



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH VÝMĚNÍKU PRO SNÍŽENÍ TEPLoty VÝFUKOVÝCH PLYNŮ LODNÍHO MOTORU

DESIGN OF AN EXCHANGER FOR REDUCING THE EXHAUST GAS TEMPERATURE OF A MARINE ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Matěj Ježek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Matěj Ježek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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

Návrh výměníku pro snížení teploty výfukových plynů lodního motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Lodní motory vyžadují efektivní chlazení výfukových plynů kvůli bezpečnostním požadavkům i vlivu na okolí. Tato práce se zaměřuje na návrh výměníku pro snížení teploty výfukových plynů s cílem maximalizovat účinnost chlazení při co nejnižších nákladech.

Cíle bakalářské práce:

Problematika výměníků tepla pro chlazení výfukových plynů.
Odhad teploty a množství výfukových plynů spalovacího motorů člunu.
Návrh a výpočtové ověření výměníku tepla.
Konstrukční zástavba vhodného výměníku do spalinové cesty člunu.

Seznam doporučené literatury:

Atkins R.D. , An Introduction to Engine Testing and Development SAE Permissions 2009.

INCROPERA, Frank, David DEWITT, Theodore BERGMAN a Adrienne LAVINE. Principles of heat and mass transfer. 7th ed., international student version. Singapore: John Wiley, c2013, xxiii, 1048 s. ISBN 978-0-470-64615-1.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. Second edition. Mechanical engineering. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-4213-3.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku
2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá analýzou tepelných výměníků, konkrétně chlazením výfukových plynů spalovacího motoru u lodí. Lodní motory musí být vybaveny systémem chlazení výfukových plynů, což je nutné z hlediska bezpečnosti i ochrany okolního prostředí. Tyto technické požadavky jsou stanoveny vyhláškou. Výfukové potrubí zabudovaného spalovacího motoru musí být chlazeno vodou tak, aby povrchová teplota nepřekročila hodnotu 60 °C. K chlazení výfuku lze využít chladicí vodu z okruhu. Práce se také zaměří na popis plášťového výměníku, jeho princip fungování, materiály, z kterých je vyráběn a návrhové faktory. Dále bude proveden odhad teploty výfukových plynů a množství, které je produkováno spalovacím motorem V6 o objemu 2,3l z automobilu Ford Capri. Na základě získaných hodnot bude proveden návrh tepelného výměníku. Navržený výměník pak bude porovnán s reálným tepelným výměníkem, jehož hodnoty jsou zjištěny experimentálním měřením.

KLÍČOVÁ SLOVA

Měření, plášťový tepelný výměník, systém chlazení, teplota spalin 60 °C, výfukové plyny

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the analysis of heat exchangers, specifically the cooling of exhaust gases from internal combustion engines used in ships. Marine engines must be equipped with an exhaust gas cooling system, which is necessary both for safety and environmental protection. These technical requirements are defined by regulations. The exhaust piping of an inboard combustion engine must be water-cooled so that the surface temperature does not exceed 60 °C. Cooling water from the circuit can be used for exhaust cooling. The thesis also focuses on the description of a shell-and-tube heat exchanger, its operating principle, the materials it is made from, and the design factors involved. Furthermore, an estimate of the exhaust gas temperature and the volume produced by a 2.3 liter V6 combustion engine from a Ford Capri car will be carried out. Based on the obtained values, a heat exchanger will be designed. The proposed heat exchanger will then be compared to a real heat exchanger, whose values are determined through experimental measurements.

KEYWORDS

Measurement, shell-and-tube heat exchanger, cooling system, exhaust gas temperature 60 °C, exhaust gases

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JEŽEK, Matěj. Návrh výměníku pro snížení teploty výfukových plynů lodního motoru. Online, závěrečná práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2025. Vedoucí práce Josef Štětina, Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/162337>. [cit. 2025-05-19].



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2025

.....

Matěj Ježek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D., za cenné rady a poskytnutí užitečných podkladů. Dále děkuji Ing. Jiřímu Bazalovi z firmy Hanon Systems za ochotnou komunikaci a vstřícnost při konzultacích.

Zvláštní poděkování patří mému otci, Otakaru Ježkovi, za inspiraci a poskytnutí námětu na tuto práci, a mé matce, Lence Ježkové, za cennou zpětnou vazbu a podporu.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Teorie prostupu tepla	11
1.1 Celkový koeficient prostupu tepla:.....	14
1.2 Střední logaritmický teplotní spád	15
1.2.1 Souproudý tepelný výměník.....	15
1.2.2 Protiproudý tepelný výměník	16
1.2.3 Účinnost-NTU metoda.....	17
2 Chlazení lodních motorů.....	19
2.1 Plášťový tepelný výměník (Shell and tube).....	20
2.1.1 Trubkový svazek (tubes).....	20
2.1.2 Přepážky (Baffels)	21
2.1.3 Plášť (shell)	23
3 Odhad teploty spalin a množství spalin	24
4 Výpočty a návrh výfukového systému	30
4.1 Výpočet teploty, která musí vstupovat do směřovací komory.....	31
4.2 Výpočet délky potrubí tepelného výměníku	32
4.2.1 Souproudé uspořádání.....	34
4.3 Závěr výpočtu.....	35
5 Měření účinnosti tepelného výměníku	36
5.1 Měření souproudé konfigurace.....	39
5.2 Měření protiproudé konfigurace.....	41
5.3 Závěr měření	42
Závěr	43
Použité informační zdroje.....	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	45
Seznam příloh	48

ÚVOD

Námět na bakalářskou práci vznikl jako soukromý projekt, jehož cílem je integrace spalovacího motoru do trupu malé lodi. Technickým požadavkem je zajištění dostatečného chlazení motoru, které je nezbytné pro jeho spolehlivý a efektivní provoz. Dále je nutné navrhnout takové řešení výfukového systému, aby povrchová teplota výfukového potrubí nepřesahovala 60 °C.

Lodě, stejně jako jiné dopravní prostředky, podléhají určitým technickým požadavkům. Ty zahrnují například rozměry obytného prostoru a motorového prostoru, hloubku ponoru a dostatečné dimenzování, které zohledňuje zatížení plavidla na vodě i na souši (například nárazy vln nebo manipulaci při vytažení na souš). Dále plovatelnost a stabilita, které zabraňují potopení plavidla. Tyto požadavky zajišťují bezpečnost při provozu s ohledem na uživatele a jeho okolí. Tato bakalářská práce se zaměřuje především na pohonné zařízení plavidel.

Hlavní požadavek lodního motoru je dostatečný výkon pro snadnou manévrovatelnost. Rovněž výkon nebo velikost plachet nesmí překročit konstrukční limity lodě. Trup musí být dostatečně pevný, aby přenesl všechny síly vyvolané motorem. Lodní prostor, kde je motor uložen (strojovna), musí být zabezpečen tak, aby nedošlo k úniku paliva či ke vzniku požáru. Veškeré elektrické soustavy musí být izolovány. Včetně dostatečné izolace strojovny proti vniknutí vody, jelikož je motor většinou uložen pod úrovní vodní hladiny. Hřídelové vedení je rovněž izolované proti vniknutí vody, a zároveň musí zabránit úniku mazacích látek do vody. Strojovna musí být opatřena ventilací za účelem zvýšení bezpečnosti. Ventilace může být samočinná nebo nucená a musí být navržena na provoz v prostředí s nebezpečím výbuchu. Přívod a odvod vzduchu se nachází na opačných koncích strojovny a musí zabránit vniku vody. Zabudovaný spalovací motor vyžaduje přívod vzduchu pro spalovací proces. Vzduch je odebírán z okolního prostředí, což znamená, že sací potrubí je opatřené proti vniknutí vody a chráněno proti zpětného vyšlehnutí plamene. Výfuková soustava musí být dostatečně izolovaná a chlazená. Výfukové plyny mohou být chlazeny chladicí vodou z motoru nebo přímo vodou z okolí. Vystupující voda nesmí být znečištěna. [4]

1 TEORIE PROSTUPU TEPLA

Přestup tepla je proces, při kterém dochází k přenosu energie mezi tělesy nebo uvnitř materiálů v důsledku teplotního rozdílu. Probíhá třemi základními způsoby: vedením, prouděním a zářením. Tepelné výměníky fungují především na principu prostupu tepla vedením.

Základní rovnice použité pro analýzu jakéhokoliv tepelného výměníku vychází ze zákona zachování energie a rovnice rychlosti prostupu tepla.

Rovnice pro zachování energie:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c \quad (1.1)$$

$$c_h \dot{m}_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = c_c \dot{m}_c (T_{c,o} - T_{c,i})$$

kde,

\dot{m}_c, \dot{m}_h je hmotnostní průtok studené a horké [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],

c_c je měrná tepelná kapacita studené kapaliny [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

c_h je měrná tepelná kapacita horké kapaliny [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

$T_{h,i}$ a $T_{h,o}$ jsou koncové teploty horké kapaliny (vstupní a výstupní) [K],

$T_{c,o}$ a $T_{c,i}$ jsou koncové teploty studené kapaliny (vstupní a výstupní) [K].

Rovnice pro prostupu tepla:

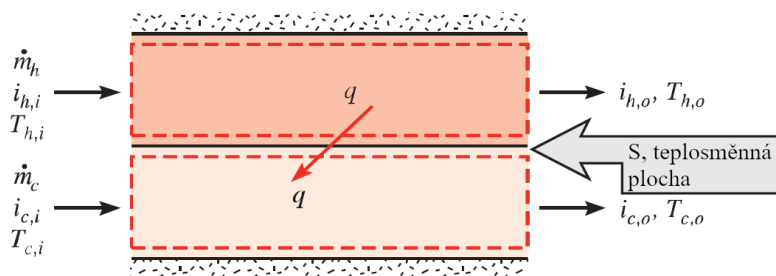
$$\dot{Q} = US\Delta t_s = \frac{\Delta t_s}{R_o} \quad (1.2)$$

kde,

U je součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

S je teplosměnná plocha [m^2],

ΔT_s je střední logaritmičkový teplotní spád, který závisí na uspořádání toku v tepelném výměníku a míře míchání kapalin v jednotlivých proudcích [K].



Obr. 1 Celková energetická bilance pro horkou a studenou kapalinu ve výměníku se dvěma médii [7]

Inverzní hodnota celkové tepelné vodivosti (US) se označuje jako celkový tepelný odpor (R_o) a je složený z dílčích odporů poskládaných sériově, viz *obr. 4*.

$$R_o = R_h + R_1 + R_w + R_2 + R_c \quad (1.3)$$

kde,

R_h je odpor vůči konvekci na horké straně [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$],

$R''_{f,h}$ je tepelný odpor zanášené vrstvy na horké straně [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$],

R_w je tepelný odpor oddělující stěny, vyjádřený pro plochu stěny pomocí rovnice:

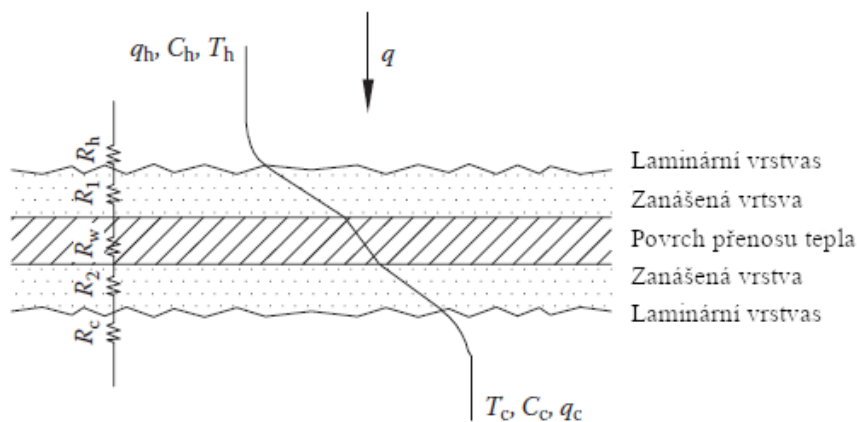
$$R_w = \frac{\delta}{Sh} \quad (1.4)$$

kde,

δ je tloušťka stěny [m],

h je tepelná vodivost materiálu stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$].

Vzorec (1.4) je vyjádřený pro rovinnou stěnu. Pro případ tepelných výměníků je třeba udělat přepočítání na válcovou stěnu:



Obr. 4 Jednotlivé elementy tepelného odporu ve výměníku [8]

$$R_w = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi hL} \quad (1.5)$$

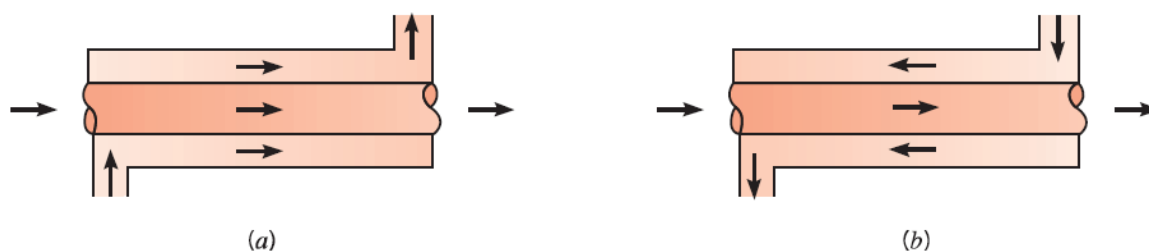
kde,

d_o je vnější průměr trubky [m],

d_i je vnitřní průměr trubky [m],

L je délka trubky [m].

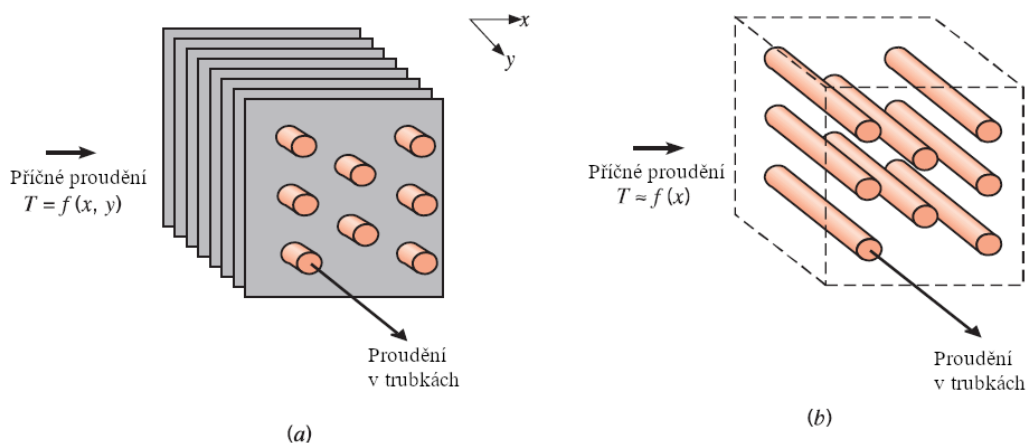
Tepelné výměníky jsou obvykle řazeny dle typu konstrukce a směru proudění kapalin. Základní dělení výměníku je dle směru proudění horké a studené kapaliny, viz obr. 5.



Obr. 5 Typy konstrukce výměníku: (a) soproudý výměník, (b) protiproudý výměník [7]

Pokud chceme vybrat směr proudění, je třeba zhodnotit jednotlivé rozdíly mezi nimi. Protiproudý výměník se používá v případě, kdy potřebujeme na výstupu co nejpřesnější teplotu. Díky nižšímu teplotnímu rozdílu je jeho charakteristika chlazení předvídatelná a dochází k menšímu tepelnému napětí, což prodlužuje životnost. Nevýhodou je omezený teplotní rozsah a nižší tepelná účinnost. Naopak soproudý výměník má větší tepelnou účinnost, a tedy větší teplotní rozsah. Mezi nevýhody patří riziko tepelného pnutí, které může vést k porušení, a tedy složitější konstrukci [1].

Další konstrukční variantou může být, že chladicí kapalina proudí napříč horké kapalině s možností žebrování. Pro případ a) tedy žebrovaný výměník platí, že kapalina proudí ve směru (x) a žebra, která jsou ve směru (y), usměrňují kapalinu a nedovolí víření oproti výměníku bez žebrování, kde dochází k víření. Podmínka víření ovlivňuje výkon výměníku. V trubkách, kde proudí horká kapalina, nedochází k víření. [1]



Obr. 6 Kompaktní výměníky tepla: (a) žebrované, přičemž obě kapaliny jsou nemíchané; (b) nežebrované, s jednou kapalinou míchanou a druhou nemíchanou [7]

Princip žebrovaného tepelného výměníku je vytvořit co největší teplosměnnou plochu na jednotku objemu ($\geq 400\text{m}^2/\text{m}^3$ pro kapaliny a $\geq 700\text{m}^2/\text{m}^3$ pro plyny) [1]. Z toho důvodu je jejich konstrukce velmi kompaktní. Jejich hlavní využití je pro případ, že jedno z proudících medií je plyn, který je charakteristický nízkým konvekčním součinitelem přestupu tepla. [1]

1.1 CELKOVÝ KOEFICIENT PROSTUPU TEPLA:

$$\frac{1}{US} = \frac{1}{U_c S_c} = \frac{1}{U_h S_h} = \frac{1}{(hS)_c} + R_w + \frac{1}{(hS)_h} \quad (1.6)$$

kde, c a h odkazují na cold a hot, tedy studená a horká strana výměníku. Tato rovnice (1.6) platí pouze pro dokonale čistý povrch bez žebrování. Proto je třeba zohlednit výskyt nečistot, oxidací a tvorba vodního kamene na povrchu. Rovnici tedy rozšíříme o další tepelný odpor R_f , který vyjadřuje míru zanášení (fouling factor). [1]

Po přidání koeficientu dostáváme rovnici:

$$\frac{1}{US} = \frac{1}{(\eta_o hS)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o S)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o S)_h} + \frac{1}{(\eta_o hS)_h} \quad (1.7)$$

kde, koeficient zanášení R''_f je tabulková hodnota. Zde je třeba poukázat na fakt, že zanášení je závislé na provozu tepelného výměníku. Hodnota se zvyšuje od nuly postupnou akumulací nečistot. [1]

η_o je celková povrchová účinnost žebrovaného povrchu a v případě měřeného plášťového výměníku je tato hodnota $\eta_o=1$ jelikož neobsahuje žebrování [-],

Tab. 1 Faktor zanášení [7]

Kapaliny	R''_f [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]
Mořská voda a pitná voda (pod 50 °C)	0,0001
Mořská voda a pitná voda (nad 50 °C)	0,0002
Říční voda (pod 50 °C)	0,000-0,001
Topný olej	0,0009

Dále pak do rovnice dosadíme vzorec (1.5), který vyjadřuje trubkovou stěnu výměníku:

$$\frac{1}{US} = \frac{1}{U_i S_i} = \frac{1}{U_o S_o} = \frac{1}{h_i S_i} + \frac{R''_{f,i}}{S_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi hL} + \frac{R''_{f,o}}{S_o} + \frac{1}{h_o S_o} \quad (1.8)$$

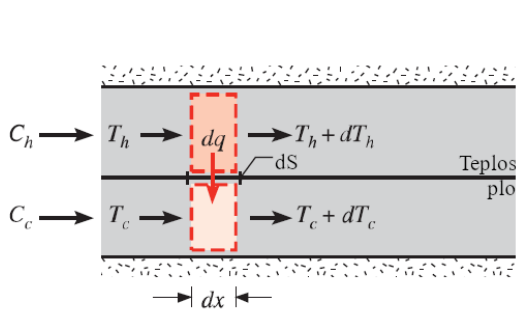
kde, indexy i a o vyjadřují inner a outer, tedy vnitřní a vnější povrch trubky

$$S_i = \pi d_i L; S_o = \pi d_o L [\text{m}^2]$$

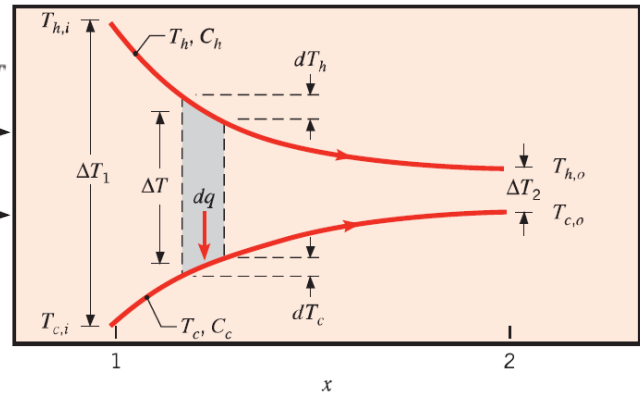
1.2 STŘEDNÍ LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ SPÁD

Tato veličina ΔT_s je hnací silou, aby docházelo k výměně tepla dvou médií, ale její charakter je nelineární. Dalo by se říci, že rozdíl teplot ΔT je na vstupu do výměníku nekonečně velký a klesá s rostoucím x , kde se asymptoticky přibližuje k nule. Proto je nutné tuto hodnotu aproximovat. Tato metoda výpočtu vede přímo k návrhu výměníku, pokud jsou známy vstupní a výstupní hodnoty. [1]

1.2.1 SOUPROUDÝ TEPELNÝ VÝMĚNÍK



Obr. 8 Souproudý tepelný výměník [7]



Obr. 7 Rozložení teploty v souproudém výměníku [7]

Na obrázku, *obr. 7*, můžeme vidět rozdíl teplot paralelně tekoucích médií, kde indexy 1 a 2 označují opačné konce výměníku. Pro paralelní proudění platí:

$$T_{h,i} = T_{h,1}, T_{h,o} = T_{h,2}, T_{c,i} = T_{c,1} \text{ a } T_{c,o} = T_{c,2} \quad (1.9)$$

Pro určení ΔT_s použijeme rovnici energetické bilance na diferenciální elementy horké a studené kapaliny. Jednotlivé elementy jsou popsány délkou dx a teplosměnnou plochou dS , viz *obr. 8*. Energetická bilance vychází z předpokladů, že: (1) výměník je izolován od svého okolí, tedy výměna tepla probíhá pouze mezi horkou a studenou kapalinou; (2) axiální vedení tepla podél trubek je zanedbané; (3) změny potenciální a kinetické energie jsou zanedbatelné; (4) měrná tepelná kapacita je konstantní; (5) celkový součinitel prostupu tepla je konstantní [1]. Je důležité zmínit, že výstupní teplota chladné kapaliny nikdy nepřekročí teplotu horké kapaliny. [1]

Dostáváme rovnice:

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h = -C_h dT_h \quad (1.10)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c = C_c dT_c \quad (1.11)$$

kde, C_h a C_c jsou tepelné kapacity horké a studené kapaliny. Celkovou energetickou bilanci získáme integrací těchto rovnic, které jsou dány (1.10 a 1.11). Prostup tepla lze také vyjádřit jako: [1]

$$dQ = U \Delta T_s dS \quad (1.12)$$

kde, $\Delta T = T_h - T_c$ je rozdíl teplot horké a teplé kapaliny.

Aby bylo možné integrovat rovnice (1.12) musí být upraveny na diferenciální tvar:

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c$$

dostáváme,

$$d(\Delta T) = -dQ \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

po dosazení za dq a následné integraci dostáváme,

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dS$$

tedy,

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -US \left(\frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{Q} + \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{Q} \right) = -\frac{US}{Q} [(T_{h,i} - T_{h,o}) + (T_{c,o} - T_{c,i})]$$

Pro souprůdný tepelný výměník (obr. 7) platí, že

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (1.13)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o}$$

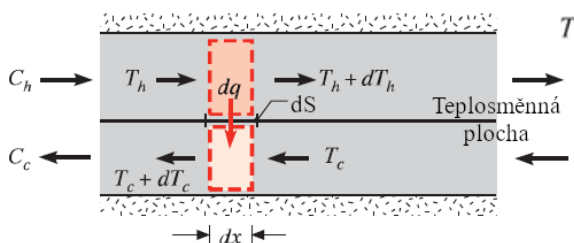
tedy dostáváme rovnici:

$$\dot{Q} = US \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}$$

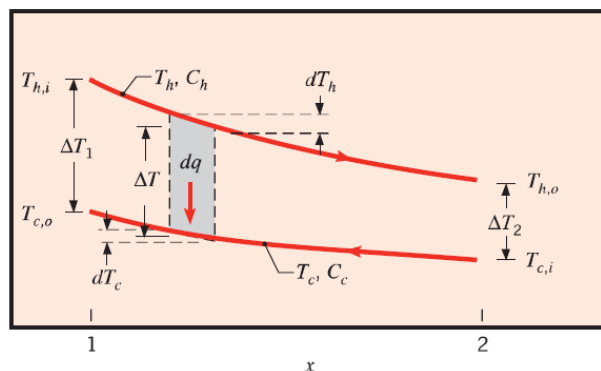
Dále porovnáme tento výraz s rovnicí (1.12) a dostáváme:

$$\Delta T_s = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (1.14)$$

1.2.2 PROTIPROUDÝ TEPELNÝ VÝMĚNÍK



Obr. 9 Protiproudý tepelný výměník [7]



Obr. 10 Rozložení teploty v protiproudém výměníku [7]

Způsob proudění kapalin v protiproudém tepelném výměníku je znázorněno na obrázku, *obr. 10*. Oproti souproudému výměníku tato konfigurace umožňuje výměnu tepla na obou koncích. Díky tomu je změna teplotního rozdílu $\Delta T = T_h - T_c$ v závislosti na x neprojevuje tak výrazně jako je to u souproudého výměníku. Dalším rozdílem je, že výstupní teplota studené kapaliny může být vyšší než výstupní teplota horké kapaliny. [1]

Rovnice (1.10, 1.11) jsou platné pro jakýkoliv tepelný výměník, můžeme je tedy použít i pro protiproudé uspořádání. Jedinou odlišností jsou rozdíly teplot na vstupu a výstupu výměníku označené jako 1 a 2, viz *obr. 10*: [1]

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (1.15)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Zajímavé je, že střední logaritmický teplotní spád nabývá větších hodnot u protiproudého než u souproudého výměníku, tedy $\Delta T_{s,PP} > \Delta T_{s,SP}$. Z toho plyne, že k dosažení požadovaného prostupu tepla q u protiproudého výměníku je třeba menší teplosměnná plocha než u souproudého, pokud uvažujeme stejnou hodnotu součinitele prostupu tepla U . [1]

1.2.3 ÚČINNOST-NTU METODA

Pro případ, že známe pouze vstupní teplotu, návrh výměníku pomocí logaritmického teplotního spádu by vyžadoval složitý iterační postup. Proto je vhodnější použít alternativní metodu NTU. [1]

Uřídíme maximální možnou míru prostupu tepla q_{max} . Uvažujme protiproudý tepelný výměník s nekonečnou délkou tak, aby jedna z kapalin dosáhla maximálního teplotního rozdílu, $T_{h,i} - T_{c,i}$. Dále uvažujeme situaci, kdy $c_c < c_h$, což znamená, že kapalina s nižší tepelnou kapacitou projde větší změnou teploty. Protože délka $L \rightarrow \infty$, chladná kapalina se zahřeje na vstupní teplotu horké kapaliny ($T_{c,o} = T_{h,i}$). [1], Platí tedy:

$$q_{max} = c_c(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (1.16)$$

Analogicky platí, pokud $c_h < c_c$, že horká kapalina projde větší teplotní změnou a ochladí se na vstupní teplotu studené kapaliny ($T_{h,o} = T_{c,i}$). [1], Z toho vyplývá rovnice:

$$q_{max} = c_h(T_{h,i} - T_{c,i})$$

z těchto tvrzení můžeme odvodit výraz:

$$q_{max} = c_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) [W \cdot kg^{-1}] \quad (1.17)$$

kde, c_{min} je menší z hodnot c_c a c_h . Výsledkem je maximální možný prostup tepla, který může výměník poskytnout. [1]

Účinnost výměníku ε , můžeme definovat jako poměr skutečného prostupu tepla k maximálnímu možnému prostupu tepla:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (1.18)$$

po dosažení rovnic (1.1 a 1.17) dostáváme:

$$\varepsilon = \frac{c_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{c_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (1.19)$$

nebo

$$\varepsilon = \frac{c_h(T_{c,o} - T_{c,i})}{c_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (1.20)$$

Jelikož je účinnost bezrozměrná, musí se její hodnota pohybovat v rozmezí $0 \leq \varepsilon \leq 1$. V případě, že známe hodnoty ε , $T_{h,i}$ a $T_{c,i}$, je možné určit skutečnou míru prostupu tepla pomocí výrazu:

$$q = \varepsilon c_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (1.21)$$

Pro jakýkoliv výměník platí, že:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{c_{min}}{c_{max}}\right) \quad (1.22)$$

Kde, c_{min}/c_{max} je rovno c_c/c_h nebo c_h/c_c , což rozhoduje relativní velikost tepelných kapacit studeného a horkého proudu. Počet prostupných jednotek (NTU) je bezrozměrný parametr, který se rozsáhle používá při analýze tepelných výměníků: [1]

$$NTU = \frac{US}{c_{min}} \quad (1.23)$$

Vztahy mezi účinností a NTU

Tyto veličiny je možné provázat a upravit na jednotný výraz, který platí pro výměníky s jedním průchodem horké kapaliny:

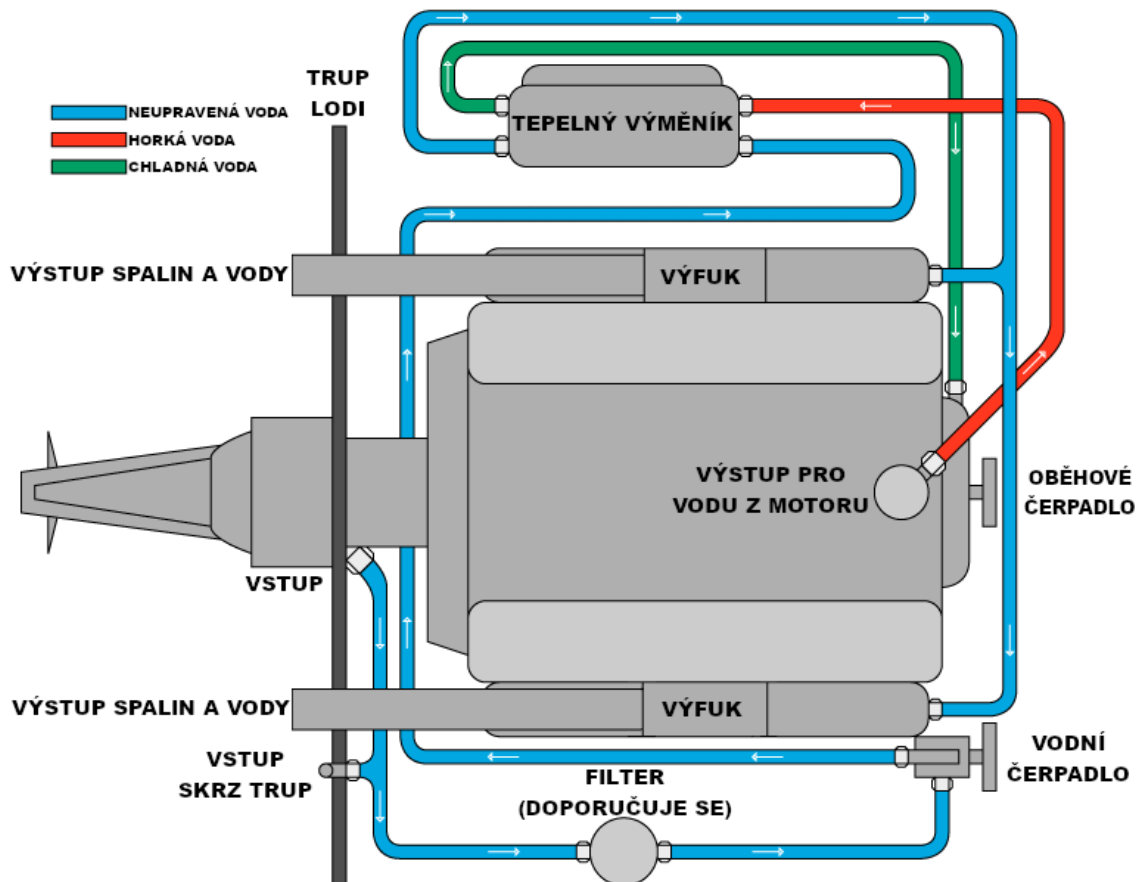
$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c_r + (1 + c_r^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + c_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + c_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \quad (1.24)$$

Kde, NTU je number of transfer units [–], c_r je poměr tepelných kapacit $c_r = c_{min}/c_{max}$.

Tento vztah vede k přesnějšímu výpočtu tepelného výměníku, což znamená, že výsledný výměník bude rozměrově menší a kompaktnější.

2 CHLAZENÍ LODNÍCH MOTORŮ

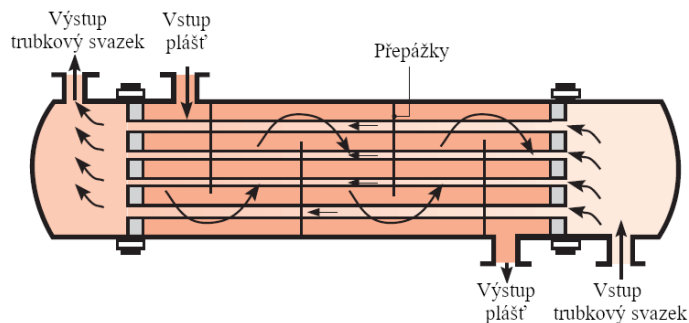
Během provozu lodního motoru vzniká teplo, které je třeba odvádět pro zajištění správné funkce. Obvyklé uspořádání chladicího systému je oběh s vodou pro chlazení mazacího oleje, pístů, plnicího vzduchu nebo chlazení oleje pro turbodmychadla či kompresory. Jako chladicí médium je použita voda. To představuje problém, protože rozpustné soli obsažené ve vodě mohou způsobit usazeniny a vznik galvanizace, což vede ke snížení životnosti. Řešení je pak použití korozivzdorných materiálů, jako je například hliníková mosaz, kde je povrch chráněn oxidační vrstvou v důsledku koroze železa při kontaktu s vodou. Další možností je použití neželezných materiálů, kde je ochrana před korozi řešena obětivnou anodou. Funguje na principu galvanizace a musí být z materiálu s menším elektrochemickým potenciálem. Elektrony dodávané anodou chrání konstrukci a zabraňují korozi, ale anoda se sama opotřebovává. Čerpání vody je řešeno sadou oběhových čerpadel, z nichž je jedno hlavní a druhé záložní. Ventily z boku lodi, které slouží jako vstup pro chladicí médium, se dělí na ventil s nízkým sáním a s vysokým sáním. Vysoké sání je určené pro mělké vody, aby nedocházelo k nasávání nečistot. Naopak nízké sání se využívá na volném moři, kde dochází k silnějšímu houpaní lodi a hrozí nasávání vzduchu do systému [15]. Povrchová teplota výfukového potrubí může být přímo chlazená vodou, avšak takové řešení je konstrukčně náročné. Obvykle se jedná o speciální odlitky určené pro lodní aplikace, které umožní integrované chlazení. Jednodušším řešením je tepelně izolovat výfukové potrubí a spaliny následně ochladit při výstupu z potrubí.



Obr. 12 Schéma chladicího systému lodních motorů [9]

2.1 PLÁŠŤOVÝ TEPELNÝ VÝMĚNÍK (SHELL AND TUBE)

Jedná se o nejpoužívanější kompaktní tepelný výměník. V průmyslovém přenosu tepla je využíván v energetice, chemickém průmyslu a ropných rafinériích. Používá se například jako olejový chladič nebo kondenzátor. Při navrhování tepelného výměníku je třeba vzít v úvahu několik základních faktorů. Zohlednění roztažnosti trubek vlivem rozdílu teplot, korozní vlastnosti medií, zanášení (fouling) a náročnost čištění, tedy náklady na údržbu. Skládá se z hlavních komponent, které jsou plášť (shell), trubkový svazek (tubes), přepážky (baffles), zadní a čelní komoru a trysky. Další komponenty jsou pak expanzní spoje, těsnící lišty, podpěry a úchyty. [2]



Obr. 13 Plášťový tepelný výměník s jedním průchodem pláštěm a jedním průchodem trubkami (protiproudý režim s křížením toků) [7]

2.1.1 TRUBKOVÝ SVAZEK (TUBES)

Tato součást je klíčová ve funkci tepelného výměníku. Zde horká kapalina, která proudí uvnitř trubek, předává své teplo chladnějšímu mediu. Jelikož tento postup probíhá skrze teplosměnnou plochu, je důležité zvolit vhodnou geometrii, která přímo ovlivní účinnost zařízení. Mezi hlavní parametry patří vnější průměr trubky, tloušťka stěn, délka trubek a rozteč mezi trubkami.

Výměníky se dělí na dva základní typy: přímé trubky (obr. 16) a trubky do U (U-tubes, viz obr. 19). Dále se pak dělí na hladké trubky, žebrované trubky, dvojité nebo bimetalické trubky (stěna trubky se skládá ze dvou materiálů). Velikost průměru trubek by z pohledu přenosu tepla měla být co nejmenší pro vytvoření velké teplosměnné plochy. Nicméně z praktických důvodů se obvykle volí větší průměry, údržba je pak mnohem jednodušší a konstrukce je pevnější. Rozměr vnějšího průměru trubky se pohybuje od 5,8 mm až do 6,35 mm. Z pohledu délky trubek a velikosti pláště je snaha, aby byl výměník co nejkompaktnější. Ideální poměr rozměrů je malý průměr pláště a dlouhé trubky, pokud to dovolí manipulační prostor při instalaci nebo při výrobě. Nevýhodou malého prostoru je obtížná a nákladná údržba. V takovém případě se upřednostňují kratší trubky a větší průměr pláště. [2]



Obr. 16 Přímá žebrovaná trubka výměníku tepla [10]

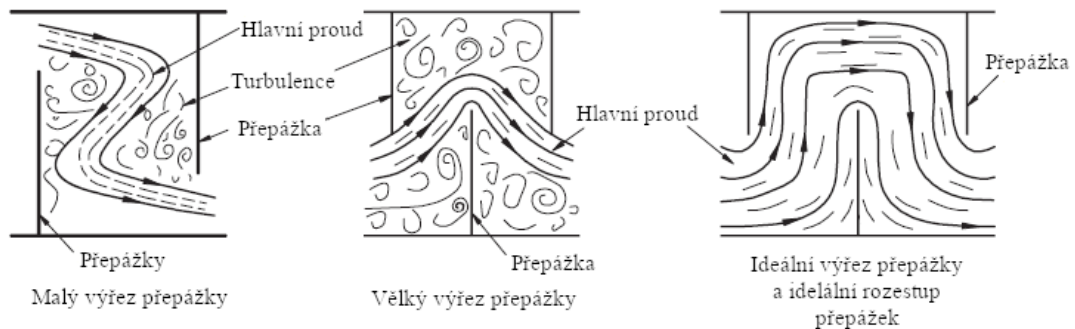
Svazek trubek tepelného výměníku může být svařován základním nebo bezešvým způsobem. Trubky se vyrábí tvářením pásového materiálu do válcového tvaru a následně se přesně svařují. Bezešvé trubky se vyrábí extruzí nebo tažením za tepla. Jako nejběžnější materiály se používají mědi a slitiny mědi nebo uhlíkové či korozivzdorné oceli. [2]



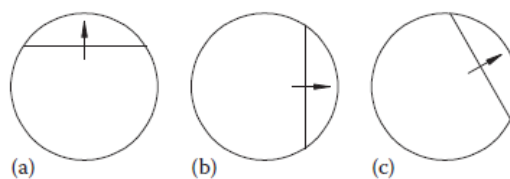
Obr. 19 U-tube tepelný výměník [11]

2.1.2 PŘEPÁŽKY (BAFFELS)

Hlavní využití přepážek je zpevnění konstrukce, tedy vymezení správné rozteče mezi trubkami a usměrnění proudění chladicí kapaliny podél trubkového svazku dle požadavků dané aplikace. Přepážky jsou obvykle orientovány kolmo na trubky za účelem vyvolání turbulentního proudění chladicího média. Je důležité zvolit správnou vzdálenost mezi přepážkami a optimální velikost výřezu, protože charakter proudění přímo ovlivňuje výkon výměníku. Nesprávné proporce mohou vést k nerovnoměrnému rozdělení toku (obr. 22), což podporuje zanášení a snižuje efektivitu zařízení. Optimální rozah rozteče přepážek je 0,15 až 1 násobek průměru pláště. Ideální hodnotu lze zjistit z tabulek, kde jsou určující parametry: vnější průměr trubek, materiál trubek a příslušné teplotní limity. Jednotlivé segmenty přepážek jsou umístěny 180° vůči sobě, viz obr. 23. Pokud médium na straně pláště nekondenzuje volíme vodorovné výřezy a), aby nedocházelo k usazení nečistot. Svislý směr přepážek b) volíme v případě, že: (1) proudící médium kondenzuje, proto je třeba zajistit volný odtok kondenzátu, (2) proudící médium obsahuje pevné částice, které se musí snadno usazovat na dno pláště. [2]



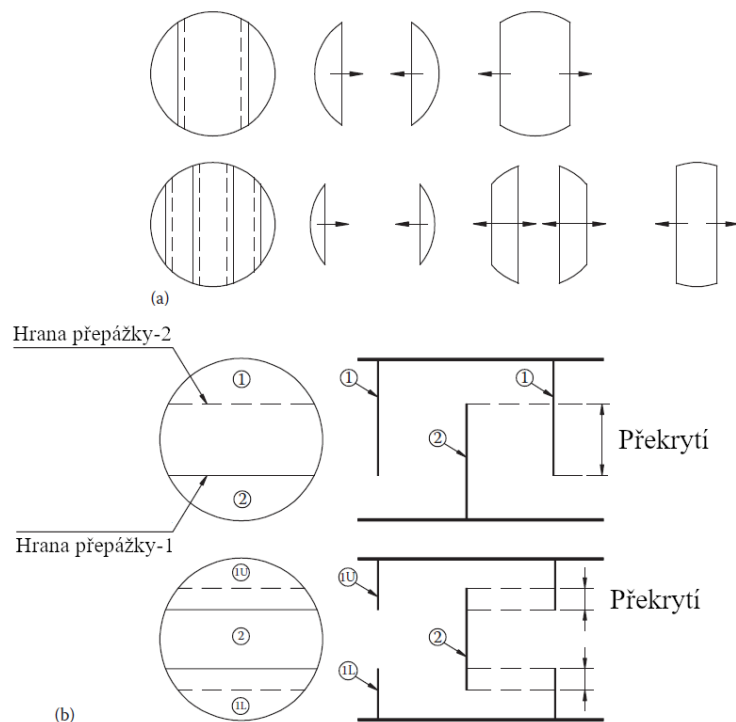
Obr. 22 Proudění na straně pláště ovlivněné výřezem přepážek [8]



Obr. 23 Orientace přepážek: (a) horizontální; (b) vertikální; (c) jiný úhel [8]

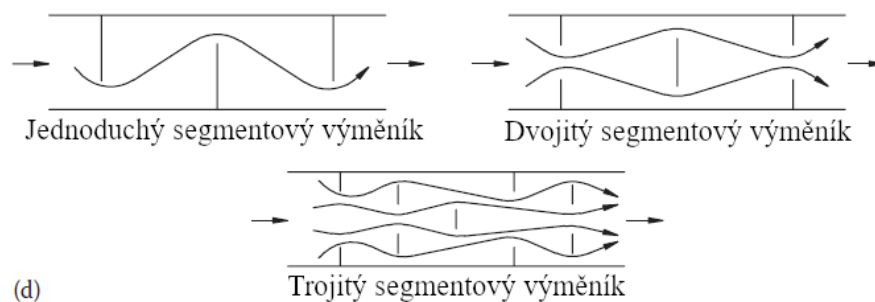
2.1.2.1 DVOJITÉ SEGMENTY A NĚKOLIKANÁSOBNÉ SEGMENTY PŘEPÁŽEK

Tento typ přepážek se převážně volí za účelem zmenšení rozteče mezi segmenty a k zredukování příčného proudění z důvodu tlakových omezení. Vyznačují se velkou otevřenou plochou, což umožňuje proudění chladicí kapaliny téměř rovnoběžně s trubkami. Nedochází tak k velkým teplotním rozdílům a teplotnímu namáhání konstrukce. Na obrázku je znázorněno rozložení dvojitě a trojitě segmentové přepážky. Jejich konstrukčním požadavkem je, aby alespoň jedno překrytí obsahovalo celou řadu trubek viz, *obr. 24*. [2]



Obr. 24 Segmentové přepážky: (a) dvojitě a trojitě segmentové přepážky se zobrazeným směrem proudění; (b) konstrukční požadavky pro zaručení dostatečné podpory trubek [8]

V jednoduchém segmentovém výměníku je jeden proud kapaliny, který proudí příčně skrz trubkový svazek. V případě dvojitěho segmentového výměníku se proud rozděluje na dva a analogicky trojitěho segmentového se rozděluje na tři proudy, viz *obr. 25*. To umožní čerpání většího množství objemu kapaliny na straně pláště a ve výsledku zvyšuje účinnost. Další vlastností je lepší pohlcování vybraných vyvolaných prouděním. Tlumění je závislé na počtu segmentů. [2]



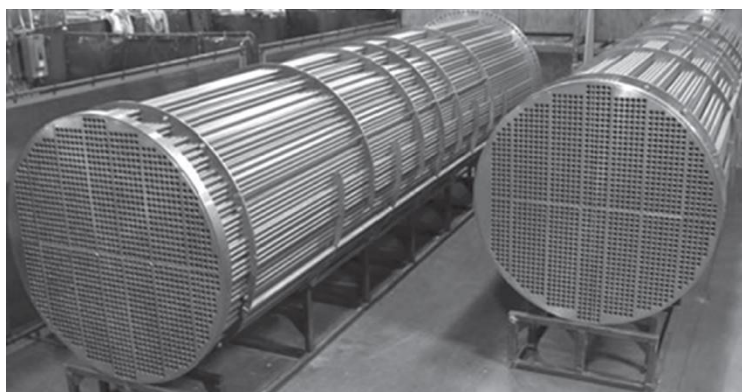
Obr. 25 Proudění chladicí kapaliny v segmentovém výměníku jednoduchém, dvojitěm, trojitěm

2.1.3 PLÁŠŤ (SHELL)

Pláště se vyrábějí v široké řadě velikostí a z různých materiálů. Rozměrově menší výměníky se vyrábějí z trubek, zatímco velké výměníky se vyrábějí válcováním z plechu. Bylo zjištěno, že je ekonomicky mnohem přijatelnější navrhovat tepelné výměníky s menším průměrem a maximální délkou pláště, což vede k méně nákladné instalaci a údržbě. Zároveň je možné zapojit pláště do série a přiblížit se tak výkonu jednoho dlouhého pláště. Sériové zapojení rovněž vede k levnější instalaci a údržbě. [2]

USPOŘÁDÁNÍ PRŮCHODŮ NA STRANĚ TRUBEK

Nejjednodušší proudění kapaliny je jednosměrný, to znamená, že kapalina vstupuje na jednom konci a vystupuje na druhém. Zvýšením počtu průchodů se zvýší rychlost proudění kapaliny, což vede k výraznému navýšení výkonnosti výměníku. Počet průchodů se obvykle pohybuje od dvou do čtyř. Prakticky maximální počet může být až šestnáct průchod.



Obr. 26 Několika průchodový trubkový svazek z titanu [8]

USPOŘÁDÁNÍ PRŮCHODŮ NA STRANĚ PLÁŠTĚ

Tepelné výměníky s těmito průchody se využívají v náročném provozu, kde je potřeba vysoká účinnost. To je řešeno propojením mezi jednotlivými plášti do série, viz obr. 29. V průmyslu se běžně používá až šest výměníků sériově zapojených za sebou.



Obr. 29 Dva sériově zapojené výměníky [8]

3 ODHAD TEPLoty SPALIN A MNOŽSTVÍ SPALIN

Pro výpočet a návrh tepelného výměníku je nezbytné stanovit dvě klíčové veličiny. Z rovnice energetické bilance vyplývá, že musíme určit teplotu a množství spalin vyprodukované zážehovým motorem. Tyto parametry určují tepelný výkon výměníku a ovlivňují návrh jeho konstrukčních prvků, jako je proudění chladicího média a počet trubek v trubkovém svazku. Odhad je vypočten v programu MATLAB.

PARAMETRY MOTORU V AUTOMOBILU FORD CAPRI V6 2.3L:

- Typ motoru: vidlicový šestiválec (V6)
- Typ paliva: benzín
- Palivový systém: karburátor
- Plnění: atmosférické
- Zdvihový objem: 2294 cm³
- Vrtání: 90 mm
- Zdvih: 60,14 mm
- Kompresní poměr: 9,0:1
- Maximální výkon: 84 kW při 5300 ot/min
- Maximální točivý moment: 176 Nm při 3000 ot/min



Obr. 30 Ford Capri V6 2.3 l [12]

MATLAB

```
V_d = 2.294e-3; % zdvihový objem motoru (m^3)
Vrtani = 90; % [mm]
Zdvih = 60.14; % [mm]
nvalcu = 6;
rpm = 5300; % otáčky motoru (1/min)
eff_vol = 0.85; % plnicí účinnost (odhad)
afr_stoich = 14.7; % stechiometrický poměr benzín-vzduch
LHV_fuel = 44e6; % výhřevnost benzínu (J/kg)
Cp_exhaust = 1.1; % měrná tepelná kapacita výfukových plynů (kJ/kg.K)
ptlak = 99.0; % [kPa]
T_intake = 300; % teplota nasávaného vzduchu (K)
T_exhaust_guess = 900; % počáteční odhad teploty výfukových plynů (K)
eta_comb = 0.35; % účinnost spalování (odhad)

lambda = 0.96; % [-]
```

```

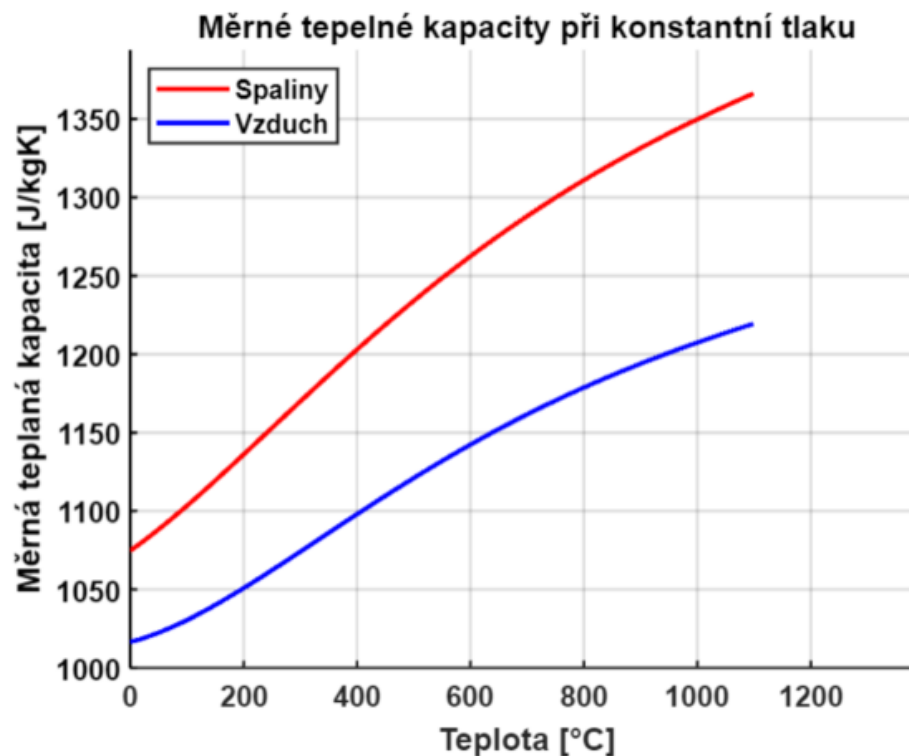
fi=1/lambda; % fi=1/lamda (směšovací poměr)
psi=79.0/21.0; % mol. Poměr N/O vzduchu
y= 2.028; % mol. Poměr H/C paliva 1.8;
d=0.010; % měřená vlhkost vzduchu
gr=0; % mol. Poměr obsahu residui v čerstvé směsi
[rpsmes, rpspaliny, acspaliny]= CpKoeffSpaliny(fi,psi,y,d,gr,T_exhaust_guess);
%rp1 ..plynová konstanta čerstvé směsi (J/kg/K)
%rp2 ..plynová konstanta spalin (J/kg/K)
%ac ..koeficienty polynomu pro výpočet cp (J/kg/K)

[rpvzduch, rp2, acvzduch]= CpKoeffSpaliny(0.01,psi,0,d,gr,T_exhaust_guess);

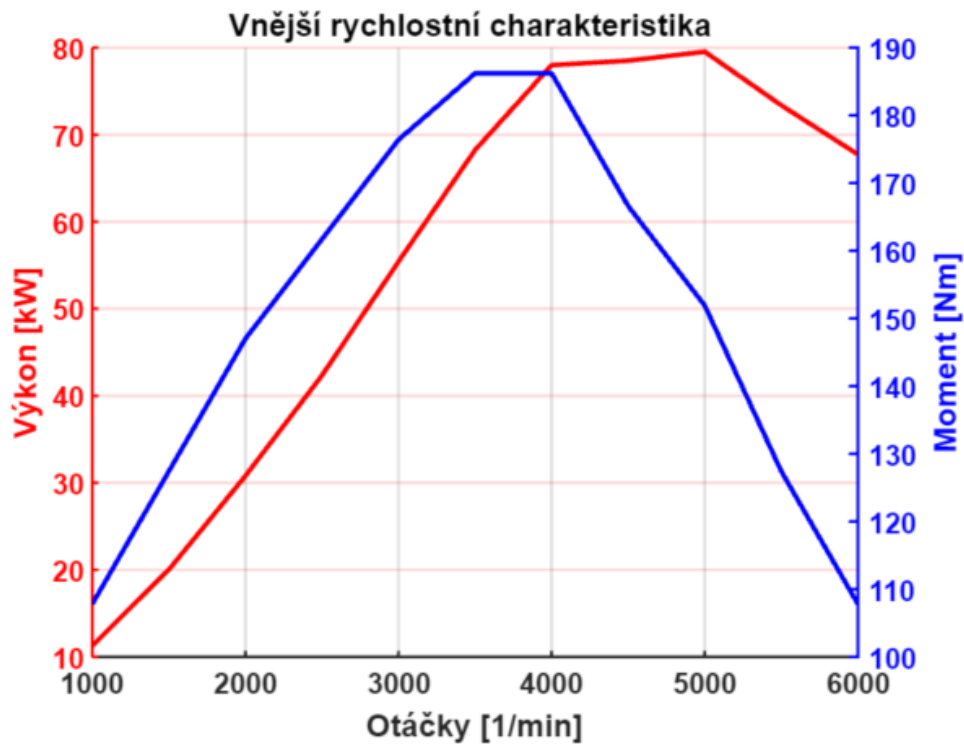
for i = 1:(T_exhaust_guess+200)
T(i) = 272.0 + i;
cp1(i) = CpSpalin(acspaliny,T(i),1);
cp2(i) = CpSpalin(acspaliny,T(i),2);
cpv(i) = CpSpalin(acvzduch,T(i),1);
end

```

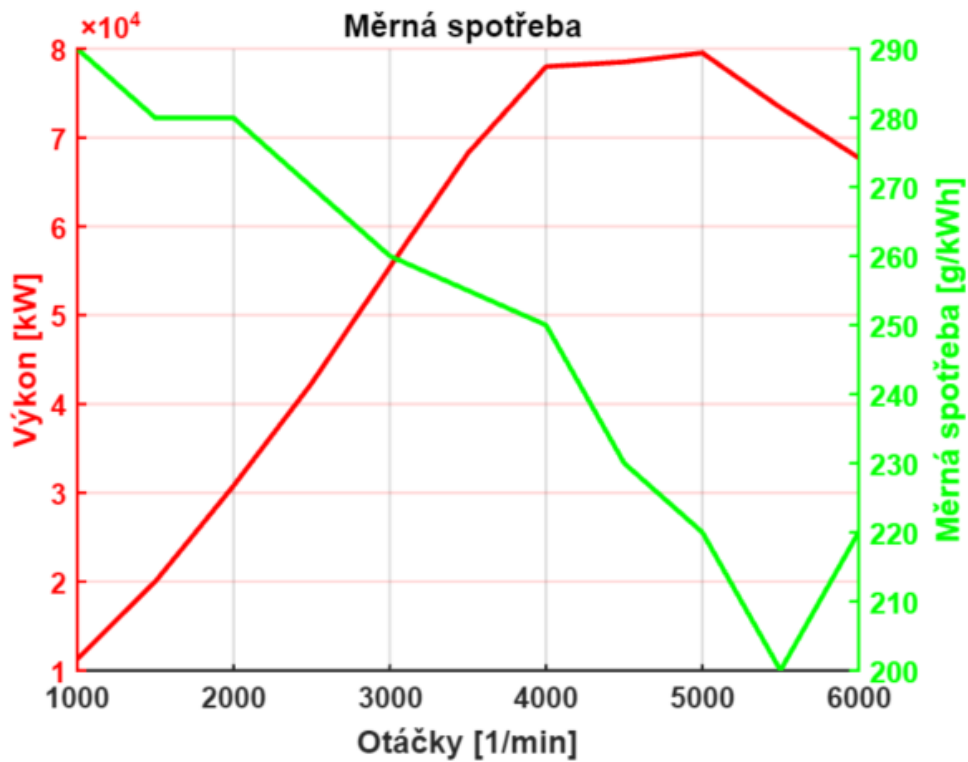
Výsledkem je *graf 2*, který ukazuje, že s rostoucí teplotou roste i měrná tepelná kapacita spalin.



Graf 2 Měrná tepelná kapacita spalin a vzduchu při konstantním tlaku



Graf 4 Vnější rychlostní charakteristika motoru Ford Capri V6 2.3 I



Graf 3 Měrná spotřeba motoru Ford Capri V6 2.3 I

Zde jsou vypsané parametry motoru společně s vlastnostmi paliva. Aby bylo možné vypočítat množství spalin, je třeba odhadnout několik veličin, které jsou důležité pro spalovací proces. Tyto veličiny jsou označeny jako (*odhad*) a hodnoty vyplývají z obecných znalostí o spalovacích motorech. Tento program byl poskytnut vedoucím práce.

Prvním krokem je stanovení měrné tepelné kapacity spalin, jelikož se její hodnota mění s rostoucí teplotou. K výpočtu se využívá polynomická funkce.

První část programu vypočítá počet molů v čerstvé směsi $k = 1$.

```
function [rp1, rp2, ac ]= CpKoeffSpaliny(fi,psi,y,d,gr,t)
% procedura pro vypočet koeficientu polynomu vypočtu Cp
%   fi ..... =1/lamda (směšovací poměr)
%   psi ..... mol. Poměr N/O vzduchu
%   y ..... mol. Poměr H/C paliva
%   d ..... měrná vlhkost vzduchu
%   gr ..... mol. Poměr obsahu residui v čerstvé směsi
%   t ..... teplota výfukových plynu (K)
%           (nutné pro bohaté směsi - vliv obsahu CO)
%
%   rp1 ..... plynová konstanta čerstvé směsi (J/kg*K)
%   rp2 ..... plynová konstanta spalin (J/kg*K)
%   ac ..... koeficienty polynomu pro vypočet cp (J/kg*K)
%           k=1 čerstvá směs k=2 spaliny
R=8.3143; % plynová konstanta
e=4.0/(4.0+y);
co=0.0;
alh=d/18*(32+psi*28); %mol. Zlomek vodních par}
ncn=fi*e/8+1+psi+alh; %počet molu čerstvé náplně}
if fi<=1
    nsp=(1-e)*fi+1+psi+alh ;
else
    nsp=(2-e)*fi+psi+alh;
end %počet molu spalin
grm=gr*ncn/nsp;
mmol=((8*e+4)*fi+32+28*psi+18*alh)*(1+grm);
ncn=ncn+grm*nsp; %přepočítané počty molů}
nsp=nsp*(1+grm);
for k=1:2
    if (k==1)
        n=5;
        x(1)=e*fi/8.0;
        xc(1)=7;
        x(2)=psi*(1+grm);
        xc(2)=6;
        x(3)=e*fi*grm;
        xc(3)=1;
        x(4)=alh+(2*(1-e)*fi+alh)*grm;
        xc(4)=2;
        x(5)=1+(1-fi)*grm;
        xc(5)=5;
        rp1=R*ncn/mmol*1000.0;
    end
end
```

V druhé části se počítá počet molů spalín $k = 2$.

```

if ((k==2) && (fi>1))
    t=t/1000.0;
    kt=2.743-1.761/t-1.611/t/t+0.2803/t/t/t;
    kt=exp(kt);
    ar=1-kt;
    br=2*(1-e*fi)+kt*(2*(fi-1)+e*fi);
    cr=-2*kt*e*fi*(fi-1);
    co=(-br+sqrt(br*br-4*ar*cr))/2.0/ar;  %{množství CO ve výfuku}
    n=5;
    ar=1+grm;
    x(1)=(e*fi-co)*ar;          xc(1)=1;
    x(2)=(2*(1-e*fi)+co+alh)*ar; xc(2)=2;
    x(3)=co*ar;                xc(3)=3;
    x(4)=(2*(fi-1)-co)*ar;     xc(4)=4;
    x(5)=psi*ar;               xc(5)=6;
    rp2=R*nsp/mmol*1000.0;
end

for i=1:8
    ac(i,k)=0.0;
    for j=1:n
        ac(i,k)=ac(i,k)+x(j)*A(xc(j),i);
    end
    ac(i,k)=ac(i,k)/mmol*1000.0;
end

end

```

V třetí části jsou vypočteny konkrétní hodnoty pro předchozí polynom.

```

Function [cp1] = CpSpalin(ac,Tr,k)  %{vypočet měrného tepla Cp }
% Výpočet měrného tepla Cp směsi a spalín
    T=Tr/1000.0;
    cp=T*(ac(7,k)+T*ac(8,k));
    cp=T*(ac(6,k)+cp);
    cp=T*(ac(5,k)+cp);
    cp=T*(ac(4,k)+cp);
    cp=T*(ac(3,k)+cp);
    cp=T*(ac(2,k)+cp);
    cp1 = (ac(1,k)+cp);
end

```

Na závěr je proveden výpočet množství spalin za jednu sekundu, vyprodukované spalovacím cyklem motoru a teplota spalin na základě energetické bilance.

```
% Hustota vzduchu při sání
rho_air = 1.2; % kg/m^3
% Množství nasávaného vzduchu za sekundu
n_cylinders = 6; % počet válců
air_mass_flow = (V_d * rho_air * rpm / 2 / 60) * n_cylinders * eff_vol;
% Množství spáleného paliva
fuel_mass_flow = air_mass_flow / afr_stoich;
% Množství výfukových plynů (součet hmotností vzduchu a paliva)
exhaust_mass_flow = air_mass_flow + fuel_mass_flow;
% Výpočet teploty výfukových plynů na základě energetické bilance
Q_fuel = fuel_mass_flow * LHV_fuel; % Celková energie z paliva (J/s)
Q_exhaust = Q_fuel * eta_comb; % Energie předaná výfukovým plynům

% Odhad teploty výfukových plynů
T_exhaust = T_intake + (Q_exhaust / (exhaust_mass_flow * Cp_exhaust * 1000)) % K
```

VÝSLEDKY:

- Množství výfukových plynů: $exhaust_mass_flow = \dot{m}_{spalin} = 0,66 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- Odhadovaná teplota výfukových plynů: $T_exhaust = T_{s, komora} = 1191,72 \text{ K} (918,57 \text{ }^\circ\text{C})$
- Tepelný tok spalin: $Q_exhaust = \dot{Q}_{spalin} = 649\,600 \text{ W}$

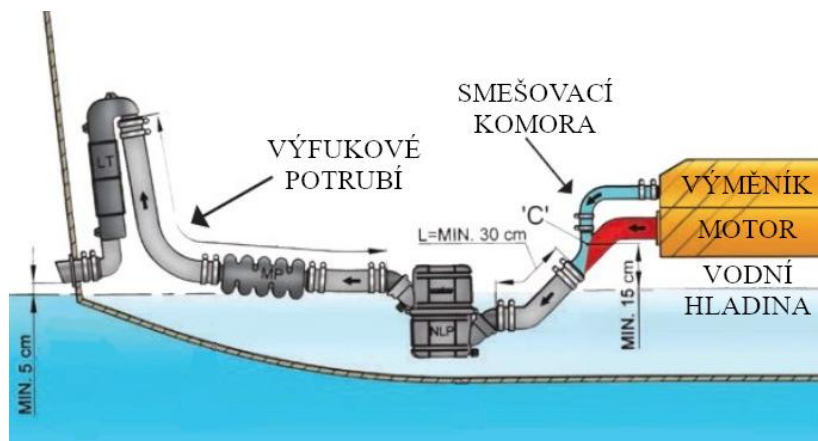
4 VÝPOČTY A NÁVRH VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

V této části bakalářské práce je navržena délka jedné trubky v trubkovém svazku. Funkce výměníku je chlazení chladicí kapaliny, která proudí ve vnitřním okruhu spalovacího motoru. Chladicí kapalina proudí trubkami svazku a horká voda z motoru proudí mezikružím, viz *obr. 35*. Pro možnost porovnání teoretického návrhu s reálným výměníkem, byly některé vstupní parametry změřeny a použity jako vstupní data pro výpočet a návrh výměníku. Další vstupní hodnoty vycházejí z technické funkce zařízení nebo z obecných znalostí. Některé hodnoty byly zjištěny iteračním způsobem. Je zvoleno souprůdé uspořádání z důvodu omezeného prostoru ve strojovně lodi. Celý výpočet je zpracován v programu MATLAB, který je obsažen v příloze.

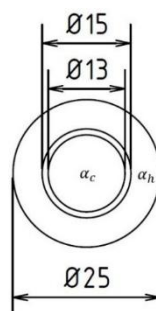
ZNÁMÉ PARAMETRY:

- $\varnothing d_{trubky} = 15 \text{ mm}$
- $\varnothing D_{h,in} = 25 \text{ mm}$, změřeno
- $L_{svazku} = 260 \text{ mm}$, změřeno
- $T_{m,in} = 360,15 \text{ K}$ ($87 \text{ }^\circ\text{C}$), termostat ovlivňuje provozní teplotu motoru
- $T_{v,in} = 288,15 \text{ K}$ ($15 \text{ }^\circ\text{C}$), teplota vody v přehradě

Zároveň je nutné uchlazení povrch výfukového potrubí na teplotu $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Vzhledem k náročnosti konstrukce této varianty je zvoleno chlazení ve směšovací komoře přímo za motorem. Potrubí výfukového systému je třeba tepelně izolovat a chlazení spalin je dosaženo přísunem určitého množství chladicí kapaliny. Proces ochlazení probíhá ve směšovací komoře umístěné za motorem, viz *obr. 32*, kde dochází k promíchání (za konstantního tlaku) spalin s chladicí kapalinou a tím i k prostupu tepla.



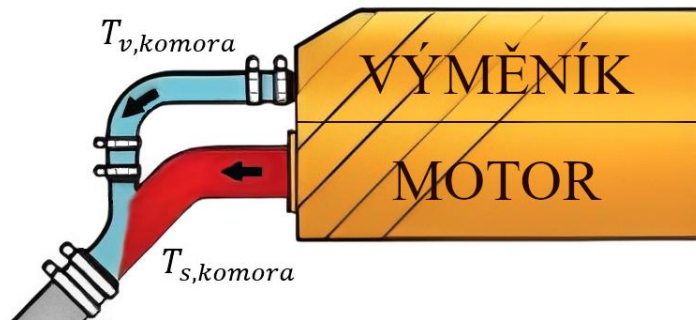
Obr. 32 Schéma chladicího systému výfukových plynů pro loď [13]



Obr. 35 Rozměry trubky a proudění kapalin

4.1 VÝPOČET TEPLoty, KTERÁ MUSÍ VSTUPOVAT DO SMĚŠOVACÍ KOMORY

Pro návrh výměníku je třeba určit čtyři teploty, dvě na vstupu a dvě na výstupu. Tímto výpočtem zjistíme, jakou teplotu musí mít chladicí kapalina na vstupu do směšovací komory $T_{v,komora} = ?$ K. Tato teplota zároveň představuje výstupní teplotu z výměníku po ochlazení média ve vnitřním okruhu motoru. Pro zjednodušení výpočtu se uvažuje, že teplota spalin a vody jsou na konci $60\text{ }^{\circ}\text{C}$



Obr. 37 Schéma směšovací komory

VSTUPNÍ HODNOTY:

- $T_{v,out} = 333,15\text{ K}$ ($60\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- $T_{s,komora} = 1191,72\text{ K}$ ($918,57\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- $T_{s,out} = 333,15\text{ K}$ ($60\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- $\dot{m}_v = 5\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $\dot{m}_s = 0,66\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $c_{p,v} = 4,178\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ pro teplotu vody $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ [14]
- $c_{p,s} = 1,300\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ Graf 2

$$\dot{Q}_v = \dot{Q}_s \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_v \cdot c_{p,v} \cdot (T_{v,out} - T_{v,komora}) = \dot{m}_s \cdot c_{p,s} \cdot (T_{s,in} - T_{s,out})$$

$$T_{v,komora} = \frac{-\dot{Q}_s + \dot{m}_v \cdot c_{p,v} \cdot T_{v,out}}{\dot{m}_v \cdot c_{p,v}}$$

$$T_{v,komora} = \frac{-649,60 + 5 \cdot 4,178 \cdot 333,15}{5 \cdot 4,178}$$

$$T_{v,komora} = 302,07\text{ K} \text{ (} 28,90\text{ }^{\circ}\text{C)}$$

4.2 VÝPOČET DÉLKY POTRUBÍ TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU

V rámci zjednodušení výpočtu je předpokládáno, že voda slouží jako médium jak ve vnitřním okruhu spalovacího motoru, tak i jako chladicí kapalina na straně výměníku. Teplota $T_{m,in} = 87 \text{ °C}$ je určena funkcí termostatu, který se při této teplotě otevírá a pouští horkou kapalinu do výměníku, kde se ochladí.

VSTUPNÍ HODNOTY

- $T_{m,out} = ? \text{ K}$
- $\varnothing d_{trubky} = 15 \text{ mm}$
- $\varnothing D_{h,in} = 25 \text{ mm}$
- $T_{m,in} = 360,15 \text{ K (87 °C)}$
- $\rho_v = 1000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $T_{v,in} = 288,15 \text{ K (15 °C)}$
- $v_v = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ pro teplotu vody 50 °C [14]
- $\lambda_{ocel} = 46 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$ [6]
- $\lambda_v = 0,647 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$ pro teplotu vody 50 °C [14]

Teplota chladicí kapaliny, která se vrací do motoru:

$$\dot{q}_v = \dot{q}_m \quad (4.2)$$

$$T_{m,out} = T_{m,in} + (T_{v,in} - T_{v,komora})$$

$$T_{m,out} = 360,15 + (288,15 - 302,07)$$

$$T_{m,out} = 346,23 \text{ K (73,10 °C)}$$

Reynoldsovo číslo:

- $\dot{m}_v = 5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $\dot{m}_m = 1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

$$r_1 = \frac{d_{trubky} - 0,002}{2} = 0,0065 \text{ m} \quad (4.3)$$

$$r_2 = \frac{d_{trubky}}{2} = 0,0075 \text{ m} \quad (4.4)$$

$$Q_{m,voda} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v} = 0,005 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

$$S_d = \frac{\pi \cdot 2r_1^2}{4} = 1,327 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (4.6)$$

$$w_d = \frac{Q_{m,voda}}{S_d} = 37,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad (4.7)$$

$$w_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_m}{\rho_v \cdot \pi \cdot (D_{h,in}^2 - d_{trubky}^2)} \quad (4.8)$$

$$w_D = \frac{4 \cdot 1}{1000 \cdot \pi \cdot (0,025^2 - 0,015^2)} = 3,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re_d = \frac{w_d \cdot 2r_1}{\nu_v} \quad (4.9)$$

$$Re_d = \frac{37,7 \cdot 0,013}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 8,808 \cdot 10^5$$

$$Re_D = \frac{w_D \cdot (D_{h,in} - d_{trubky})}{\nu_v} \quad (4.10)$$

$$Re_D = \frac{3,18 \cdot (0,025 - 0,015)}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 5,725 \cdot 10^4 \text{ Proudění obou médií je silně turbulentní}$$

Prandtlovo číslo:

- $Pr = 3,55$ pro teplotu vody 50 °C [14]

Nusseltovo číslo: (4.11)

$$Nu = 0,023 \cdot Re_d^{4/5} \cdot Pr^n$$

Kde, $n = 0,3$ je pro kapalinu, která se ochlazuje a $n = 0,4$ je pro kapalinu, která se ohřívá. [1]

$$Nu_d = 0,023 \cdot Re_d^{4/5} \cdot Pr^{0,4} = 2176$$

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0,3} = 215$$

Součinitel prostupu tepla:

$$\alpha_c = \frac{Nu_d \cdot \lambda_v}{2r_1} = \frac{1440 \cdot 0,647}{0,0065 \cdot 2} = 1,083 \cdot 10^5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.12)$$

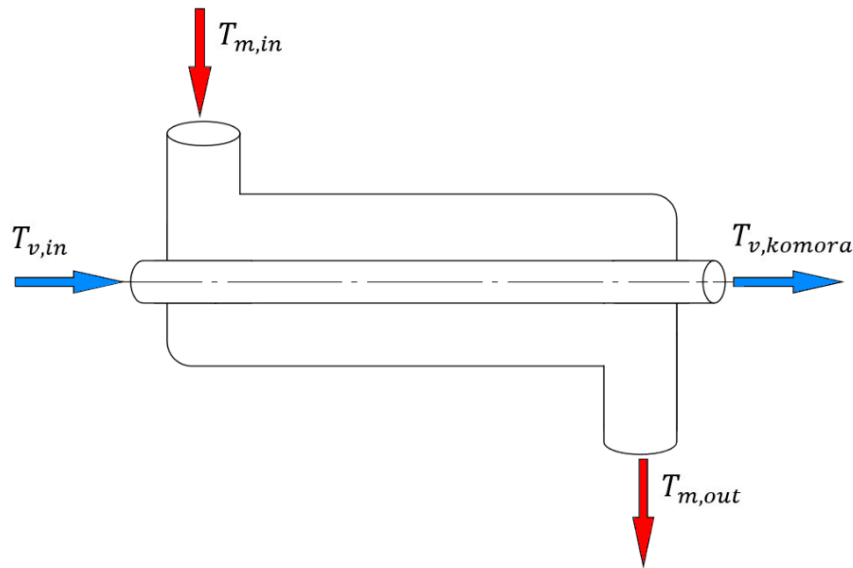
$$\alpha_h = \frac{Nu_D \cdot \lambda_v}{D_{h,in} - d_{trubky}} = \frac{948 \cdot 0,647}{0,025 - 0,015} = 1,393 \cdot 10^4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.13)$$

$$U_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_h \cdot d_{trubky}} + \frac{1}{2\lambda_{ocel}} \ln \frac{d_{trubky}}{2r_1} + \frac{1}{\alpha_c \cdot 2r_1}} \quad (4.14)$$

$$U_L = \frac{\pi}{\frac{1}{1,393 \cdot 10^4 \cdot 0,015} + \frac{1}{2 \cdot 46} \ln \frac{0,00635}{2 \cdot 0,0022} + \frac{1}{1,083 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 0,0065}} =$$

$$U_L = 138 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

4.2.1 SOUPROUDÉ USPOŘÁDÁNÍ



Obr. 38 Schéma souproutého výměníku

Výpočet logaritmického strnho teplotního spádu:

$$\Delta T_1 = T_{m,in} - T_{v,in} = 360,15 - 288,15 = 72 \text{ K} \quad (4.15)$$

$$\Delta T_2 = T_{m,out} - T_{v,komora} = 346,23 - 302,07 = 44,1 \text{ K} \quad (4.16)$$

$$\Delta T_s = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{72 - 44,1}{\ln \frac{72}{44,1}} = 57 \text{ K} \quad (4.17)$$

Výpočet délky potrubí:

$$\dot{Q}_m = \dot{m}_m \cdot c_{p,v} \cdot (T_{m,in} - T_{m,out})$$

$$\dot{Q}_m = 1 \cdot 4178 \cdot (360,15 - 346,24)$$

$$\dot{Q}_m = 58 \text{ kW}$$

$$L = \frac{\dot{Q}_{motor}}{U_L \cdot \Delta T_s} = \frac{290,8}{138 \cdot 57} = 7,4 \text{ m}$$

Výpočet počtu trubek v trubkovm svazku:

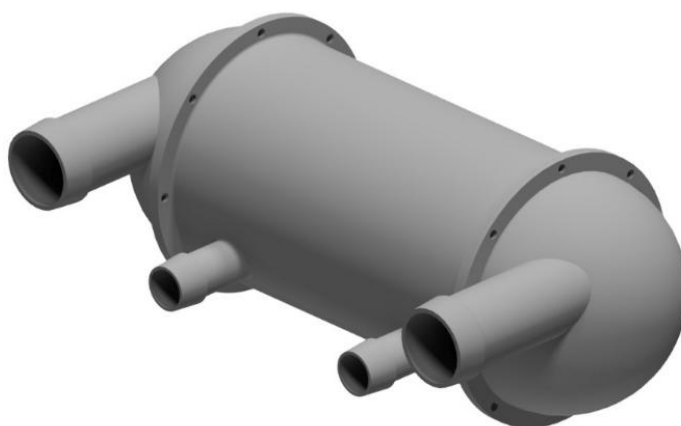
$$n = \frac{L}{L_{trub. svazku}} = \frac{7,4}{0,26} = 28,5 \text{ trubek}$$

4.3 ZÁVĚR VÝPOČTU

Výpočtem byl navržen počet trubek $n = 28,5$ ve svazku výměníku tepla, jehož funkcí je ochlazovat chladicí kapalinu, která proudí ve vnitřním okruhu spalovacího motoru, za předpokladu, že hmotnostní průtok vnitřního okruhu je $\dot{m}_m = 1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Těmto požadavkům vyhovuje čerpadlo Jabsco 50840 Series, konkrétně 50840-0012. Vstupní údaje byly získány kombinací přímého měření a iteračními výpočty. Volba souproutého uspořádání je z důvodu omezeného prostoru ve strojovně lodi. Dále byl zjištěn hmotnostní průtok kapaliny potřebný pro ochlazení spalin, $\dot{m}_v = 5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Z toho plyne, že bude potřebné výkonné vodní čerpadlo, které bude pravděpodobně poháněné prostřednictvím rozvodů motoru. Finální návrh má počet trubek $n = 32$ z důvodu symetrie a vyšší provozní bezpečnosti. Vnější průměr jedné trubky ve svazku je $\varnothing d_{trubky} = 15 \text{ mm}$ s tloušťkou stěny 1 mm. Vstupní a výstupní komory mají průměr $\varnothing 45 \text{ mm}$, což odpovídá rozměrům použitého výměníku pro měření. Při návrhu byl zaveden předpoklad, že horká kapalina proudí v mezikruží kolem trubek, přičemž vnější průměr mezikruží $\varnothing 25 \text{ mm}$ odpovídá průměru vstupu reálného výměníku. Délka pláště a jedné trubky je 260 mm a průměr pláště je $\varnothing 150 \text{ mm}$.



Obr. 42 Navržený tepelný výměník (počet děr 32)



Obr. 43 Návrh tepelného výměníku

5 MĚŘENÍ ÚČINNOSTI TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU

Cílem této části práce je popsat metodiku měření, použité přístroje a vyhodnocení výsledků, které umožní stanovit, zda je výměník dostatečně účinný pro aplikaci v chlazení lodního motoru. Účinnost výměníku se definuje jako poměr skutečného přeneseného tepelného výkonu k maximálně možnému přenosu tepla. Pro přesné stanovení tohoto parametru je nezbytné provést experimentální měření zahrnující sledování vstupních a výstupních teplot médií a hmotnostních průtoků.



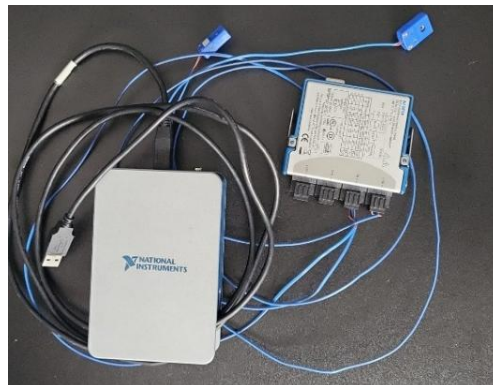
Obr. 47 Tepelný výměník Praga



Obr. 44 Žebrovaný trubkový svazek

POUŽITÁ ZAŘÍZENÍ

- Tepelný výměník: plášťový výměník, žebrovaný trubkový svazek, viz obr. 44, výrobce Praga, viz obr. 47, materiál pláště je hliník, původní funkce byla chlazení oleje motoru v autobusu Karosa
- Termočlánky typu T, výrobce Omega
- Datový záznamník: National instruments
- Software: NI MAX, NI FlexLogger



Obr. 49 Datový záznamník NI

ZPŮSOB MĚŘENÍ

Měření proběhne tak, že do jednotlivých vstupů bude vtékat studená voda z vodovodního okruhu a horká voda z boileru, jehož teplota se pohybuje kolem 60 °C. Vyšší teploty nebylo možné dosáhnout, ale blíží se teplotě, která bude na výstupu vnitřního okruhu motoru (87 °C). Délka měření je 4 minuty. Termočlánky měří teplotu každou sekundu a hodnoty jsou zapisovány do softwaru NI FlexLogger. Výstupy horké a studené vody jsou vyvedeny do nádob o známém objemu pro určení hmotnostního průtoku.

Pro napojení na vodovodní okruh byly použity, viz *obr. 52*:

- Vodovodní potrubí
- Chladičová hadice o průměru Ø50 mm
- Odpadní potrubí o průměru Ø50 mm
- Záslepky
- Hadicové rychlospojky
- Zahradnická hadice 1/2“



Obr. 52 Jednotlivé komponenty pro měření

Vodovodní potrubí je svařeno polyfúzní svářečkou a namontováno do závitových děr výměníku, viz *obr. 55*. Na veškeré závitové potrubí byla namotána teflonová šňůra, z důvodu těsnosti. Chladičové hadice se rovněž nasadí a stáhnou se pomocí šroubových a pružinových spon, z důvodu těsnosti.

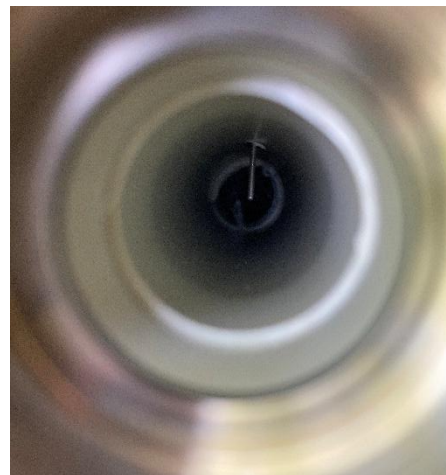


Obr. 55 Namontované komponenty pro měření

Dalším krokem je nainstalovat termočlánky, které budou měřit teploty na dvou vstupech a dvou výstupech. Do rovného potrubí jsou vyvrtány otvory, do kterých se termočlánky zasunou. Je nutné, aby konce termočlánků byly blízko středu potrubí pro zajištění přesného měření teplot, viz *obr. 61*. Otvory se utěsní silikonem, který musí schnout dva dny viz, *obr. 58*. Po vytvrzení se propojí termočlánky s datovým záznamníkem a patřičně se spáruje hardware se softwarem.

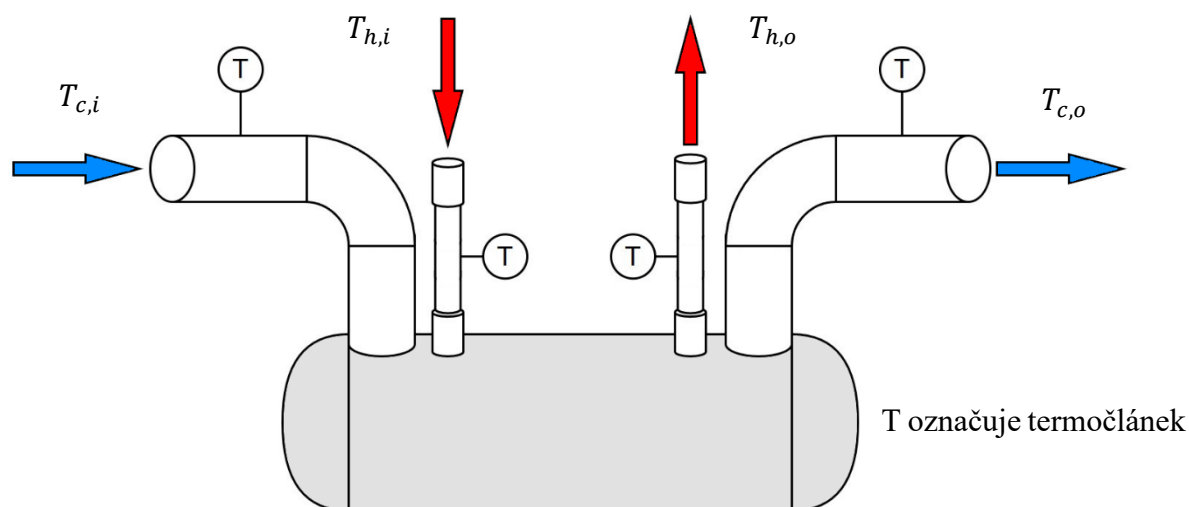


Obr. 58 Nainstalované termočlánky a utěsněné silikonem



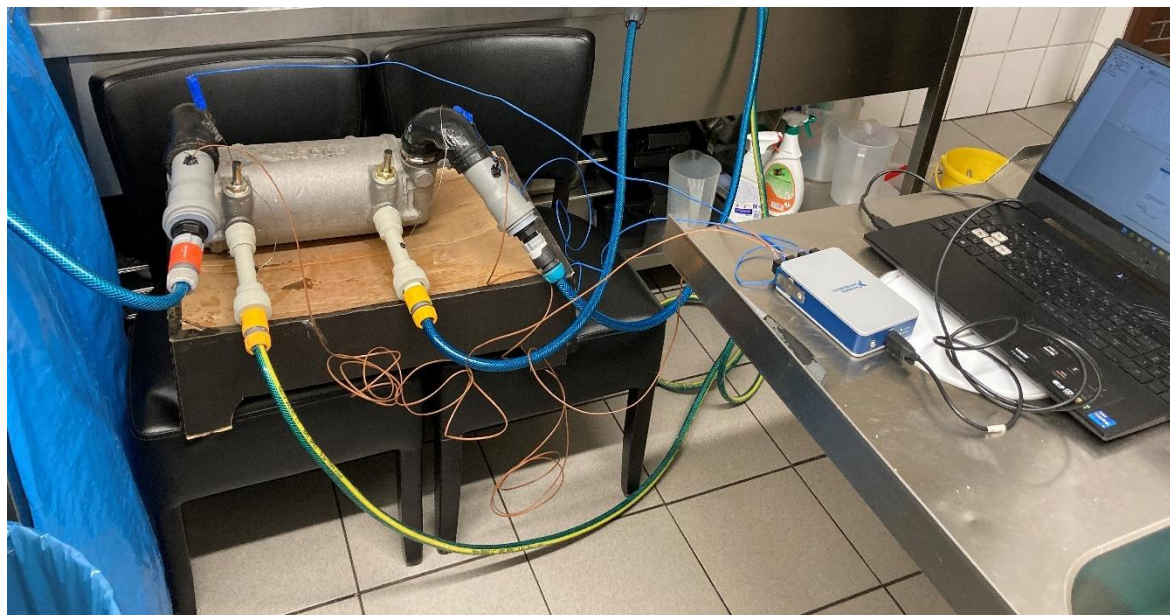
Obr. 61 Pozice konců termočlánků v potrubí pro horkou a studenou vodu

5.1 MĚŘENÍ SOUPROUDÉ KONFIGURACE



Obr. 62 Schéma měření souproudého uspořádání

V prvním měření je voda zapojena v souproudém uspořádání viz, obr. 62. Před zahájením měření je nezbytné odvědušnit systém. Následně se současně spustí proud horké a studené vody a začne samotné měření. Bylo zjištěno, že systém je vodotěsný s výjimkou otvorů, kde jsou umístěny termočlánek. V těchto místech docházelo k drobným únikům vody, přibližně v rozsahu jedné kapky za sekundu. Vzhledem k délce měření jsou tyto ztráty zanedbatelné.



Obr. 64 Fotografie měření souproudé konfigurace

VÝSLEDKY MĚŘENÍ SOUPROUDÉ KONFIGURACE

Tab. 2 Výsledné teploty souprouté konfigurace

Měřicí bod	Průměrná Teplota [°C]	Průměrná Teplota [K]
$T_{c,i}$	11,51	284,66
$T_{c,o}$	18,70	291,85
$T_{h,i}$	57,04	330,19
$T_{h,o}$	32,94	306,09

Doba měření: $t = 4$ minuty = 240 sekund

Hmotnostní průtok:

Objem nádoby se studenou vodou $V_c = 63,60$ l = 63,47 kg,

$$\dot{m}_c = \frac{V_c}{t} = 0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}. \quad (5.1)$$

Objem nádoby s horkou vodou $V_h = 25,50$ l = 25,45 kg,

$$\dot{m}_h = \frac{V_h}{t} = 0,11 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}. \quad (5.2)$$

Výpočet účinnosti výměníku, $c_{p,v} = 4,18$ [kJ·kg⁻¹·K⁻¹]:

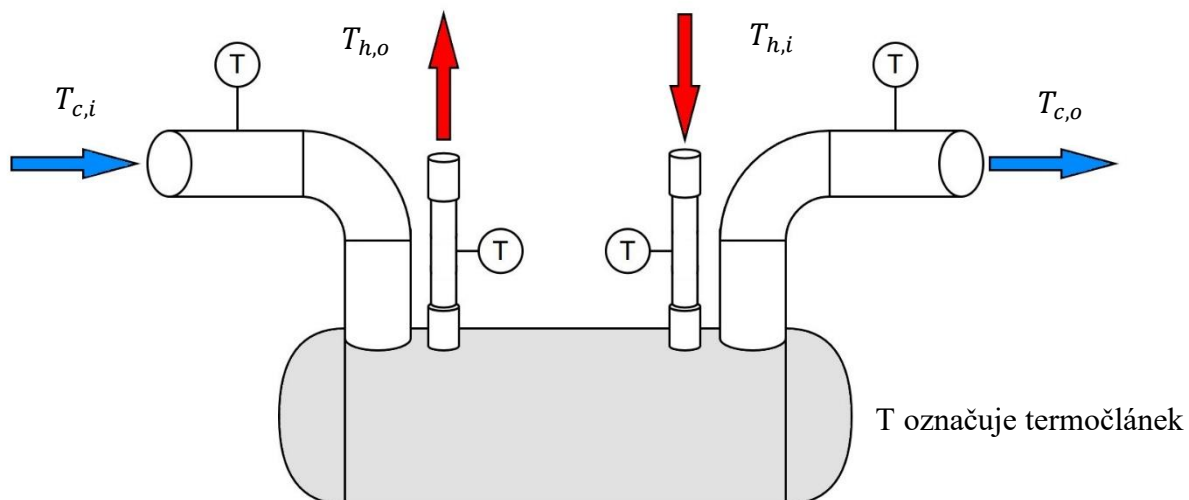
$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{\dot{m}_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{0,27 \cdot (291,85 - 284,66)}{0,11 \cdot (330,19 - 284,66)} = 0,39 \quad (5.3)$$

Výpočet skutečného výkonu tepelného výměníku (1.21) za předpokladu, že hmotnostní průtok chladicí kapaliny vnitřního okruhu motoru je $\dot{m}_m = 1$ kg·s⁻¹:

$$Q_S = \varepsilon \cdot c_{min} \cdot \dot{m}_m (T_{h,i} - T_{c,i}) = 0,39 \cdot 4,18 \cdot 1 (330,19 - 284,66) = 74,20 \text{ kW}$$

Měření je zatíženo nejistotami, podrobnější rozbor není realizován, protože vzhledem náročnosti měření nebylo prováděno opakované měření. Je ale potřeba počítat s tím, že přesnost měření teplot termočláanky je +/-0,5 K. Dosažené výsledky jsou reálné a nejistoty měření je zásadně neovlivňují.

5.2 MĚŘENÍ PROTIPROUDÉ KONFIGURACE



Obr. 66 Schéma měření protiproudého uspořádání

V druhém měření je voda zapojena v protiproudém uspořádání, viz obr. 66. Stejně jako v předchozím měření je nutné nejprve odvzdušnit systém a poté současně spustit proud horké i studené vody a zahájit samotné měření.



Obr. 68 Fotografie měření protiproudé konfigurace

VÝSLEDKY MĚŘENÍ PROTIPROUDÉ KONFIGURACE

Tab. 3 Výsledné teploty protiproudé konfigurace

Měřicí bod	Průměrná Teplota [°C]	Průměrná Teplota [K]
$T_{c,i}$	11,56	284,71
$T_{c,o}$	19,51	292,66
$T_{h,i}$	57,56	330,71
$T_{h,o}$	31,18	304,33

Doba měření: $t = 4$ minuty = 240 sekund

Hmotnostní průtok:

Objem nádoby se studenou vodou $V_c = 63,60$ l = 63,47 kg,

$$\dot{m}_c = \frac{V_c}{t} = 0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}. \quad (5.4)$$

Objem nádoby s horkou vodou $V_h = 25,50$ l = 25,45 kg,

$$\dot{m}_h = \frac{V_h}{t} = 0,11 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}. \quad (5.5)$$

Výpočet účinnosti výměníku, kde $c_{p,v} = 4,18$ [kJ·kg⁻¹·K⁻¹]

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_c \cdot c_{p,w} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{\dot{m}_h \cdot c_{p,w} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{0,27 \cdot (292,66 - 284,71)}{0,11 \cdot (330,71 - 284,71)} = 0,43$$

Výpočet skutečného výkonu tepelného výměníku (1.21) za předpokladu, že hmotnostní průtok chladicí kapaliny vnitřního okruhu je motoru $\dot{m}_h = 1$ kg·s⁻¹:

$$Q_P = \varepsilon \cdot c_{min} \cdot \dot{m}_m (T_{h,i} - T_{c,i}) = 0,43 \cdot 4,18 \cdot 1(330,71 - 284,71) = 82,70 \text{ kW}$$

5.3 ZÁVĚR MĚŘENÍ

Z vypočtených hodnot je zřejmé, že měřený výměník je dostatečně výkonný pro uchlazení kapaliny ve vnitřním okruhu motoru, jehož výkon činí 84 kW. Dále z hodnot vyplývá, že protiproudé uspořádání, s přeneseným tepelným výkonem $Q_P = 82,70$ kW, je účinnější než souproudé uspořádání, které dosahuje pouze $Q_S = 74,20$ kW. Výhoda protiproudého zapojení spočívá v tom, že kapaliny proudí proti sobě, čímž nevznikají velké teplotní rozdíly a rychlost prostupu tepla zůstává stejná podél celého výměníku. Výsledné hodnoty platí za předpokladu, že hmotnostní průtok chladicí kapaliny vnitřního okruhu je motoru $\dot{m}_m = 1$ kg·s⁻¹. Je třeba zmínit, že hmotnostní průtok je závislý na otáčkách motoru, což znamená, že tepelný výkon výměníku se může lišit.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout tepelný výměník, který bude schopen chladit spalovací motor integrovaný do malé lodě a zároveň chladit výfukové plyny vyprodukované motorem do teploty 60 °C. Další částí práce bylo provést experimentální měření výměníku tepla pro zjištění je účinnost a tedy výkon. Navržený výměník je následně porovnán s měřeným výměníkem.

Výpočtem byl zjištěn počet trubek $n = 32$ v trubkovém svazku potřebných pro uchlazení chladicí kapaliny ve vnitřním okruhu motoru 2,3 l V6 za předpokladu, že hmotnostní průtok ve vnitřním okruhu je $\dot{m}_m = 1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Těmto požadavkům vyhovuje čerpadlo Jabsco 50840 Series, konkrétně 50840-0012 [16]. Při finální realizaci bude třeba provést montáž čerpadla na motor. Z důvodu omezeného prostoru je zvoleno souproudé uspořádání výměníku. Pro chlazení výfukových plynů je zjištěn potřebný hmotnostní průtok $\dot{m}_p = 5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Takto vysoký průtok vyžaduje výkonné čerpadlo, které bude poháněné pomocí rozvodů motoru. Tepelným výměníkem protéká velké množství chladicí kapaliny, což může vést k nadměrnému prostupu tepla. Aby se do motoru nevracela přechlazená voda, čímž by byl narušen optimální chod motoru, je nutné použít termoregulační ventil poháněný servomotorem.

Výsledkem provedeného měření je stanovení účinnosti tepelného výměníku Praga. U souproudého uspořádání byla naměřena účinnost $\varepsilon = 0,39$, zatímco u protiproudého uspořádání dosáhla účinnost hodnoty $\varepsilon = 0,43$. Za předpokladu, že vnitřním okruhem protéká $\dot{m}_m = 1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ je měřený výměník dostatečně výkonný pro uchlazení vnitřního okruhu motoru. Výsledný výkon souproudého uspořádání je $Q_S = 74,2 \text{ kW}$ a protiproudého uspořádání je $Q_P = 82,7 \text{ kW}$.

Pro možnost lepšího porovnání byly zachovány rozměry měřeného výměníku, kde průměr vstup pro chladicí kapalinu je $\varnothing 45 \text{ mm}$ a vstup pro horkou kapalinu $\varnothing 25 \text{ mm}$. Měřený výměník má délku trubkového svazku 260 mm a průměr celého pláště je zhruba $\varnothing 170 \text{ mm}$. Trubky ve svazku jsou ocelové o průměru $\varnothing 7 \text{ mm}$ se žebrováním, viz *obr. 44* a jejich počet byl odhadnut na 27, jelikož se nedoporučuje výměník rozebírat. Navržený tepelný výměník je rozměrově stejný s výjimkou šířky pláště $\varnothing 150 \text{ mm}$. Trubky jsou z oceli o průměru $\varnothing 15 \text{ mm}$ bez žebrování. Vzhledem k velkým průtokům skrze trubkový svazek je zvolen dva krát větší průměr, než je obvyklé, aby minimalizovány tlakové ztráty.

Je nutné se zamyslet nad konstrukční zástavbou motoru do prostoru strojovny v lodi. To znamená navrhnout uložení motoru, které zajistí tlumení vibrací a přenosu rázů na trup plavidla. Navrhnout jednotlivé komponenty výfukového systému typu „wet exhaust“. Připojit tepelný výměník Praga do oběhového systému motoru. Zvolit výkonné čerpadlo a namontovat ho do cesty výměníku a směšovací komory. Na závěr otestovat navržený chladicí systém v reálných podmínkách, které ověří jeho provozuschopnost.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BERGMAN, T. L., Frank P INCROPERA a Adrienne LAVINE. *Incropera's principles of heat and mass transfer*. Global edition. Hoboken, NJ: John Wiley, 2017, xxi, 978 stran: ilustrace, grafy. ISBN 978-1-119-38291-1.s. Informace čerpané ze stran: 706–748.
- [2] THULUKKANAM, Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. Second edition. Milton: CRC Press, 2013. ISBN 1439842132. Dostupné z: <https://doi.org/10.1201/b14877>. Informace čerpané ze stran: 95–106, 293–325.
- [3] PROFESS Pawel Zal. *Automobile-catalog.com. automobile-catalog.com: The complete catalog of cars since ©1945* [online]. 2010-2025, [cit. 2025-04-05]. Dostupné z: https://www.automobile-catalog.com/car/1981/42215/ford_capri_2_3_v6_s.html#gsc.tab=0
- [4] Wolters Kluwer N.V. and/or its subsidiaries. ASPI [online]. ©2025, [cit. 2025-04-05]. Dostupné z: <https://www.aspi.cz/products/lawText/1/85190/0/2/vyhlaska-c-334-2015-sb-o-vedeni-rejstriku-malych-plavidel-a-technicke-zpusobilosti-malych-plavidel-prevoznich-lodi-a-plovoucich-zarizeni-k-provozu-na-vodnich-cestach/>
- [5] Termomechanika Online. TEMOMECHANIKA – 6TT, VÝMĚNÍKY TEPLA. Prof. Ing. Josef Štětina, Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. 21. 11. 2021. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/termomechanika/doma/termomechanika-6tt?authuser=0>. Informace čerpané z kapitoly: 28. VÝMĚNÍKY TEPLA
- [6] Termomechanika Online. TEMOMECHANIKA – 6TT, Termomechanické tabulky, Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. Září 2018. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/klimes/6tt-termomechanika?authuser=0>. Podklady
- [7] BERGMAN, T. L., Frank P INCROPERA a Adrienne LAVINE. *Incropera's principles of heat and mass transfer*. Global edition. Hoboken, NJ: John Wiley, 2017, s. 706, 711, 712,
- [8] THULUKKANAM, Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. Second edition. Milton: CRC Press, 2013, s. 96, 300, 301, 302.
- [9] Jeff Hammond and partner Chris Kelly. *BoatTEST.com, LLC* [online obrázek]. ©2025, [cit. 2025-04-05]. Dostupné z: <https://boattest.com/article/engine-cooling-systems-explained>
- [10] JIANGXI GUIHAI TRADING CO., LTD [online obrázek]. © Copyright – 2010-2023, [cit. 2025-04-05]. Dostupné z: <http://cs.guihaitrading.com/heat-exchanger-finned-tube-product/>
- [11] Bendel Tank & Heat Exchanger a TransTech Company. [online obrázek]. ©2020, [cit. 2025-04-05]. Dostupné z: <https://www.bendel.com/shell-and-tube-heat-exchanger-fabrication>
- [12] motor v detailu [online obrázek], [cit. 2025-04-05] Dostupné z: <https://www.motorvdetailu.cz/auta/ford/capri/capri-iii-turbo-1981-1982>
- [13] VETUS © 2025. *Katalog 2024–2025 EN* [online]. Schiedam: VETUS, 2024 [cit. 15. 5. 2025]. Dostupné z: <https://online.flippingbook.com/view/1047273911/106/>
- [14] RAŽNJEVIŽ, K. *Termodynamické tabulky*. Bratislava: Alfa, 1975.
- [15] MCGEORGE, H D. *Marine Auxiliary Machinery (7th Edition)*. Seventh Edition. Chantilly: Elsevier, 1995. ISBN 0750643986. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-4398-6.X5000-3>.
- [16] Flutech Marine. (n.d.). *Jabsco 50840-0012 Cyclone Low Pressure Centrifugal Pump NPT, 12 V*. Dostupné z: <https://flutech-marine.com/en/jabsco/jabsco-50840-0012/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c_c	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita studené kapaliny
C_c	$[\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}]$	Tepelná kapacita studené kapaliny
c_h	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita studené kapaliny
C_h	$[\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}]$	Tepelná kapacita horké kapaliny
c_{min}	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Nejmenší hodnota z c_c a c_h
$c_{p,s}$	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita spalin pro 900 °C
$c_{p,v}$	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody pro 50 °C
c_r	[-]	Poměr tepelných kapacit
d_i	[m]	Vnitřní průměr trubky
d_o	[m]	Vnější průměr trubky
d_{trubky}	[m]	Vnější průměr jedné trubky z trubkového svazku
$D_{h,in}$	[m]	Vnější průměr kapaliny na horké straně
h	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Koeficient přestupu tepla na straně, kterou uvažujeme
L	[m]	Délka trubky
L_{svazku}	[m]	Délka jedné trubky z trubkového svazku
\dot{m}_c	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok studené kapaliny
\dot{m}_h	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok horké kapaliny
\dot{m}_m	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok ve vnitřním okruhu motoru
\dot{m}_s	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok spalin
\dot{m}_v	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok chladicí kapaliny
n	[-]	Počet trubek v trubkovém svazku
NTU	[-]	Number of Transfer Units
Nu_d	[-]	Nusseltovo číslo malé trubky
Nu_D	[-]	Nusseltovo číslo mezikruží
Pr	[-]	Prandtlovo číslo pro vody o teplotě 50 °C
\dot{q}_m	$[\text{W}\cdot\text{kg}^{-1}]$	Měrná hustota tepelného toku chladicí kapaliny motoru
q_{max}	[W]	Maximální možná míra přenosu tepla
\dot{q}_v	$[\text{W}\cdot\text{kg}^{-1}]$	Měrná hustota tepelného toku vody
\dot{Q}_c	[W]	Tepelný tok studené kapaliny
\dot{Q}_h	[W]	Tepelný tok horké kapaliny
\dot{Q}_m	[W]	Tepelný tok vnitřního okruhu motoru
Q_{max}	[W]	Maximální možné teplo, které se může přenést

$Q_{m,voda}$	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok vody v trubce
Q_P	[W]	Tepelný výkon výměníku souproudé uspořádání
\dot{Q}_s	[W]	Tepelný tok spalin
Q_S	[W]	Tepelný výkon výměníku souproudé uspořádání
\dot{Q}_v	[W]	Tepelný tok vody
r_1	[m]	Světlý poloměr trubky
r_2	[m]	Vnější poloměr trubky
R_c	[m ² ·K·W ⁻¹]	Odpor vůči konvekci na studené straně
Re_d	[-]	Reynoldsovo číslo malé trubky
Re_D	[-]	Reynoldsovo číslo mezikruží
$R''_{f,c}$	[m ² ·K·W ⁻¹]	Tepelný odpor zanášené vrstvy na studené straně
$R''_{f,h}$	[m ² ·K·W ⁻¹]	Tepelný odpor zanášené vrstvy na horké straně
R_h	[m ² ·K·W ⁻¹]	Odpor vůči konvekci na horké straně
R_o	[m ² ·K·W ⁻¹]	Celkový tepelný odpor
R_w	[m ² ·K·W ⁻¹]	Tepelný odpor oddělovací stěny
S	[m ²]	Teplosměnná plocha
S_d	[m ²]	Světlá plocha trubky
S_i	[m ²]	Vnitřní plocha trubky
S_o	[m ²]	Vnější plocha trubky
$T_{c,i}$	[K]	Teplota studené kapaliny na vstupu
$T_{c,o}$	[K]	Teplota studené kapaliny na výstupu
$T_{h,i}$	[K]	Teplota horké kapaliny na vstupu
$T_{h,o}$	[K]	Teplota horké kapaliny na výstupu
$T_{h,1}$	[K]	Teplota horké kapaliny na vstupu
$T_{m,in}$	[K]	Teplota horké kapaliny vnitřního okruhu
$T_{m,out}$	[K]	Teplota ochlazené kapaliny vnitřního okruhu
$T_{s,komora}$	[K]	Teplota vody vstupující do směšovací komory
$T_{s,out}$	[K]	Teplota spalin za směšovací komorou
$T_{v,in}$	[K]	Teplota vody čerpaná z přehrady
$T_{v,out}$	[K]	Teplota vody za směšovací komorou
ΔT_1	[K]	Teplotní rozdíl na vstupu do výměníku
ΔT_2	[K]	Teplotní rozdíl na výstupu z výměníku
ΔT_s	[K]	Střední logaritmický teplotní spád

U	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
U_L	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
V_c	[l]	Objem nádoby se studenou vodou
V_h	[l]	Objem nádoby s horkou vodou
w_d	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost proudění kapaliny v trubce
w_D	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost proudění horké kapaliny mezikružím
α_c	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla konvekcí chladné kapaliny
α_h	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla konvekcí horké kapaliny
δ	[m]	Tloušťka stěny
ε	[-]	Účinnost výměníku
η_0	[-]	Celková povrchová účinnost žebrovaného povrchu
λ_{ocel}	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Tepelná vodivost oceli
λ_v	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Tepelná vodivost vody
ν_v	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	Kinematická viskozita
ρ_v	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	Hustota vody

SEZNAM PŘÍLOH

Měření

- mereni_souprou
- mereni_protiprou

MATLAB

- FordCapri
- CpSpalin
- CpKoefSpalin
- CALCULATION
- CALCULATION-oprava