roste od 10 °C do 30 °C a u třetího naopak teplota lineárně klesá od 30 °C do 10 °C. Následující čtyři příklady mají schodovou funkci teploty – s rozložením teploty viz *Tabulka 8*.

Na výstupním profilu všech výsledku lze pozorovat, že se vzduch nejvíce ohřál v levé části (nejvíce patrné je to vidět na teplotním profilu funkce sinus a konstantní teploty), zatímco nejméně v pravé části. To je dáno tím, že chladivo teče v tomto případě zleva doprava – vlevo má nejvyšší teplotu. U příkladů, které měli vstupní předpis daný schodovou funkcí, je zřetelný teplotní skok i na výstupu. Výsledky tedy zohledňují průtok chladiva, narozdíl od 1D analytických výpočtů

Uniformita skalární veličiny (v tomto případě teploty) se na povrchu vypočítá viz *Rovnice 45* [26]. Popisuje rozložení určité skalární veličiny na ploše. Pokud je rozložení rovnoměrné, uniformita je rovná jedné. [26]

$$\theta = 1 - \frac{\sum_f |T_f - \bar{T}| \cdot S_f}{2 \cdot |\bar{T}| \sum_f S_f} \quad (45)$$

Tabulka 9: Tepelný výkon chladiče v závislosti na uniformitě vstupní teploty vzduchu

	konstant	linear	linear 2	sch. fce	sch. fce 2	sch. fce 3	sch. fce 4	sinus
uniformita	1	0,991	0,991	0,983	0,983	0,983	0,983	0,909
Q [W]	55872,2	56285,3	56289,4	56097,8	56098	55986,2	55985	55904,3

Tabulka 9 popisuje závislost tepelného výměníku v závislosti na uniformitě teploty vzduchu na vstupu. Dále kvantifikuje uniformitu teploty (*Rovnice 45* [26]) dle daných předpisů funkcí. Tepelný výkon u chladičů se schodovou funkcí vstupní teploty není konstantní, i když je jejich uniformita stejná. Což zdůrazňuje podchycení vlivu průtoku chladiva ve vytvořené simulaci. Rozdíly mezi výkony pro dané uniformity jsou minimální. Z toho vyplývá, že uniformita má v tomto případě malý vliv na výsledný výkon tepelného výměníku.

ZÁVĚR

V *Kapitole 3* jsou postupně rozebírány všechny druhy používaných tepelných výměníků v automobilech. V úvodu této kapitoly je ukázáno možné rozložení chladičů v motorovém prostoru, který má zásadní vliv na uniformitu teploty vzduchu, která je více popsána v *Oddíle 4.5*. *Oddíl 3.8* se zabývá provedení termomanagementu určitých typů elektromobilů (například použití tepelného čerpadla).

Jedním z cílů práce bylo posouzení vlivu průtoku chladiva. Vliv byl v *Pododdíle 4.2.2* posuzován na příkladu chladiče spalovacího motoru za použití metody ε -NTU. Sledovanými veličinami v závislosti na průtoku chladiva je tepelný výkon, vstupní teplota chladiva a vzduchu a hmotnostní tok vzduchu. Z grafů (*Obrázek 28, 29, 30, 31*) uvedených v tomto pododdíle vyplývá, že velká změna zkoumaných parametrů nastává při nízkých hodnotách průtoků a velikost gradientu klesá s rostoucím průtokem. Vzhledem k tomu je vhodné zvyšovat průtok chladiva jen do určitého bodu. Následující zvýšení průtoku má minimální vliv na zkoumané veličiny.

Dalším cílem bylo porovnání přístupů výpočtu tepelných výměníků. *Oddíl 4.3* se věnuje porovnávání dvou analytických metod – LMTD a ε -NTU. Očividnou výhodou metody ε -NTU je, že nepotřebuje k výpočtu účinnosti výstupní teploty médií. Jediné dvě veličiny, které jsou nutné k výpočtu účinnosti, je poměr kapacitních toků tekutin a bezrozměrné kritérium NTU. Pro porovnání metod byl proveden výpočet na chladiči s reálnými hodnotami. Zkoumaným parametrem byl tepelný výkon a účinnost. Srovnávány byly také jednotlivé druhy výměníků, které měly stejné vstupní parametry. Výsledky u jednotlivých typů výměníků byly stejné pro obě metody. Nejvyšší výkon a tudíž i účinnost měl protiproudý výměník a nejnižší výměník souproudý (viz *Tabulka 2*).

Z výsledků numerických výpočtů 3D modelu křížového výměníku, kde se porovnávají teplotní profily vzduchu na vstupu a výstupu (*Tabulka 8*), je zjevné, že software Siemens Star-CCM+ zohlednil průtok chladiva z horkého do chladného zásobníku. Dále potvrzuje vliv průtoku chladiva i *Tabulka 9*, kde je kvantifikována uniformita jednotlivých profilů vstupní teploty a jejich tepelný výkon. Tepelný výkon nevychází stejně pro chladiče se schodovou funkcí, které mají stejnou uniformitu. Proto numerické výpočty mají jednoznačnou výhodu nad výpočty analytickými, které můžou pracovat jen s 1D modelem a s konstantními vstupními parametry (teplota, průtok), zatímco v 3D modelech lze tyto veličiny zohlednit.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. České vysoké učení technické v Praze, 2008.
- [2] KOZUBKOVÁ, Milada; BLEJCHAŘ, Tomáš; BOJKO, Marian. Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti: učební text. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011.
- [3] Brogan, R. (2011, February 13). HEAT EXCHANGERS. HEAT EXCHANGERS. https://doi.org/10.1615/AtoZ.h.heat_exchangers
- [4] MACHÁČKOVÁ, Adéla; KOCICH, Radim. Sdílení tepla a proudění. VŠB–Technická univerzita Ostrava, 2012.
- [5] BERGMAN, Theodore L., et al. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.
- [6] T 14 Chlazení motorů, údržba, opravy chladicích soustav. ePubli webová knihovna [online]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/14.html>
- [7] VIŠČOR, Petr. Větrání a klimatizace kabin automobilů. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [8] Základní chladiva užívaná v současné době v klimatizacích (R410-A, R407c, R32) – Montáž a servis klimatizace pro Pardubice a Hradec Králové. Montáž a servis klimatizace pro Pardubice a Hradec Králové – Prodej a montáž klimatizace Toshiba, tepelných čerpadel IVT a řízeného větrání GetAir pro kraje Pardubice a Hradec Králové. [online]. Dostupné z: <https://achs.cz/rady-klimatizace/zakladni-chladiva-uzivana-v-soucasne-dobe-v-klimatizacich-r410-a-r407c-r32/>
- [9] Termomanagement elektromobilů a tepelné čerpadlo | Automobil Revue. Nejrozsáhlejší motoristický portál | Automobil Revue [online]. Copyright © [cit. 09.05.2023]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/technika/termomanagement-elektromobilu-a-tepelne-cerpadlo_48577.html
- [10] Jak se chová baterie elektromobilu v zimě? Přečtěte si | Autonabíječka.cz :Autonabíječka.cz. Autonabíječka.cz | Elektromobilita, nabíjecí stanice normy a směrnice :Autonabíječka.cz [online]. Dostupné z: <https://www.autonabijecka.cz/chovani-baterie-elektromobilu-behem-cesty-v-mrazu/>

- [11] Tepelné čerpadlo v elektromobilech Hyundai a Kia pomáhá dojezdu. (2020, June 10). Hybrid.cz - Elektromobily, Hybridy, Tesla, Volkswagen, Škoda, Auto, Vytápění. <https://www.hybrid.cz/tepelne-cerpadlo-v-elektromobilech-hyundai-kia-pomaha-dojezdu/>
- [12] 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.
- [13] ANSYS Fluent Documentation, release 12.0
- [14] 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.
- [15] D&W Diesel. D&W Diesel [online]. Dostupné z: <https://dwdiesel.com/Articles>
- [16] Automatic Transmission Cooling System. Go4trans - Buy Transmission Parts Online [online]. Copyright © Go4trans. All Rights Reserved. [cit. 09.05.2023]. Dostupné z: <https://go4trans.com/technical-transmission-general-articles/automatic-transmission-cooling-system/>
- [17] 4l60e Transmission Cooler Line Diagram & Flow Direction | CPT4l60e. (2021, September 1). CPT 4l60e. <https://cpt4l60e.com/4l60e-transmission-cooler-line-flow/>
- [18] Scholem, B. (2022, July 27). Importance of Engine Oil Cooling in Classic Cars. Classic Auto Advisors. <https://classicautoadvisors.com/2022/07/27/importance-of-engine-oil-cooling/>
- [19] Radiator: definition, functions, parts, diagram, working - studentlesson. (2020, September 7). Student Lesson. <https://studentlesson.com/radiator-definition-functions-parts-diagram-working/>
- [20] Cool Fuel. (2017, December 1). Cool Fuel. <https://www.dpchip.com/in-the-press/cool-fuel>
- In-Text Citation: (Cool Fuel, 2017)
- [21] Power Steering Oil Coolers. (n.d.). Power Steering Oil Coolers. <https://www.haydenauto.com/en/products/engine-power-steering-cooler/hayden-engine-power-steering-oil-coolers/power-steering-oil-coolers>

- [22] What Does a Power Steering Cooler Do | Power Steering Coolers. (n.d.). PSCoolers.com. <https://www.powersteeringcoolers.com/power-steering-q-a/what-is/what-does-a-power-steering-cooler-do>
- [23] Siemens DISW. (n.d.). Siemens DISW. <https://community.sw.siemens.com/s/article/A-new-user-s-guide-to-STAR-CCM-simulation-Part-3-5-Meshing>
- [24] PERVAIZ, Mehtab M., et al. Numerical Methodology for Automotive Radiator and Condenser Simulations. SAE transactions, 1997, 2475-2501.
- [25] Siemens STAR-CCM+ Theory Guide, release 13.04.010
- [26] Siemens STAR-CCM+ Theory Guide, release 16.06.010

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Rozmístění chladičů v automobilu Toyota LC300

PŘÍLOHA A: Rozmístění chladičů v automobilu Toyota LC300

