



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# NÁVRH ADITIVNĚ VYRÁBĚNÉHO TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU OLEJ-VODA PRO FORMULI STUDENT

DESIGN OF ADDITIVELY MANUFACTURED OIL-WATER HEAT EXCHANGER FOR FORMULA STUDENT

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Josef Březina

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

BRNO 2019



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	<b>Bc. Josef Březina</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

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

## **Návrh aditivně vyráběného tepelného výměníku olej–voda pro formuli student**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Technologie Selective Laser Melting (SLM) umožňuje výrobu tvarově složitých dílů z kovových materiálů aditivním způsobem. Možnost výroby komplexních tvarů, tenkých stěn a kanálů poskytuje příležitost pro návrh nových typů chladičů a výměníků s vyšší účinností. Konstrukce výměníků pro motorsport s využitím aditivních technologií a pokročilých materiálů doposud není dobře prozkoumána a popsána.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Výstup práce: aplikovaný výsledek (Fužit, Fprum, Gprot, Gfunk, R)

Projekt: specifický vysokoškolský výzkum

**Cíle diplomové práce:**

Hlavním cílem je vyvinout výměník tepla pro formuli student s minimální hmotností, který bude optimalizovaný pro aditivní výrobu technologií Selective Laser Melting a bude zajišťovat efektivní výměnu tepla mezi olejovým a vodním okruhem.

Dílčí cíle diplomové práce:

- rešerše materiálů vhodných pro SLM výrobu výměníku tepla,
- rešerše výměníků tepla typu olej–voda,
- návrh koncepčních variant výměníku,
- aplikace aditivních pravidel na zvolenou variantu,
- výroba a ověření prototypu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, fotografická dokumentace, digitální data.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2019.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf)

**Seznam doporučené literatury:**

MANIKANDA K., R., G. KUMARAGURUPARAN a T. SORNAKUMAR Experimental and numerical studies of header design and inlet/outlet configurations on flow mal-distribution in parallel micro-channels. Applied Thermal Engineering. 2013, roč. 58, č. 1–2, s. 205–216. ISSN 13594311.

SALMON, P., L. KÖNÖZSY, C. TEMPLE a S. GROVE Numerical investigation on various heat exchanger performances to determine an optimum configuration for charge air cooler, oil and water radiators in F1 sidepods. Applied Thermal Engineering. 2017, roč. 117, s. 235–244. ISSN 13594311.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty







## ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na návrh a výrobu chladiče oleje vyráběným technologií Selective Laser Melting pro použití ve Formuli Student. Cílem návrhu je zajištění optimálního chlazení olejového okruhu při minimální hmotnosti. Vyrobený chladič využívá koncepce deskového výměníku s optimalizovanými přírubami pomocí simulací proudění a žebrováním teplosměnného tělesa o tloušťce 0,17 mm. Pro návrh byl vytvořen analytický model chladiče. Dále byly optimalizovány procesní parametry výroby tenkostěnných prvků, na které navazovala výroba testovacích vzorků pro měření tlakových ztrát a výkonu mikrochladičů. Výsledky byly použity pro zpřesnění výpočetního modelu a následného optimálního návrhu teplosměnné plochy. Poté proběhla optimalizace přírub chladiče pomocí simulací proudění. Byla provedena výroba prototypu, jehož parametry byly ověřeny na měřícím okruhu vyrobenému pro účely této práce. Navržený chladič dosahuje výkonu 4,5 kW při podmínkách závodu, pro které je ekvivalentní teplotní spád olejového okruhu 22 °C. Návrhem bylo docíleno snížení hmotnosti na 320 g, čímž došlo k redukci hmotnosti o 47 % oproti doposud používanému chladiči. Zároveň došlo ke snížení těžiště vozidla díky změně umístění výměníku.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Chladič olej-voda, Selective Laser Melting, Formule Student, tenké stěny

## ABSTRACT

Diploma thesis deals with a design and manufacture of oil cooler by technology Selective Laser Melting for Formula Student. The main goal of the design is to ensure optimal oil circuit cooling at a minimal mass. The design of manufactured oil cooler is based on a plate heat exchanger concept with optimized intakes by CFD simulations and heat exchange body with fins of thickness 0.17 mm. An analytical model was created. SLM process parameters were optimized for a thin walls printing. Subsequently, a fabrication of testing parts was finished for measuring pressure drops and performances of micro heat exchangers. Results were used for an accuracy improvement of the analytical model and for consequent optimization of heat exchange surface. Afterwards optimization was executed for inlets and outlets by using flow simulations. A prototype was built and verified on a test stand. Performance of the designed oil cooler is 4.5 kW for race mode, where temperature drop of oil circuit is 22 °C. The lightweight design weighs 320 g, which reduces more than 47 % of a current oil-air cooler weight. Furthermore, a centre of gravity is decreased by designed placement of the cooler.

## KEYWORDS

Oil-water cooler, Selective Laser Melting, Formula Student, Thin Walls



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BŘEZINA, Josef. *Návrh aditivně vyráběného tepelného výměníku olej-voda pro formuli student*. Brno, 2019, 138 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116125>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Daniel Koutný.



## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Danielu Koutnému, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přítelkyni za podporu a trpělivost. A v neposlední řadě velké poděkování patří těm, kteří mi pomohli při práci na zadání a v průběhu celého studia.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Daniela Koutného, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora





# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>17</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>18</b>
2.1	TU Brno Racing	18
2.2	Současné řešení chladiče oleje	19
2.3	Pravidla návrhu chladiče olej-voda	19
2.4	Analýzy chladičů	20
2.4.1	Metoda LMTD	20
2.4.2	Metoda $\varepsilon$ -NTU	21
2.4.3	CFD simulace	22
2.5	Teorie chladičů	25
2.5.1	Přenos tepla	25
2.5.2	Žebrování chladiče	28
2.5.3	Vtoková oblast	32
2.5.4	Topologická optimalizace přenosu tepla	34
2.5.5	Typy chladičů olej-voda	35
2.6	Kovový 3D tisk	37
2.6.1	Princip SLM	37
2.6.2	Procesní parametry	39
2.6.3	Vlastnosti vyrobených součástí pomocí SLM	40
2.6.4	Tiskárna SLM 280 HL	45
2.7	Materiály chladičů	45
2.7.1	Měděná slitina AMPCOLOY® 944 (Cu7Ni2Si1Cr)	45
2.7.2	Hliníková slitina AlSi10Mg	46
2.7.3	Hliníková slitina AlSi7Mg0,6	46
2.7.4	Hliníková slitina AlSi12	47
2.7.5	Hliníková slitina AlSi9Cu3	47
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>48</b>
3.1	Analýza problému	48
3.2	Podstata a cíle diplomové práce	49
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>50</b>
4.1	Způsob chlazení motorového oleje	50
4.2	Výběr základní konstrukce chladiče	51

4.3	Příruby chladiče	51
4.4	Žebrování	52
4.5	Materiál chladiče	53
4.6	Umístění chladiče	54
4.7	Zhodnocení a výsledné řešení	54
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>55</b>
5.1	Analytický výpočetní model chladiče	56
5.1.1	Výpočet požadovaného výkonu chladiče	56
5.1.2	Analytický výpočet výkonu	57
5.1.3	Výpočet tlakových ztrát	58
5.2	Stanovení technických limitů technologie SLM	59
5.2.1	Test zaostření laseru	59
5.2.2	Test procesních parametrů a výšky vrstvy	62
5.3	Testovací okruh	63
5.4	Stanovení limitních rozměrů chladiče	65
5.5	Měření tlakových ztrát testovacích chladičů	68
5.6	Stanovení součinitele přestupu tepla	71
5.6.1	Výpočet součinitele přestupu tepla z měření	71
5.6.2	Měření výkonu testovacího chladiče	73
5.6.3	Vyhodnocení	74
5.7	Optimalizace teplosměnného tělesa chladiče	76
5.7.1	Kritéria optimalizace	76
5.7.2	Koncepce deskového chladiče	76
5.7.3	Vliv rozměrů průtočných kanálů	77
5.7.4	Postup optimalizace teplosměnného tělesa	77
5.7.5	Vyhodnocení optimalizace teplosměnného tělesa	78
5.8	Návrh a optimalizace přírub chladiče	80
5.8.1	Průtočný objem	80
5.8.2	Simulace	81
5.8.3	Optimalizace	82
5.8.4	Kritérium ukončení optimalizace	83
5.8.5	Vyhodnocení optimalizace přírub chladiče	84
5.8.6	Dokončení modelu chladiče	84
5.9	Výroba chladiče	86
5.9.1	Preprocessing	86

5.9.2	Výroba	86
5.9.3	Postprocessing	86
5.10	Ověření parametrů chladiče	87
5.10.1	Měření tlakových ztrát	87
5.10.2	Měření výkonu chladiče	89
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>91</b>
6.1	Shrnutí práce	91
6.2	Výsledky testu navrhnutého chladiče	94
6.3	Vývoj chladiče	95
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>96</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>97</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>103</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>108</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>112</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>113</b>



# 1 ÚVOD

V motorsportu jde především o co nejkratší čas, ve kterém je vozidlo schopno projet trať. Tohoto cíle je možné dosáhnout několika způsoby, ať už to je zvyšováním výkonu motoru, zlepšením ovladatelnosti nebo snížením hmotnosti. Správně navržený chladicí okruh vody a oleje významně nepomůže ovladatelnosti vozidla, avšak výkon motoru a hmotnost monopostu zlepšit dokáže.

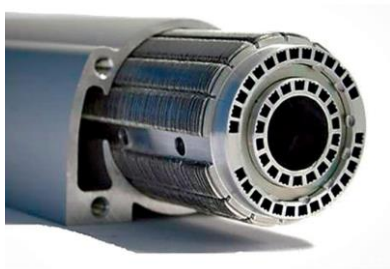
Obvyklý návrh chladičů vychází z teoretických základů a praktických zkušeností. Použitím simulačních programů proudění a přestupu tepla se ale otevírají možnosti ověření a vylepšení stávajících koncepcí. Úpravy zaběhlých řešení však narážejí na problém s výrobou. Zde se ukazují aditivní technologie jako jedno z možných řešení. Umožňují stavbu komplexních tvarů, pomocí kterých je možné dosáhnout vyššího chladicího výkonu při zachování, nebo snížení hmotnosti původního řešení.

Použitá aditivní technologie se nazývá Selective Laser Melting (SLM). Ta využívá laserového svazku ke spojování kovového prášku. Spektrum zpracovatelných materiálů obsahuje oceli, slitiny mědi, hliníku či titanu. Zde je také nutné brát ohled na vlastnosti vytištěného dílu, protože pórovitost, nebo struktura povrchu a krystalické mřížky mohou způsobit nefunkčnost zařízení.

Ve spolupráci s týmem TU Brno Racing byly navrženy různé varianty uspořádání chladicího systému. Byly probrány zkušenosti s různými typy olejových chladičů a z těchto poznatků vzešly varianty chlazení oleje pomocí vodního okruhu formule (chladič typu olej-voda). V závěru práce je vybráno optimální řešení, které je i zhotoveno pro závodní speciál.

Samotným návrhem je docíleno snížení hmotnosti chladiče při zachování optimálního chlazení oleje, a to pomocí optimalizace teplosměnné plochy s ohledem na požadovaný druh proudění a vhodným umístěním chladiče v olejovém a vodním okruhu.

Hlavní motivací autora je přijít zejména s originálním řešením, které nebude pouze vylepšením současného stavu, ale cestou, kterou by se konstruktéři formule Dragon mohli vydat při stavbě dalších monopostů i v následujících sezónách.



obr. 1-1 Chladič typu olej-voda [1]

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Při návrhu chladiče se obecně řeší problémy spojené s dvěma různými přístupy. První problém je spojený s již sériově vyráběným tepelným výměníkem, který má výrobcem stanovený tepelný výkon a tlakový spád (tlakové ztráty). Návrhář v tu chvíli potřebuje pouze informace o průtoku kapalin a vstupních teplotách chladiče. Jeho úkolem je tedy nalézt chladič, který disponuje dostatečným tepelným výkonem a má nižší tlakové ztráty než dostupný tlak čerpadla, aby tak byl zajištěn průtok kapalin chladičem. Druhý a kreativnější přístup pro konstruktéra je vytvoření celého chladiče pro reálný průtok, požadované vstupní a výstupní teploty. Řešení musí vycházet z volby typu chladiče, návrhu teplosměnných ploch, stanovení použitelných materiálů a dostupných výrobních technologií [2]. Během celého procesu je nutné dále vycházet i ze specifických provozních podmínek, jako jsou například automobilové závody.

### 2.1 TU Brno Racing

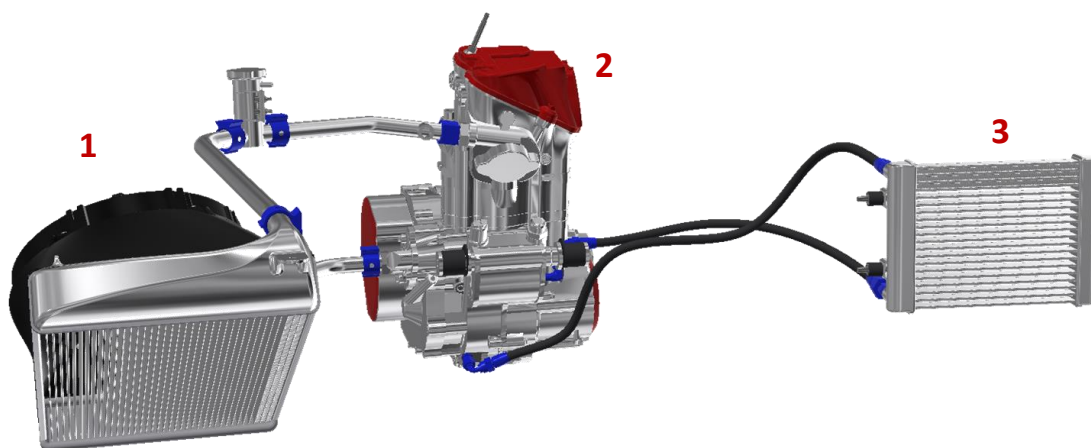
Tento studentský závodní tým se účastní soutěží Formule Student. TU Brno Racing vznikl v roce 2010 a doposud postavil 9 monopostů (Dragon 1 – Dragon 9), které úspěšně konkurují nejlepším světovým týmům [3]. Každoročně jej tvoří přes 50 studentů pracujících v odděleních zavěšení, pohonu, podvozku, dynamiky vozu, elektroniky a aerodynamiky [4]. Důkazem vysoké úrovně týmu je například 5. místo ve světovém žebříčku FS v sezóně 2016/2017.



obr. 2-1 Závodní monopost Dragon 9 [4]

## 2.2 Současné řešení chladiče oleje

Ve formuli Dragon 9 je použit na míru vyrobený náporový výměník tepla (obr. 2-2) chlazený vzduchem od společnosti Hanon Systems. Ten je umístěn po stranách monopostu v tzv. sidepodu, na opačné straně než je chladič vody z důvodu dostatečného proudění chladného vzduchu. Hmotnost olejového chladiče je 0,6 kg a poskytuje teplotní spád olejového okruhu 20 °C.



obr. 2-2 Čelní pohled na současnou sestavu motoru (1 – chladič vody, 2 – motor, 3 – chladič oleje)

## 2.3 Pravidla návrhu chladiče olej-voda

Samotný návrh chladiče pro vozidla s vnitřním spalováním je omezen těmito pravidly [5]:

- T7.2.1 Vodou chlazené motory musí využívat destilovanou vodu.
- T7.3.1 Jakýkoliv chladicí, nebo mazací systém musí být utěsněn, aby nedošlo k úniku kapaliny.
- T7.4.1 Nejnižší bod mazacího systému může být pod úrovní spojnice nejnižšího bodu hlavního oblouku rámu (tj. válcová trubka umístěná vedle, nebo těsně za trupem řidiče) a nejnižším bodem podvozku za mazacím systémem, ale pouze pokud je konstrukcí připevněnou přímo k rámu chráněn před nárazem do země.

## 2.4 Analýzy chladičů

Pro návrh chladičů slouží analýzy tepelných výměníků, jako jsou LMTD nebo  $\varepsilon$ -NTU, které ale neumožňují globální pohled a neposkytují informace o reálném chladiči v provozu [2]. Další metodou vhodnou pro stanovení povahy proudění a výsledné teploty chladiče je využití simulačních CFD programů.

### 2.4.1 Metoda LMTD

Důležitým parametrem výměníků tepla je tepelný výkon  $q$ . Ten je získán z rozdílu teplot kapalin  $\Delta T$ , mezi kterými přenos tepla probíhá, součinitele přestupu tepla, součinitele tepelné vodivosti a povrchu teplotonosné plochy.

$$q = U \cdot A_s \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.2)$$

kde:

$q$	W	je tepelný výkon
$U$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	– součinitel prostupu tepla
$A_s$	$m^2$	– povrch teplosměnné plochy
$\Delta T$	K	– rozdíl teplot
$T_h$	K	– teplota horké kapaliny
$T_c$	K	– teplota studené kapaliny

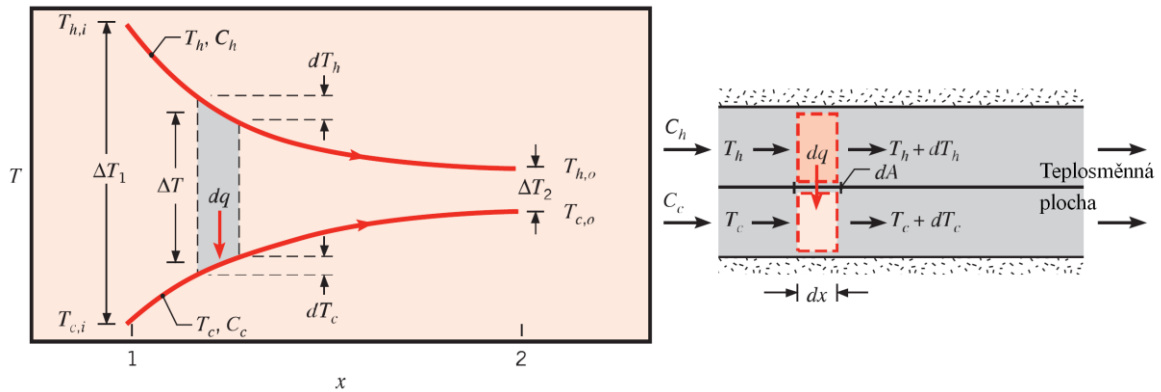
Pokud se jedná například o výměnu tepla dvou kapalin v souproutém chladiči s uspořádáním trubka v trubce (obr. 2-3), dochází v každém místě k výměně tepla při jiné teplotě. K tomuto účelu není možné spočítat aritmetický průměr rozdílů teplot kapalin. Důvodem je jejich nelineární průběh, a proto se zavádí tzv. střední logaritmičtý teplotní rozdíl  $\Delta T_{lm}$ .

$$q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.3)$$

kde:

$\Delta T_{lm}$	K	Je střední logaritmičtý teplotní rozdíl
-----------------	---	---





obr. 2-3 Teplotní rozložení souproudého uspořádání tepelného výměníku [2]

Pro výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu (LMTD) se vychází z předpokladů izolovaného výměníku od okolí, kde přenos tepla podél trubek je zanedbatelný, změny kinetické a potenciální energie jsou také zanedbatelné a měrná tepelná kapacita kapalin je konstantní. Za těchto podmínek je odvozený vztah:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.4)$$

kde:

- $\Delta T_1$     K                      – rozdíl teplot na vstupu chladiče
- $\Delta T_2$     K                      – rozdíl teplot na výstupu chladiče

Výsledkem je průměrný teplotní rozdíl, který je vypovídající pro uspořádání tepelného výměníku souproudého, kde směr kapalin je stejný, a protiproudého, kde kapaliny mají směr pohybu navzájem opačný. Dosazením známých teplot na vstupu a výstupu je možné zanalyzovat výkon tepelného výměníku a zvolit tak vhodné uspořádání z hlediska směru proudění.

## 2.4.2 Metoda $\varepsilon$ -NTU

Metoda středního logaritmického rozdílu teplot je použitelná pro známé teploty na výstupu z chladiče. Pokud jsou k dispozici pouze teploty vstupní, je nutné využít buď iteračního přístupu, nebo metody *efektivita*-NTU. Efektivita  $\varepsilon$  udává poměr mezi aktuálním tepelným výkonem a výkonem maximálním, viz rovnice ( 2.5 ). S použitím analyticky odvozeného vztahu výpočtu NTU pro dané uspořádání chladiče (rovnice ( 2.8 ) pro protiproudý výměník) je možné získat požadovaný součinitel prostupu tepla v kombinaci s velikostí teplosměnné plochy. Vztahy pro různá uspořádání chladiče jsou přiloženy v příloze práce (Příloha A).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.5)$$

$$C_{min} = \min(\dot{m}_h \cdot c_{p,h}, \dot{m}_c \cdot c_{p,c}) \quad (2.6)$$

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}} \quad (2.7)$$

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \cdot \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot C_r - 1}\right) \quad (2.8)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.9)$$

kde:

$\varepsilon$	–	je efektivita
$q$	W	– tepelný výkon
$q_{max}$	W	– maximální tepelný výkon
$C_h$	W · K <sup>-1</sup>	– tepelná kapacita proudící horké kapaliny
$C_{min}$	W · K <sup>-1</sup>	– minimální tepelná kapacita proudící kapaliny
$T_{h,i}$	K	– teplota horké kapaliny na vstupu
$T_{h,o}$	K	– teplota horké kapaliny na výstupu
$T_{c,i}$	K	– teplota chladné kapaliny na vstupu
$NTU$	-	– číslo přenesených jednotek
$\dot{m}_h$	kg · s <sup>-1</sup>	– hmotnostní průtok horké kapaliny
$\dot{m}_c$	kg · s <sup>-1</sup>	– hmotnostní průtok studené kapaliny
$c_{p,h}$	J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup>	– měrná tepelná kapacita horké kapaliny
$c_{p,c}$	J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup>	– měrná tepelná kapacita studené kapaliny
$C_r$	–	– poměr tepelných kapacit

Výhodou metody  $\varepsilon$  - NTU je menší množství parametrů pro analýzu výměníků a více odvozených vztahů pro různá uspořádání, jako jsou trubka v trubce pro více průchodů, příčný proud a další. Samotné číslo NTU indikuje kvalitu tepelného výměníku a může nabývat hodnot od nuly do nekonečna, přičemž platí, čím vyšší číslo, tím vyšší účinnost přenosu tepla.

### 2.4.3 CFD simulace

Kromě analytických řešení je využíváno pro návrh chladičů simulačních programů CFD (Computational Fluid Dynamics). Přesnost numerického řešení je ale závislá na okrajových podmínkách, velikosti konečnoprvkové sítě a modelu proudění tekutiny.

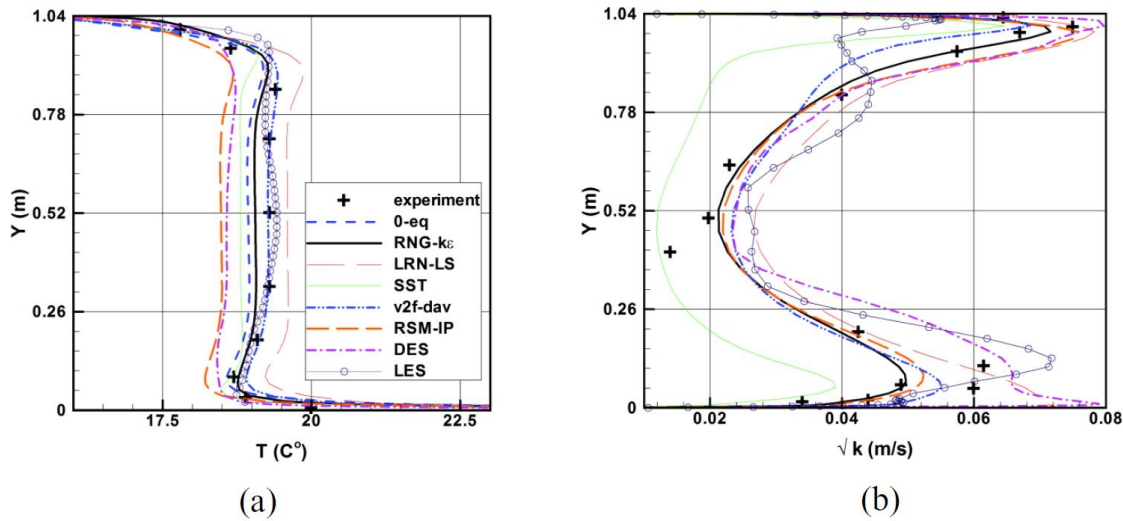
Ve své práci vysvětluje Vlček [6] problematiku modelování proudění takto: „*Turbulence je deterministicky náhodný pohyb částic tekutiny. Turbulentní proudění se skládá z různě velkých turbulentních vírů. Velké víry obsahují většinu energie a postupně se rozpadají na menší. Kaskáda je ukončena disipací energie nejmenších vírů v teplo. Modelování turbulence je klíčový problém ve většině CFD simulací. Prakticky všechny inženýrské aplikace jsou turbulentní, a proto vyžadují model turbulence.*“ Program Ansys Fluent nabízí hned několik modelů proudění. Žádný z turbulentních modelů není ale univerzální pro všechny druhy problémů řešitelných v těchto programech [7]. Volba závisí na zvážení fyzikální podstaty proudění se zohledněním zavedené praxe při řešení specifických problémů, požadované přesnosti, dostupných výpočetních zdrojích a času, který je pro simulaci vyhrazen.

Pro složité geometrie a vysoká Reynoldsova čísla nemusí být vždy časově výhodné řešení pomocí Navier-Stokesových rovnic. Proto jsou programem ANSYS CFD primárně nabízeny dvě alternativní metody tak, aby nemusely být malé turbulentní fluktuace přímo simulovány. Tyto metody se nazývají LES a RANS [7].

Metoda LES (Large Eddy Simulations) je časově závislá metoda, která filtruje fluktuace a řeší pouze část turbulentního spektra [7]. Důvodem je, že hybnost, hmota, energie a další charakteristiky jsou přenášeny zejména velkými víry. Z toho důvodu je metoda založena na řešení velkých vírů jako prostorově a časově závislých útvarů, které lze zachytit sítí [6]. Při řešení jsou filtrovány 3D nestacionární Navier-Stokesovy rovnice a posléze jsou malé víry simulovány tzv. subgridními modely. Díky řešení velkých vírů je možné použít hrubší síť a větší časový krok.

Metoda RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) významně snižuje výpočetní nároky i čas řešení a je z těchto důvodů široce používána ve strojírenských aplikacích zejména pro výpočet časově závislých průtoků [6]. Tato metoda modeluje všechny velikosti turbulentních vírů a řeší časově zprůměrované hodnoty proudění. Simulace probíhá pomocí Navier-Stokesových rovnic průměrovaných podle Reynoldsovy metody.

Každá z těchto metod má mnoho variant vhodných pro specifické aplikace. Právě vhodností těchto modelů se zabýval Zhai [8]. Porovnával metody LES a RANS v různých modifikacích a vyhodnocoval na čtyřech názorných příkladech – přirozená konvekce v dlouhé kavitě, nucená konvekce v modelu místnosti s přepážkou, smíšená konvekce v dlouhé kavitě a vztlkové proudění v místnosti s požárem. Vyhodnocované modely vycházejí převážně z modelu RANS.



obr. 2-4 Porovnání numerických a experimentálních výsledků na střednici v místnosti s nucenou konvekcí  
 (a) porovnání teploty (b) porovnání turbulentní kinetické energie [8]

Závěrem Zhaie je vyhodnocení všech použitých metod (tab. 2-1). Metoda *LES* poskytovala nejdetailnější prvky proudění, avšak výpočetní čas této metody byl velkým limitujícím faktorem. Mezi metodami vycházejícími z *RANS*, se s ohledem na přesnost, výpočetní čas a robustnost řešení nejlépe umístily *v2f-dav* a *RNG k-ε*.

tab. 2-1 Vyhodnocení testovaných turbulentních modelů [8]

Cases	Compared Items	Turbulence Models							
		0-eq.	RNG k-ε	SST k-ω	LRN-LS	V2f-dav	RSM-IP	DES	LES
Natural convection	Mean temperature	B	A	A	C	A	A	C	A
	Mean velocity	D	B	A	B	A	B	D	B
	Turbulence	n/a	C	C	C	A	C	C	A
Forced convection	Mean velocity	C	A	C	A	A	B	C	A
	Turbulence	n/a	B	C	B	B	B	C	B
Mixed convection	Mean temperature	A	A	A	A	A	B	B	A
	Mean velocity	A	B	B	B	A	A	B	B
	Turbulence	n/a	A	D	B	A	A	B	B
Strong buoyancy flow	Mean temperature	A	A	A	A	A	n/c	n/a	B
	Mean velocity	B	A	A	A	A	n/c	n/a	A
	Turbulence	n/a	C	A	B	B	n/c	n/a	B
Computing time (unit)		1	2-4		4-8		10-20	10 <sup>2</sup> -10 <sup>3</sup>	

A = good, B = acceptable, C = marginal, D = poor, n/a = not applicable, and n/c = not converged.

Roache [9] ve svém článku zhodnocuje, že systematická úprava rozměru výpočetní sítě je nejběžnější, přímá a nejspolehlivější technika pro kvantifikaci číselné nejistoty. Mezi důvody zmiňuje, že není nutné upravovat metody řešení, ani vyvíjet algoritmy výpočtů, jedinou změnou je několikanásobné generování sítě. Metody pro vyhodnocení numerické přesnosti jsou poté k dispozici u všech zmíněných přístupů a není nutné analyticky řešit složité problémy hydrodynamické stability pro odhad chyby. Výsledky numerického řešení je ale vhodné porovnat s praktickými experimenty, kde jsou jednoduše verifikovány a na základě toho mohou být upraveny parametry simulace a vstupní hodnoty modelu [10]. Využití CFD metod vyžaduje také správnou interpretaci výsledků s ohledem na možná úskalí a omezení těchto metod, jako například proudění v mezní vrstvě, tvorba turbulencí a další.

## 2.5 Teorie chladičů

### 2.5.1 Přenos tepla

Základní problematikou, kterou se každý konstruktér chladičů zabývá, je přenos tepla mezi teplou a studenou kapalinou. Výchozí problém může být ukázán na přenosu tepla skrz stěnu, který se skládá z dvou mechanismů – proudění kapaliny z obou stran stěny a vedení skrz ni. Tepelný tok zářením je v této práci zanedbán.

Pro výpočet tepelného výkonu je možné si jednotlivé mechanismy představit jako elektrické odpory působící proti přenosu tepla (obr. 2-5), poněvadž zde platí analogie mezi difúzí tepla a Ohmovým zákonem.

Pro vedení tepla a tepelný odpor vedením platí:

$$q = \frac{k \cdot A_s}{L} \cdot \Delta T \quad (2.10)$$

$$R_k = \frac{L}{k \cdot A_s} \quad (2.11)$$

Pro tepelný odpor proudění ekvivalentně platí:

$$R_h = \frac{1}{h \cdot A_s} \quad (2.12)$$

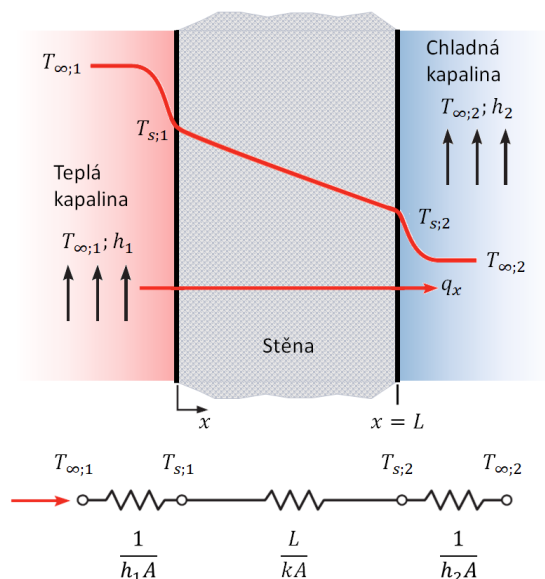
kde:

$k$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	– součinitel tepelné vodivosti
$R_k$	$\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	– tepelný odpor při kondukcii
$L$	m	– charakteristický rozměr

$R_h$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor při konvekci
$h$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	– součinitel přestupu tepla

Tepelný výkon chladiče je tedy možné spočítat:

$$q = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h_1 \cdot A_s} + \frac{L}{k \cdot A_s} + \frac{1}{h_2 \cdot A_s}} \quad (2.13)$$



obr. 2-5 Prostup tepla stěnou [2]

Stanovení součinitelů přenosu tepla zásadně ovlivňuje parametry chladiče, proto jejich fyzikální podstata a odvození je popsáno dále.

### Přenos tepla vedením

Přenos tepla vedením, neboli kondukce, je přenos energie v médiu vlivem teplotního gradientu a fyzikální mechanismus vedení je založen na náhodné atomové a molekulové aktivitě. Vztah definovaný pro přenos tepla vedením se nazývá Fourierův zákon a je definován jako:

$$q_x'' = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.14)$$

$$q_x = -k \cdot A_s \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.15)$$

kde:

$$\begin{array}{lll} q_x'' & \text{W} \cdot \text{m}^{-2} & \text{je tepelný tok ve směru } x \\ q_x & \text{W} & \text{– tepelný výkon ve směru } x \end{array}$$

Teplotní tok  $q_x''$  je dán jako výkon přenosu vztažený na jednotku plochy kolmé k směru  $x$  a je úměrný teplotnímu gradientu  $\frac{dT}{dx}$  v tomto směru [2]. Koeficient  $k$  je **součinitel tepelné vodivosti** a jedná se o **vlastnost materiálu**. Mínus na pravé straně rovnice ( 2.14 ) značí, že přenos tepla probíhá ve směru klesající teploty.

### Přenos tepla prouděním

Přenos prouděním neboli konvekce, je přenos tepelné energie dvěma mechanismy, a to difúzí a makroskopickým pohybem kapaliny. Interakcí mezi proudícím médiem a stěnou při rozdílných teplotách vzniká tepelná mezní vrstva, která má tloušťku  $\delta_t$  a na jejím rozhraní platí:

$$y = \delta_t \rightarrow \frac{T_s - T}{T_s - T_\infty} = 0,99 \quad ( 2.16 )$$

kde:

$$\begin{array}{lll} \delta_t & \text{m} & \text{je tloušťka mezní vrstvy} \\ T_s & \text{K} & \text{– teplota stěny} \\ T_\infty & \text{K} & \text{– teplota okolní kapaliny} \end{array}$$

Na náběžné hraně proudění je tloušťka mezní vrstvy nulová a začíná postupně růst. Pokud proudění je vyvozeno vnějším zdrojem (např. ventilátorem, čerpadlem), jedná se o konvekci nucenou. Opačným případem je přirozená konvekce, kde proudění je dáno vztakovými silami způsobenými rozdílnou hustotou kapaliny pro dané teploty.

Vztah mezi podmínkami v mezní vrstvě a součinitelem přestupu tepla prouděním může být demonstrován opět Fourierovým vztahem, kde pro  $y = 0$  platí podmínka ulpívání. Dále s použitím Newtonova vztahu pro chlazení ( 2.17 ) je lokální součinitel přestupu tepla dán vztahem ( 2.18 ).

$$q_s'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad ( 2.17 )$$

$$h = \frac{-k_f \partial T / \partial y |_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad ( 2.18 )$$

Vzhledem k proměnnosti součinitele přestupu tepla prouděním po povrchu ( $h = f(k, c_p, \text{geometrie}, Re)$ ) je výhodné zavést průměrný součinitel přestupu tepla pro danou aplikaci.

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (2.19)$$

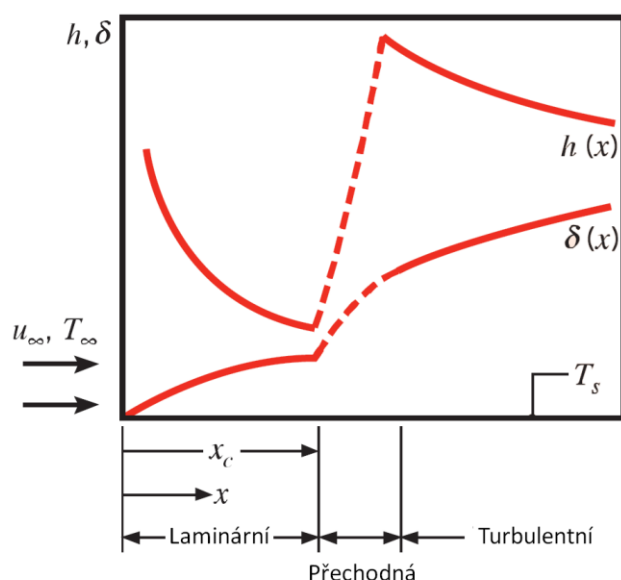
kde:

$\bar{h}$        $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$       je průměrný součinitel přestupu tepla

Pozn.: Pro výpočty v konstrukčním řešení je používáno pro stanovení průměrného součinitele přestupu tepla značení  $h$

Jedním z nejnázorněji ovlivnitelných parametrů pro zvýšení součinitele přestupu tepla je druh proudění. Je závislý nejen na vzdálenosti od vtoku, ale také na geometrii průtočné oblasti, rychlosti proudění, hustotě a viskozitě kapaliny nebo struktuře povrchu.

Pro laminární proudění, pokud mezní vrstva roste, teplotní gradient v mezní vrstvě se snižuje a viz obr. 2-6, součinitel přestupu tepla klesá s rostoucí délkou kanálu. Turbulentní proudění obsahuje velké teplotní gradienty, čímž dochází ke zvýšení součinitele přestupu tepla. Důvodem teplotních gradientů je mísení kapaliny vlivem turbulencí, které snižují vliv vedení a difúze v mezní vrstvě. [2].



obr. 2-6 Vývoj rychlostní mezní vrstvy o tloušťce  $\delta$  a lokálního součinitele přestupu tepla  $h$  pro proudění přes stěnu s konstantní teplotou [2]

## 2.5.2 Žebrování chladiče

Z výrazu (2.13) je patrný další přístup pro dosažení potřebného tepelného výkonu chladiče. Tím je zvětšení teplosměnné plochy - plochy kolem, které probíhá konvekce.



## Tvar žeber

Žebra sama o sobě představují tepelný odpor [11]. Z tohoto důvodu není zaručeno, že použitím žebrování dojde ke zvýšení účinnosti tepelného výměníku. Proto je zavedena veličina  $\varepsilon_f$ . Ta je definována jako poměr přenosu tepla žebrem a přenos tepla bez žebra.

$$\varepsilon_f = \frac{q}{h \cdot A_s \cdot \theta_b} \quad (2.20)$$

kde:

$\varepsilon_f$  – je efektivita žebra  
 $\theta_b$  K – rozdíl teplot základny a teploty okolí

Pozn.: Index  $f$ - veličina vztahující se k žebrování ( $fin$ )

Při návrhu žebrování by měla efektivita být co největší, přitom pro vhodnost použití žeber obecně platí  $\varepsilon_f \geq 2$  [2]. Tento vztah je odvozen pro konstantní součinitel přestupu tepla. Dosazením tepelného výkonu nekonečně vysokého žebra s konstantním průřezem je možné nalézt vhodné rozměry geometrie ze vztahu:

$$\varepsilon_f = \left( \frac{k \cdot P}{h \cdot A_c} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.21)$$

kde:

$P$  m – je obvod žebra  
 $A_s$  m<sup>2</sup> – plocha podélného průřezu žebra

Žebra nekonečné výšky jsou nereálná, proto se zavádí výpočet výšky žebrování s 99% účinností přenosu tepla, čímž je získáno vyjádření:

$$b = \frac{\tanh^{-1} 0,99}{m} \doteq \frac{2,65}{m} \quad (2.22)$$

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_c} \quad (2.23)$$

kde:

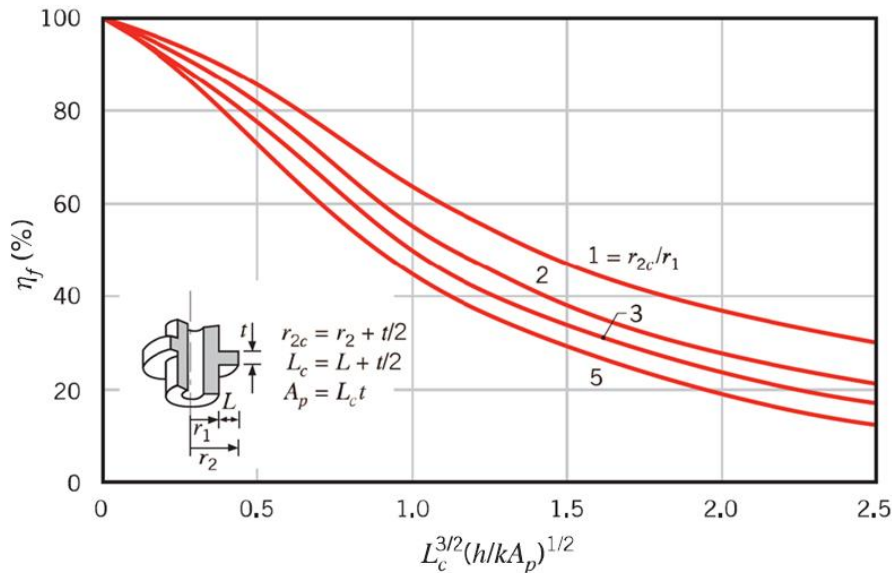
$b$  m – je výška žebra  
 $m^2$  m<sup>-2</sup> – konstanta diferenciální rovnice přestupu tepla

Z tohoto vztahu je získána představa o účinné výšce žebrování, která je smysluplná pro výrobu. Využití potenciálu žebra přenášet energii vzhledem k jeho tvaru umožňuje další zavedená efektivita  $\eta_f$ , která je dána vztahem:

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{q_f}{h \cdot A_f \cdot \theta_b} \quad (2.24)$$

kde:

$\eta_f$  – je účinnost tvaru žebra

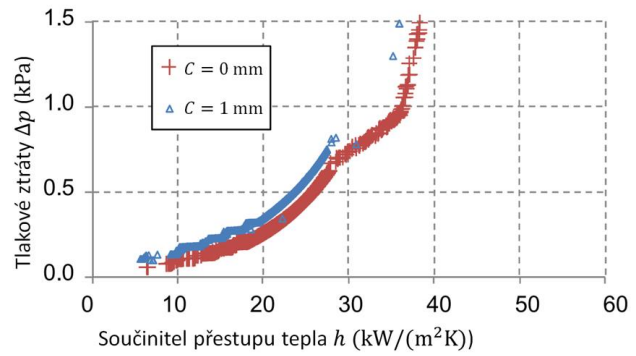
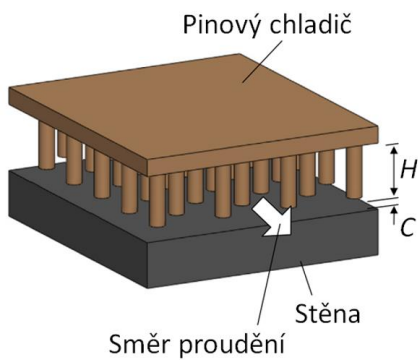


obr. 2-7 Efektivita žeber v závislosti na charakteristických hodnotách profilu [2]

Efektivita  $\eta_f$  je odvozena pro různá uspořádání, jako jsou rovinná, či válcová žebra s různými průřezy, viz (2.7), z níž lze stanovit tepelný odpor pro výpočet výkonu žebrování. Vybrané vztahy výpočtů efektivit pro různé tvary žebrování jsou umístěny v příloze práce (Příloha B) [2].

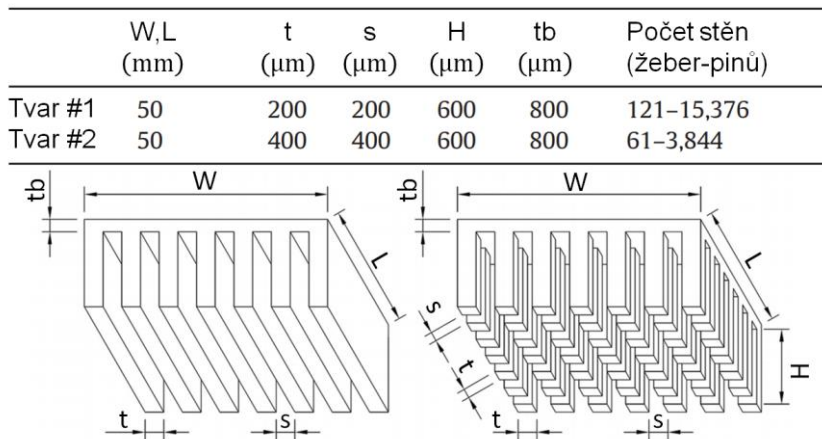
Návrh žeber je také motivován minimalizací použitého materiálu a získáním vysokého tepelného výkonu. Z toho důvodu se používá parabolické a trojúhelníkové žebrování, které vyžaduje méně materiálu než profil obdélníkový. Největší poměr disipace energie vůči objemu žebra má profil parabolický, který je ale z hlediska výroby nepraktický, proto se nahrazuje profilem trojúhelníkovým.

Optimalizací rozměrů rovinného chladiče s piny za pomoci poloanalytických vztahů se zabýval Horiuchi [12]. Použil omezení rozměrů chladiče pro výsledný návrh v podobě minimální vzdáleností mezi válečky a mezery mezi čelem pinu a přilehlou deskou. Sledovanými parametry byl tlakový spád a celkový přenos tepla. Horiuchi našel závislost, kdy celkový součinitel prostupu tepla a tlakové ztráty jsou stejné pro konstantní plochu danou vzdáleností pinů a jejich výškou. Dále pokud je mezera mezi vrchní plochou žebra a přilehlou stěnou rovna  $C = 0$  mm, tlakový gradient chladiče se výrazně sníží, viz obr. 2-8.



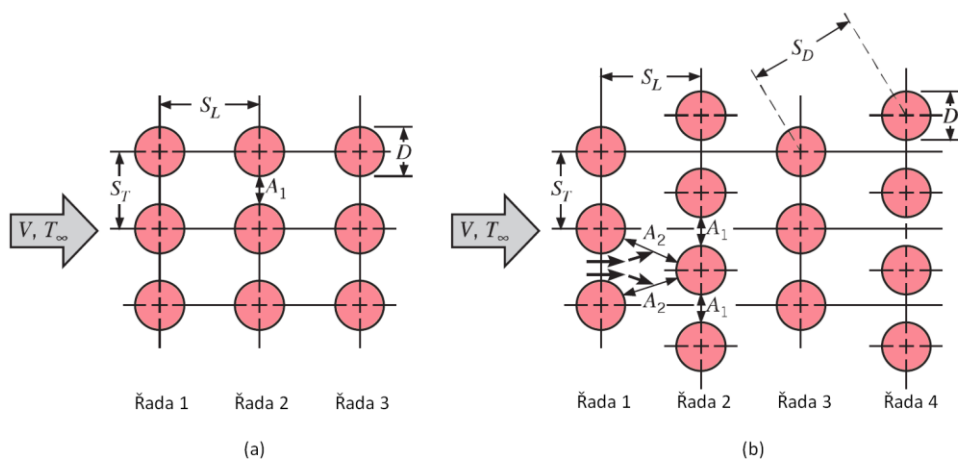
obr. 2-8 Znáornění tlakových ztrát na součiniteli přestupu tepla pinového chladiče [12]

Porovnání pinů a žebrování mikrochladiče při přirozené konvekci vyhodnocoval Micheli [13]. Pro měření použil infračervenou kameru se záznamovým zařízením teploty. Z měření vyplývá vyšší součinitel přestupu tepla pro pinové uspořádání než pro uspořádání s žebry, přibližně o 3 až 6 %. Mezi důvody uvádí jako hlavní příčinu větší teplosměnnou plochu, viz obr. 2-9.



obr. 2-9 Uspořádání mikrochladičů s tabulkou rozměrů [13]

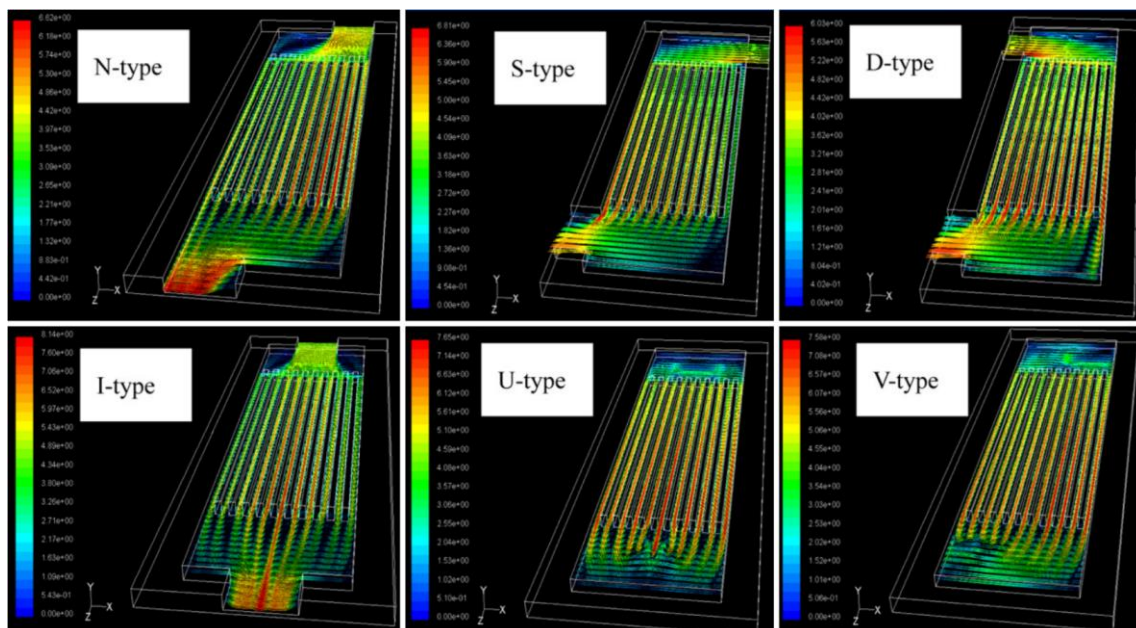
Vlastnosti pinového chladiče v příčném proudění popisuje Bergmann [2]. Systém pinů vytváří průtočným profilem nekonstantní rychlost kapaliny, která způsobuje turbulence. To má za následek zlepšení konvektivního přenosu tepla, ale také navýšení tlakových ztrát. Dále na vlastnosti chladiče má vliv uspořádání pinů. Typickými uspořádáními jsou piny zarovnané v řadách nebo přesazené (obr. 2-10). Pro účinné chlazení zarovnaných pinů platí  $S_T/S_L \geq 0,7$ , kde  $S_L$  je podélná a  $S_T$  příčná vzdálenost pinů. Přesazené piny se používají při malých Reynoldových číslech ( $Re < 100$ ) z důvodu více se mísícího příčného toku, které není zaručeno povahou proudění.



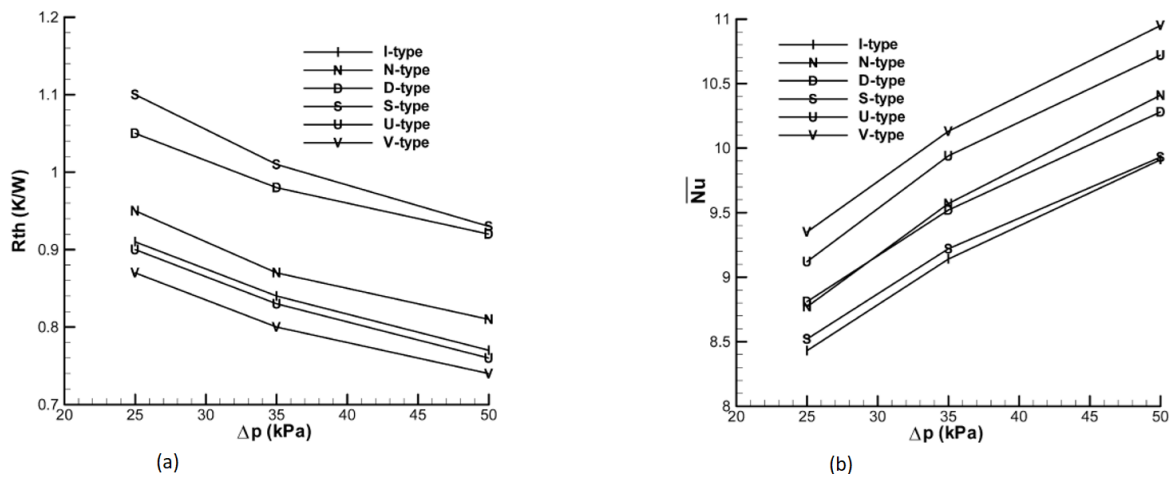
obr. 2-10 Uspořádání pinového chladiče: (a)-zarovnané, (b)-přesazené [2]

### 2.5.3 Vtoková oblast

U průtoku kapaliny v uzavřených oblastech musíme vzít v potaz existenci vtoků, kde není plně rozvinutá oblast proudění. Samotný tvar příruby má zásadní vliv na druh proudění, a tedy i na součinitel přestupu tepla. Touto problematikou se zabýval Chein [14]. Uvažoval šest možných uspořádání s různými směry přítoků. U vodorovných vtoků kapalin (N, S, D a I) (obr. 2-11) jsou rozdíly rychlostí proudění podstatnější oproti uspořádáním svislým (U, V). Z toho také plynou teplotní nerovnoměrnosti u vodorovných uspořádání. Při vyhodnocení celkového přenosu tepla a tlakového spádu je nejúčinnější vtokové uspořádání typu V (obr. 2-12), u kterého se příruba nachází v protilehlých rozích kolmých na základní rovinu chladiče [14].

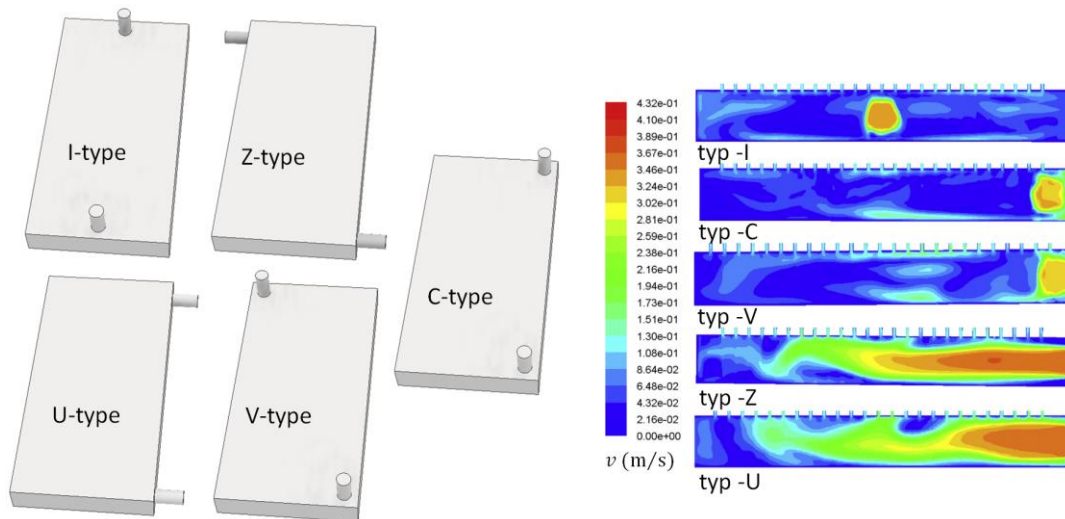


obr. 2-11 Proudění v mikrokanálech chladiče při  $\Delta p = 50$  kPa [14]

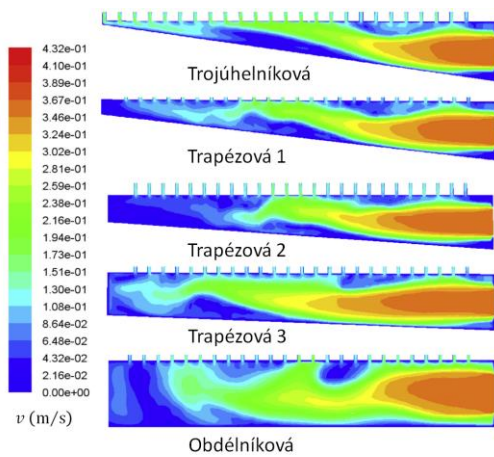


obr. 2-12 Závislosti (a) tepelného odporu chladiče a (b) průměrného Nusseltova čísla na tlakových ztrátách chladiče [14]

Uzpůsobením vtokové soustavy se také zabýval Kumaran [15]. Uvažoval různé směry přítoku kapaliny a vliv tvaru přiváděcího kanálu. Ze simulací i měření nejlépe vychází uspořádání typu U (obr. 2-13), které vykazuje nejnižší tlakové ztráty a společně s trojúhelníkovým tvarem příruby (obr. 2-14) má rovnoměrný průtok všemi kanály chladiče.



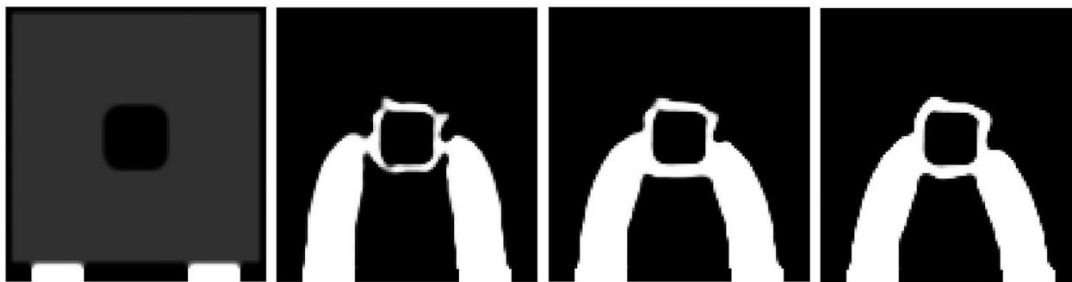
obr. 2-13 Vtoková soustava podle Kumarana [15]: (a) – rozmístění přírub; (b) – rychlostní pole (pohled shora)



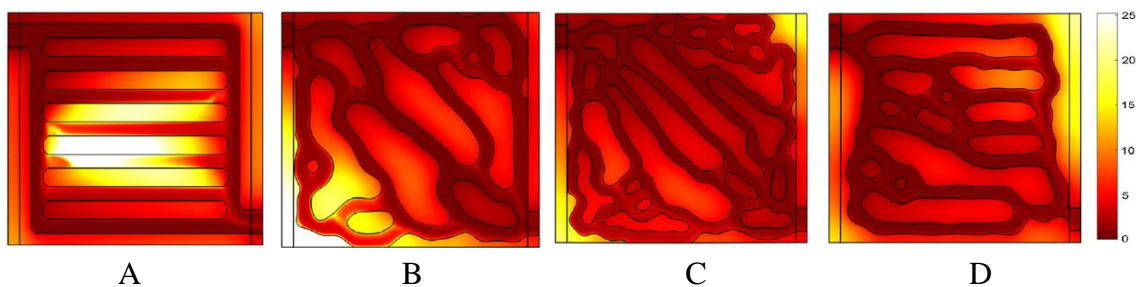
obr. 2-14 Rychlostní pole pro různé tvary přírub (pohled shora) [15]

## 2.5.4 Topologická optimalizace přenosu tepla

Topologická optimalizace proudění a přenosu tepla není v současné době podporována žádným komerčním programem, avšak její problematikou se zabýval ve svém článku Zhao [16]. Používal výpočetně méně náročný Darcyho model proudění. Zhodnotil, že vhodným nastavením lineárního modelu lze dosáhnout porovnatelné výsledky s modely turbulentními. Aplikaci této metody spatřuje zejména u předběžného návrhu chladiče, kde je získána představa o vhodném řešení (obr. 2-15 a obr. 2-16) bez použití časově náročných simulací. Avšak nikdy nemůže nahradit RANS model proudění, který je schopný lépe popsat chování kapaliny a rozložení teplot. Poznává, že je nutné vycházet z omezující podmínky tlakového spádu pro získání energeticky efektivních návrhů průtočných kanálů.



obr. 2-15 Postup optimalizace chlazení zdroje tepla ve středu tělesa [16]



obr. 2-16 Ověření rozložení teploty variant chlazení plošného zdroje tepla pomocí modelu RANS (A - výchozí návrh; B,C,D - optimalizované varianty) [16]



## 2.5.5 Typy chladičů olej-voda

Chladiče obecně jsou klasifikovány nejen podle uspořádání toků kapalin, ale zejména podle typu konstrukce. Do této klasifikace řadíme chladiče trubkové, deskové a chladiče s laminárním prouděním. Tato provedení v průmyslové praxi jsou nejčastěji využívána, popřípadě vykazují vhodné vlastnosti pro použití v motorsportu.

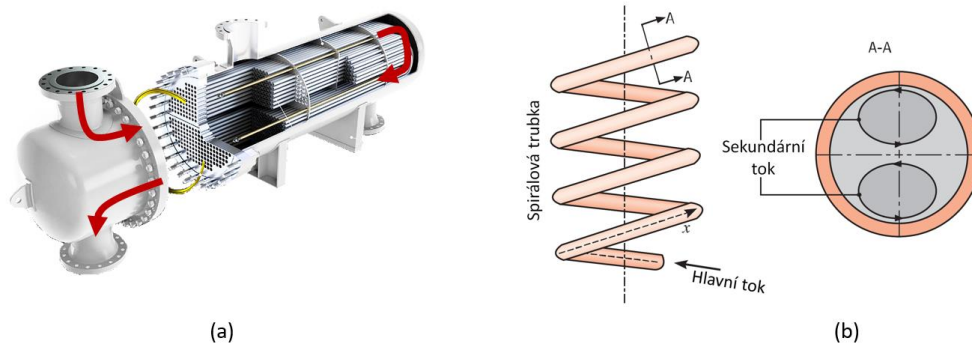
### Trubkové chladiče

Trubkové chladiče se vyrábějí v mnoha uspořádáních. Může se jednat buď o nejjednodušší variantu, trubka v trubce, nebo o provedení, která z tohoto konceptu vycházejí [2]. V těchto konstrukcích se zvyšuje účinnost přenosu tepla například zvýšením počtu průtočných trubek uvnitř vnějšího pláště (obr. 2-17 (a)), nebo navýšením teplosměnné plochy přidáním žebrování, které se obvykle nachází na straně kapaliny s nižším součinitelem přestupu tepla. Dále používané řešení pro zvýšení účinnosti využívá upravení typu proudění [17]. Přidáním přepážek dojde k vytvoření turbulencí (obr. 2-17 (b)), čímž se zvýší konvekční přenos a zároveň se využije křížového proudu při zachování souproutého, či protiproutého uspořádání.



obr. 2-17 Trubkový chladič: (a) – BOWMAN [18] (A, E – příruby; B – těsnění; C – trubkovec; D – vnější plášť), (b) – chladič s přepážkami [19]

Trubkové chladiče jsou vhodné pro nenáročné aplikace a jednotlivé části bývají uzpůsobeny pro snadné čištění trubek a levnou výrobu chladiče. V provedení U-chladiče (obr. 2-18 (a)) je vyřešen problém s tepelnou roztažností, kdy vnitřní trubkový oběh je sveden zpět ke vtokové přírubě. Dalším možným uspořádáním je použití vnitřní trubky navinuté ve spirále, čímž se opět navýší součinitel přestupu tepla, i když nejsou splněné podmínky pro turbulentní proudění nebo není navýšena teplosměnná plocha [2]. Důvodem jsou odstředivé síly indukované pohybem kapaliny, čímž vzniká tzv. „sekundární tok“ skládající se z dvou podélných vírů (obr. 2-19 (b)).



obr. 2-18 Trubkový chladič: (a) – U-chladič [20], (b) znázornění indukovaného víření spirálního chladiče [2]

### Deskové chladiče

U těchto chladičů je teplosměnná plocha tvořena z tenkých kovových desek (obr. 2-19 (a)) seřazených za sebou [21]. Každá z desek je opatřena těsněním, čímž je utvořen systém dvou oddělených kanálů pro průtok primárního a sekundárního média (obr. 2-19 (b)). Tímto uskupením je možné vytvořit protiproudého uspořádání chladiče a vrstvením libovolného množství segmentů může být dosaženo až pětkrát vyšší účinnosti než u výměníků trubkových. Desky mohou být také pájeny, čímž odpadne nutnost použití těsnění a stahováku desek. To má za následek zvýšení spolehlivosti a snížení hmotnosti celého chladiče. V těchto chladičích se používají různé tvary desek, které jsou označeny písmeny L, M a H. Tato písmena udávají účinnost dané geometrie podle metody NTU.

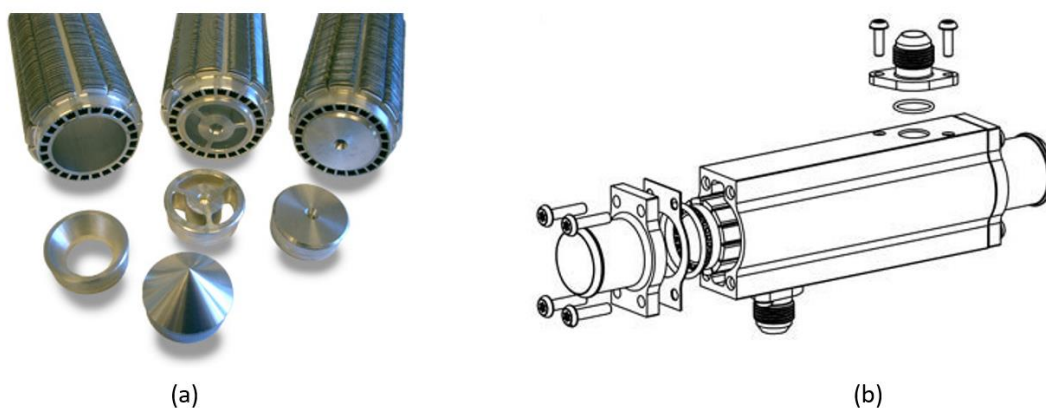


obr. 2-19 Deskové chladiče: (a) – segment deskového chladiče [22], (b) – diagram deskového chladiče [23]



## Chladič s laminárním prouděním

Typ olejového chladiče nazývaný Laminova dosahuje velkého rozšíření zejména v motorsportu [24]. Hlavními komponenty jsou dva hliníkové výlisky. První tvoří vnější obálku chladiče, zatímco druhý slouží jako teplosměnné jádro (obr. 2-20 (b)). Toto jádro má na vnějším povrchu, kde protéká chlazené médium, obrobené žebrování o tloušťce 0,2 mm s rozestupy 0,3 mm, čímž je zvětšena teplosměnná plocha až na pětinasobek oproti konvenčním chladičům stejných rozměrů. Výška žebrování je 3 mm a těsně přiléhá na vnější obálku. Obvykle malé průtočné prostory působí velké tlakové ztráty, ale v této konstrukci je olej rozveden do velkého množství paralelních toků s přerušovaným žebrováním. Tím jsou minimalizovány tlakové ztráty z důvodu znovuvytváření laminární mezní vrstvy. K odebrání akumulovaného tepla vodou dochází ve vnějších kanálech jádra. Odnímatelné restriktory (obr. 2-20 (a)) omezují proudění středovým obtokovým kanálem, čímž je možné regulovat účinnost chlazení a tlakové ztráty ve vodním okruhu. Mezi výhody chladičů typu Laminova patří nízká hmotnost a rychlé zahřátí motorového oleje při startu motoru z důvodu rychlejšího nárůstu teplot ve vodním okruhu. Chladič je vyráběn ve 4 výkonnostních řadách, které se liší pouze délkou chladiče.



obr. 2-20 Chladič typu Laminova: (a) – restriktory proudění [24], (b) – sestava chladiče [25]

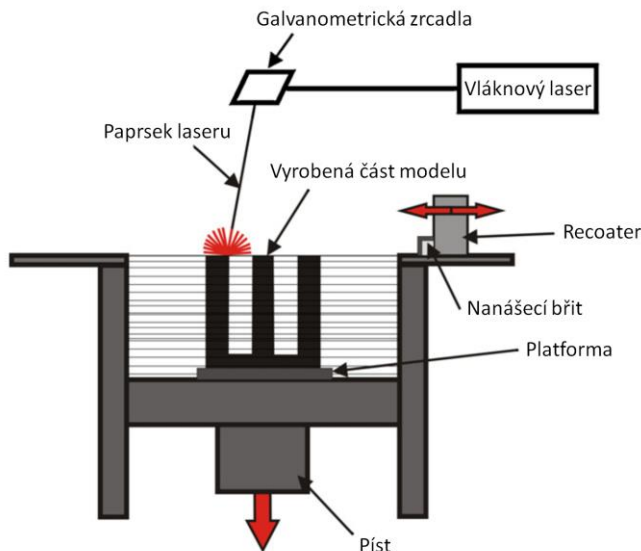
## 2.6 Kovový 3D tisk

### 2.6.1 Princip SLM

Technologie Selective Laser Melting (dále SLM) spadá mezi aditivní technologie výroby, také nazývanými 3D tisk. Podstatou metody je laserové svařování nanesené kovové vrstvy prášku s vrstvou podkladovou. Postupným nanášením dalších vrstev dochází ke stavbě požadovaného modelu, viz obr. 2-21. Celý proces výroby dílu lze rozdělit do těchto fází: preprocessing, stavba dílu a postprocessing.

## Preprocessing

Preprocessing, neboli příprava dat, je na začátku celého postupu výroby součásti. Proces začíná připraveným CAD modelem, který je nejčastěji ve formátu .STL (univerzální formát pro 3D tiskárny). Po vložení souboru dat do příslušného programu (sliceru) je nutné ustavit model do vhodné polohy pro tisk. Následuje vygenerování podpůrných struktur pro převislé části modelu svírající úhel s podložkou menší jak  $45^\circ$  a dalších prvků spojených s problematikou dané technologie, jako jsou piny pro odvádění přebytečného tepla, zaslepení otvorů apod. Následuje přiřazení procesních parametrů tiskárny pro daný model a po vygenerování drah laseru je celý proces přípravy dat u konce.



obr. 2-21 Proces tisku SLM [26]

## Stavba dílu

V průběhu celého tisku je opakován daný sled operací, dokud není celá součást vytisknuta. Tento sled operací lze sepsat takto [27]:

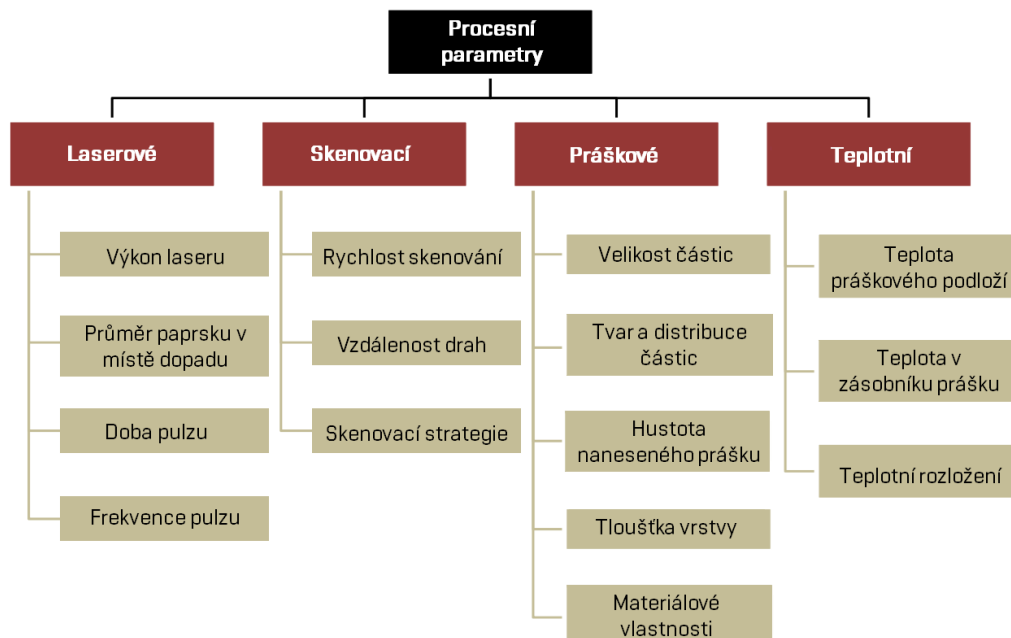
- Do nanášecího zařízení (*recoateru*) je dodán kovový prášek v požadovaném množství
- Tenká vrstva prášku je pomocí břitu recoateru rovnoměrně nanесena na povrch stavěcí desky (*platformy*) nebo na předchozí vrstvu.
- Vrstva prášku je tavena (*skenována*) laserovým svazkem v místech průřezu modelem. Papřek laseru se pohybuje natáčením galvanometrických zrcadel.
- Stavěcí platforma je pístem posunuta o jednu tloušťku vrstvy níže a recoater se vrátí do výchozí pozice, přičemž při pohybu zpět nanese další tenkou vrstvu prášku.
- Papřek laseru opět vytvoří 2D geometrii vrstvy tavením prášku

## Postprocessing

Z vytisknutého modelu je odstraněn přebytečný prášek. Může následovat tepelné zpracování, jako je žíhání ke snížení vnitřního napětí. Poté je vytištěný model mechanicky odstraněn od podložky a probíhají dokončovací operace: vylamování podpor, čištění, pískování, popřípadě obrábění.

### 2.6.2 Procesní parametry

Tiskový proces je závislý na nastavení mnoha parametrů. Nejdůležitější z nich specifikoval Aboulkhair [28] a roztřídil je do čtyř skupin (obr. 2-22), a to parametry spojené s laserem, rychlostí pohybu, práškem a teplotou prostředí. Při přípravě tisku lze jednoduše nastavit parametry laseru a parametry spojené se skenovací strategií. Ostatní parametry lze v dostupném zařízení ovlivnit pouze částečně, nebo nejsou možné vzhledem ke konstrukci zařízení



obr. 2-22 Procesní parametry SLM tiskárny [28]

Pomocí objemové hustoty energie jsme schopni ukázat závislost některých procesních parametrů (obr. 2-23). Ta je dána vztahem:

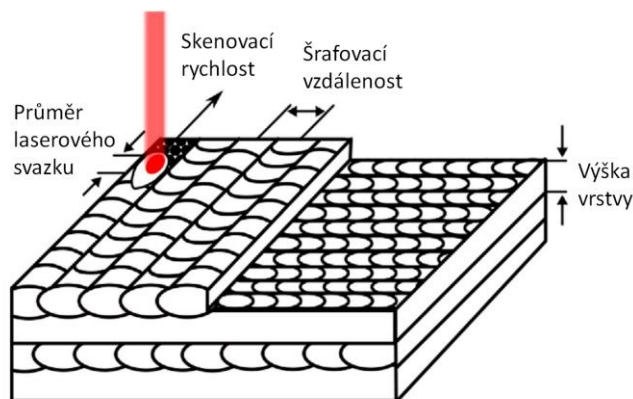
$$\psi = \frac{L_p}{L_s \cdot L_t \cdot H_d} \quad (2.25)$$

kde:

$\psi$        $W \cdot m^{-3}$       je objemová hustota energie

$L_p$	W	– výkon laseru ( <i>laser power</i> )
$L_s$	$m \cdot s^{-1}$	– skenovací rychlost ( <i>scan speed</i> )
$L_t$	m	– tloušťka vrstvy ( <i>layer thickness</i> )
$H_d$	m	– šrafovací vzdálenost ( <i>hatch distance</i> )

Veličina objemové hustoty energie vyjadřuje množství dopadající energie na jednotku objemu za určitý časový úsek.

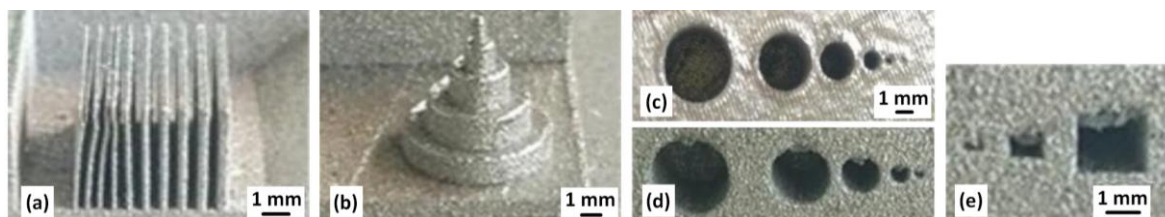


obr. 2-23 Schéma základních veličin pro SLM tisk [29]

### 2.6.3 Vlastnosti vyrobených součástí pomocí SLM

#### Technologické limity tiskárny SLM

Wang Di [30] se zabýval schopností SLM tiskáren tisknout specifické a obtížně výrobitelné tvary, jako jsou tenké stěny, ostré rohy, válce, kruhové či kulové díry. Vybraný materiál pro testování byla nerezová ocel 316L.

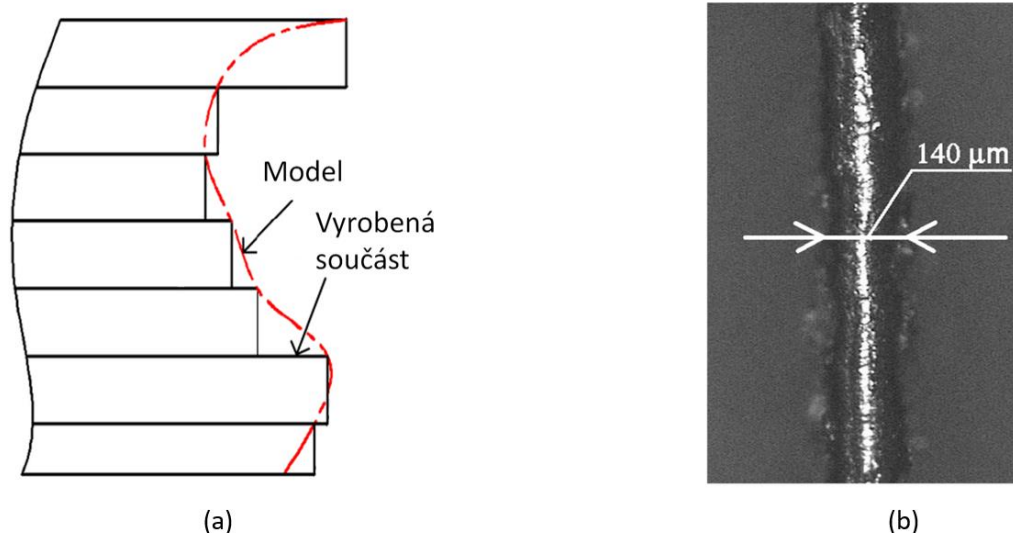


obr. 2-24 Vyrobené tvary na tiskárně SLM 250 HL: (a) tenké stěny, (b) válec, (c) svislé kruhové otvory, (d) vodorovné kruhové otvory, (e) čtvercové otvory kolmé k ose z [30]

Tenké stěny byly navrženy a následně tištěny v rozměrech od 0,05 mm do 0,5 mm s odsazením 0,5 mm. Všechny stěny pomocí tiskárny SLM 250 HL byly úspěšně vytištěny, i když tvar a rozměr u nejtentčího prvku byl zkreslen šířkou návaru. Tloušťka stěny měřena nebyla. Tisk malých válců byl úspěšný do průměru 0,15 mm. Menší průměry nemohly být vyrobeny. Důvodem, který Wang uvádí, je opakovaná kolize nanášecího zařízení s malým průměrem válce, při které došlo ke zlomení tenké struktury.

Výroba kruhových otvorů rovnoběžných s osou  $z$  byla úspěšná až do průměru 1 mm. Menší otvory již nejsou přijatelné, protože došlo k natavení okolního prášku na stěny a díry byly zaslepeny. Tento problém vysvětluje ve svém článku Mumtaz [31]. Tato situace nastala vlivem vysoké objemové hustoty energie. Při tisku byla tepelně ovlivněna okolní oblast roztaveného materiálu, což mělo za následek adhezi částic k nově formovanému povrchu (obr. 2-26). Kruhové otvory kolmé k ose  $z$  byly vyrobeny v pořádku, avšak zde došlo u nepodepřených převislých ploch k tvarové deformaci vlivem tzv. drossu (popsáno v následujících kapitolách).

Při výrobě čtvercových otvorů byla ukázána možnost tisku mostního převisu až do velikosti 2 mm. U přemostění delších došlo k tvarovým deformacím způsobeným tepelným účinkem laseru. Dalším zkoumaným parametrem byla schopnost tiskárny vyrobit ostré hrany. Navržené úhly ( $2^\circ - 30^\circ$ ) byly úspěšně vytištěny jak v horizontální, tak vertikální poloze. Rozměrová přesnost je však vyšší u varianty tištěné horizontálně, protože se zde nenachází schodovitý efekt aditivních technologií, viz obr. 2-25 (a).

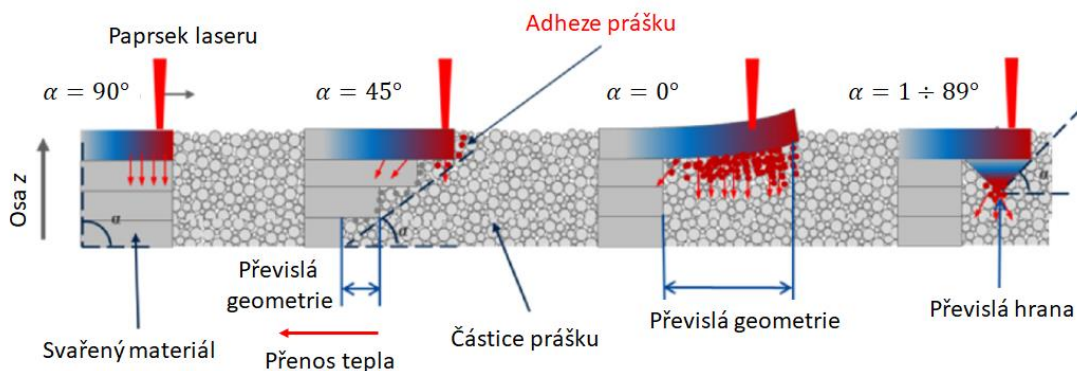


obr. 2-25 Omezení kovového 3D tisku: (a) – schodovitý efekt [30], (b) – tenká stěna [32]

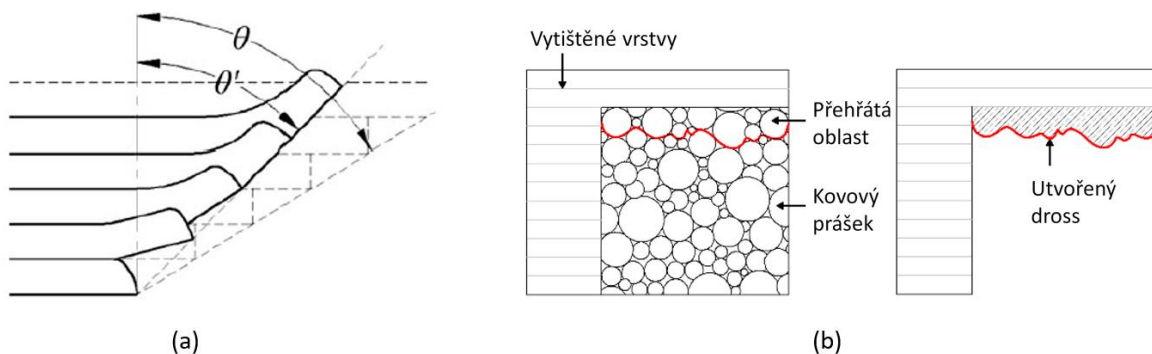
Yadroitsev [32] se ve své práci zabýval tiskem tenkých stěn. Použitým materiálem byla nerezová ocel Inox 904L a nejmenší dosažená tloušťka, která byla dána šířkou jednoho návaru, se rovnala  $140 \mu\text{m}$  (obr. 2-22).

### Tisk převislých stěn

Problémy spojené s tiskem převislých stěn názorně ukazuje obrázek (obr. 2-26). Touto problematikou se zabýval Wang [33]. Cílem jeho zkoumání byl tzv. warping a dross. Warping popisuje jako chybu tisku způsobenou smrštěním materiálu vlivem chladnutí vytištěné vrstvy, viz obr. 2-27 (a) a nejčastější výskyt tohoto jevu je u nepodepřených převislých stěn, zatímco dross efekt je způsoben natavením kovového prášku na skenovaný objekt, viz obr. 2-27 (b).

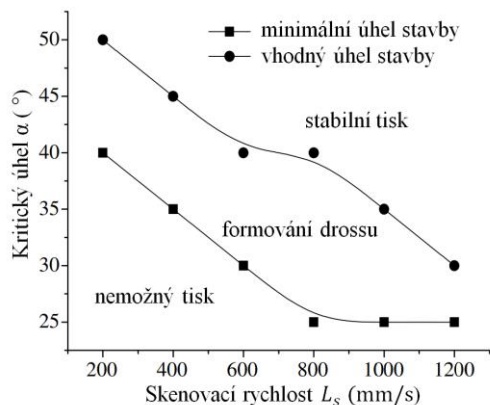


obr. 2-26 Problémy spojené s tiskem převislých geometrií [34]



obr. 2-27 Chyby kovového 3D tisku: (a) – warping [33], (b) – dross efekt [35]

Z provedených experimentů (obr. 2-28) vyplývá, že vysoký výkon laseru a nízká skenovací rychlost u převisů s malým úhlem mezi podložkou a stěnou vede k projevům warpingu. Jak je patrné z obrázku (obr. 2-27 (a)), warping má kumulativní charakter. Z toho důvodu, pro malé tloušťky převislých stěn, nebo krátkých převisů nemusí být deformace dílu podstatná.

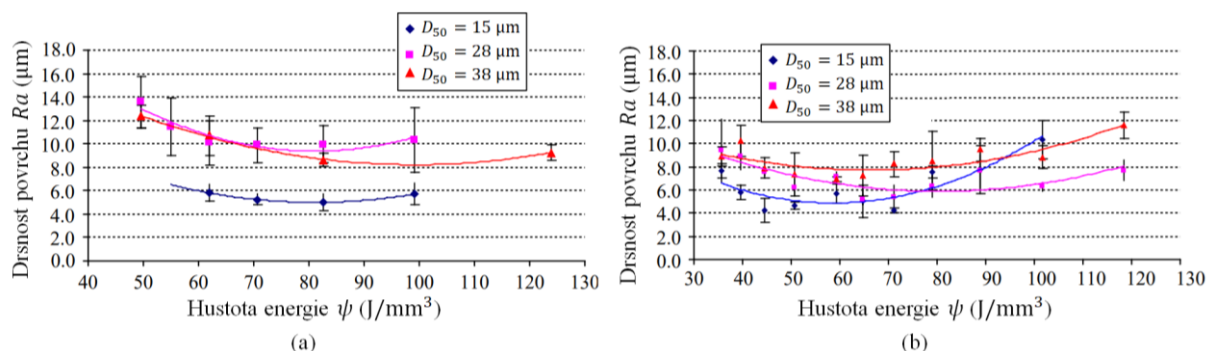


obr. 2-28 Vliv sklonu stěn a skenovací rychlosti pro materiál 316L,  $L_p = 150$  W a  $L_h = 35$   $\mu$ m [33]



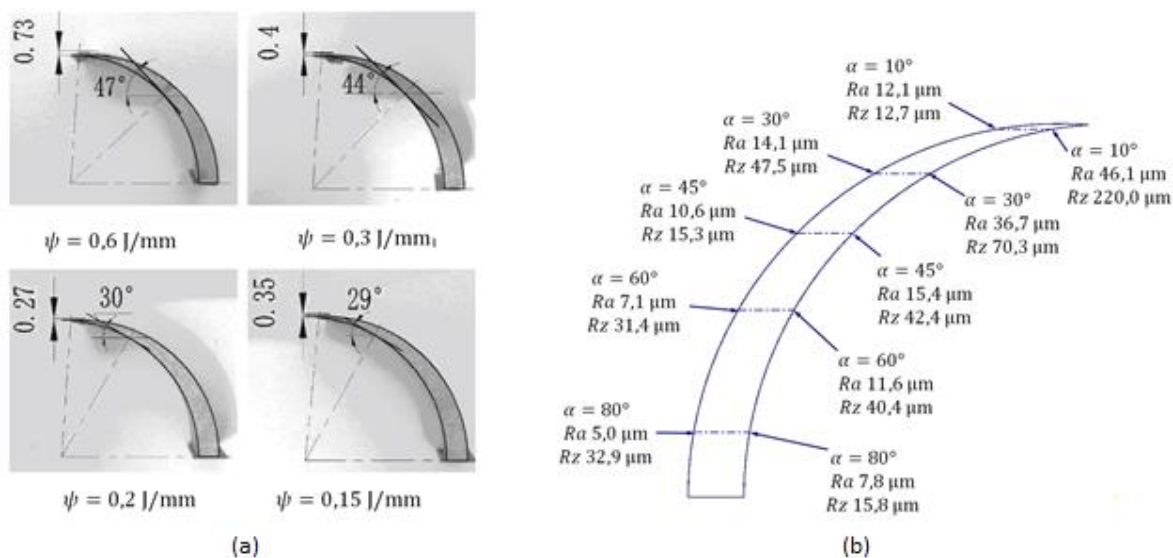
## Struktura povrchu

Spierings [36] porovnával 3 druhy nerezových prášků s odlišnou distribucí velikosti částic. Při maximálním výkonu laseru určil optimální skenovací rychlost a posléze u vyrobených vzorků vyhodnocoval strukturu povrchu. Z grafů (obr. 2-29) je patrné, že menší tloušťka vrstvy nemusí nutně znamenat vyšší kvalitu povrchu, avšak distribuce velikosti částic v prášku vliv na kvalitu povrchu jednoznačně má.



obr. 2-29 Grafy struktury povrchu pro výšky vrstev (a)  $L_h = 30 \mu\text{m}$  a (b)  $L_h = 45 \mu\text{m}$  s rozdílnou distribucí velikostí částic prášku [36]

Calignano [37] se ve své práci zabýval optimalizací spojení podpůrných struktur pro hliníkovou slitinu AlSi10Mg. Podle provedených experimentů vyhodnotil možnost tisku stěny bez podpůrných struktur od  $30^\circ$  od podložky. Pokud se úhel sklonu stěny nacházel mezi  $30^\circ$  -  $45^\circ$ , vzorky z hliníkové slitiny vykazovaly vyšší drsnost povrchu. To potvrzuje i Wang [38], kde na stavbě s proměnným úhlem převisu měřil drsnost povrchu a deformaci dílu. Změnu drsnosti přiřazuje warpingu a jeho výskyt pro různé hustoty energie ( $\psi = L_p/L_s$ ) je znázorněn na obrázku (obr. 2-30 (a)). Rozsah a průběh drsnosti povrchu na testované součásti je na obrázku (obr. 2-30 (b)).



obr. 2-30 Vliv úhlu převislých stěn: (a) – tvorba warpingu pro různé hustoty energie [38], (b) – vliv úhlu stavby na drsnost povrchu [38]

## Vyplavení prášku z vnitřních prostor součásti

Hathaway [39] optimalizoval chladič oleje pro výrobu aditivními technologiemi a zaměřil se na vyplavení kovového prášku z vnitřních prostor chladiče. Stanovil minimální vnitřní průměr segmentů chladiče na 2 mm a při návrhu průtočných kanálů se vyvaroval vytvoření slepých konců. Výstupní otvor pro vyplavení prášku použil o průměru 6 mm. Tyto parametry odpovídají i požadavkům firem umožňujících zakázkový tisk. Společnost 3D HUBS [40] požaduje minimální průměr vyplavovaných otvorů také 2 mm a použití více výstupních otvorů v dutině pro usnadnění vyplavení prášku (obr. 2-31 (b)). Firma Materialise [41] je v požadavcích přísnější a vyžaduje minimální průměr otvorů 3 mm a pro složité dutiny 7 mm. Zároveň stanovuje minimální tloušťku stěny dutých geometrií na 1 mm.



(a)



(b)

obr. 2-31 Odstranění prášku: (a) – využití tlakového vzduchu [42], (b) – znázornění požadavků odstranění prášku [41]



## 2.6.4 Tiskárna SLM 280 HL

Ústav konstruování vlastní 3D tiskárnu pro tisk z kovových materiálů. Jedná se o zařízení SLM 280 HL a umožňuje zpracování široké škály materiálů, jako jsou hliníkové slitiny, nerezové i nástrojové oceli, kobalt-chrom, nebo superslitiny [43]. Navíc zařízení při využití inertní atmosféry argonu umožňuje pracovat i s reaktivními kovovými prášky, jako jsou hořčíkové a titanové slitiny.

**Velikost pracovního prostoru:** (280 x 280 x 350) mm

**Tiskové materiály:** nerezová ocel (1.4404, 1.4410), nástrojová ocel (1.2344, 1.2709), kobalt-chrom (2.4723 / ASTM F75), niklové slitiny (Inconel 625, Inconel 718), titanové slitiny (TiAl6Nb7, TiAl6V4), hliníkové slitiny (AlSi12, AlSi10), slitiny mědi (Cu7Ni2Si1Cr)

**Tloušťka vrstvy:** 20 až 100  $\mu\text{m}$

**Výkon laseru:** 400 W, YLR-Faser-Laser

**Rychlost stavby:** až 35 ccm/h

**Podpůrné struktury:** ANO

**Post-processing:** otryskání

## 2.7 Materiály chladičů

Vysoká účinnost tepelných výměníků může být dosažena volbou materiálu o vysoké tepelné vodivosti. Dle předchozího předpokladu jsou vhodné hliníkové a měděné slitiny. Čistá měď je z tohoto pohledu optimálním řešením, avšak hliníkové slitiny jsou schopné tuto nevýhodu vynahradit nižší cenou a hustotou [2]. Významným omezením jsou dosud vyvinuté procesní parametry materiálů pro SLM tiskárny.

### 2.7.1 Měděná slitina AMPCOLOY® 944 (Cu7Ni2Si1Cr)

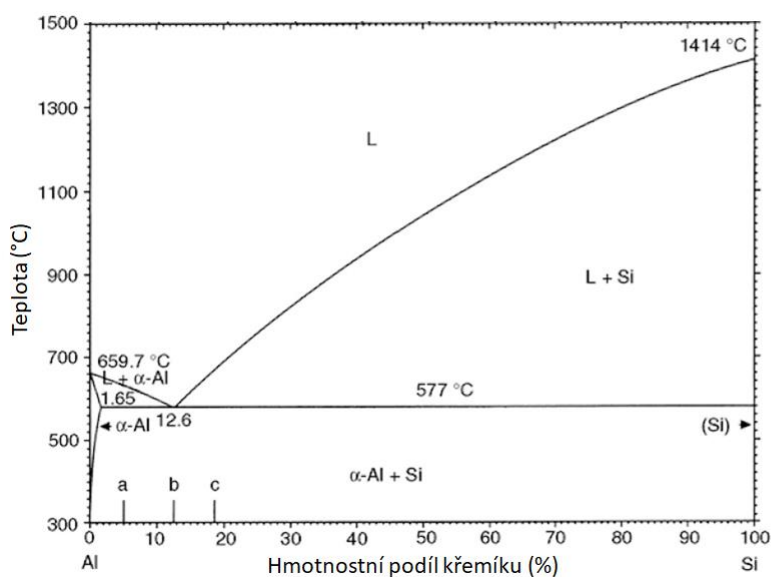
AMPCOLOY je slitina mědi, která disponuje dobrou tepelnou vodivostí, pevností v tahu a tvrdostí povrchu [44]. Jedná se o alternativní materiál pro slitiny mědi a beryllia, kde jsou vyžadovány přísnější zdravotní a bezpečnostní požadavky na použití škodlivých prvků [45]. Vysokým obsahem niklu je snížen součinitel tepelné vodivosti oproti čisté mědi. Výrobce je doporučené použití slitiny pro formy vstřikování plastů, vstřikovací trysky a chladičí kolíky.

## 2.7.2 Hliníková slitina AlSi10Mg

AlSi10Mg je typickou slévárenskou slitinou používanou na složité odlévané tvary s tenkými stěnami a složkými geometriemi, kde zároveň nabízí dobrou pevnost, tvrdost a dynamické vlastnosti [46]. Z těchto důvodů se používá zejména pro vysoká zatížení. Je vhodná pro aplikace, které vyžadují kombinaci dobrých tepelných vlastností a nízké hmotnosti. Dále může být obráběna, erodována vyjiskřováním, svařována, mikroskopicky zušlechtna, leštěna a popřípadě povlakována. Při použití metody Selective Laser Melting je slitina rychle tavena a při následném chladnutí dochází k rekrystalizaci. Mechanické vlastnosti vzniklé krystalické struktury poté odpovídají tepelnému vytvrzení hliníkových slitin T6, avšak díky vrstvení 3D tištěné součásti dochází k anizotropii vlastností, které mohou být redukovány až následným tepelným zpracováním.

## 2.7.3 Hliníková slitina AlSi7Mg0,6

Slitina také s označením EN AC-42200 je určena pro odlévání. Jedná se o podeutektickou slitinu (graf 2-1) s vysokou elektrickou vodivostí, se zvýšenou teplotou tavení a vyšší tepelnou vodivostí. Dobře odolává vzniku trhlin, má dobrou tažnost, avšak je špatně obrobitelná.[47, 48]



graf 2-1 Fázový diagram Al-Si slitin [49]

## 2.7.4 Hliníková slitina AlSi12

Slitina AlSi12 je jednou z nejpobulárnějších siluminů díky své nízké teplotě tavení [50]. Pro sériovou výrobu ve slévárenství má další výhodné vlastnosti, jako jsou relativně nízká kontrakce a nízká cena. Dalšími zajímavými vlastnostmi tohoto materiálu je dobrá korozní odolnost, vysoká mez pevnosti v tahu a nízká specifická hmotnost. Výše uvedené vlastnosti této slitiny se využívají například při výrobě pístů spalovacích motorů.

## 2.7.5 Hliníková slitina AlSi9Cu3

Jedná se o běžnou slitinu určenou pro odlévání [51]. Vykazuje poměrně malou tažnost a nízkou teplotu tavení, přičemž si zachovává vysokou pevnost za zvýšené teploty (až do 200 °C). V odlitém stavu je dobře obrobiteľná a kvůli přítomnosti mědi špatně odolává korozi. Nejčastěji je používána pro tlakové lití automobilových komponent.

tab. 2-2 Tabulka materiálu vhodných pro tepelné výměníky vyrobiteľné metodou SLM [45–47, 52, 53]

<b>Materiál</b>	<b>Hustota (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Měrná tepelná kapacita (J/(kg · K))</b>	<b>Součinitel tepelné vodivosti (W/(m · K))</b>	<b>Mez kluzu (MPa)</b>	<b>Teplotní roztážnost lineární (10<sup>-6</sup> /K)</b>
AMPCOLOY	8690	385	156	725	17,5
AlSi10Mg	2670	890	173	220	21
AlSi7Mg0,6	2650	900	160	200	22
AlSi12	2650	970	130	110	21
AlSi9Cu3	2800	880	168	160	21
1.4404 (316L)	8000	500	16,3	519	15,9

## 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 3.1 Analýza problému

Koncepce navrhovaného chladiče se zcela vymyká zavedeným konvencím chlazení závodních monopostů. To je dáno zvoleným uspořádáním výměníku olej-voda, a zároveň technologií výroby pomocí kovového 3D tisku. Proto pro analytický návrh výměníku není zcela vhodné použít přístupy, které vychází z průmyslových řešení (NTU). Je ale možné sestavit výpočetní model na základě vlastní koncepce chladiče s podporou v podobě simulací přestupu tepla. Samotným návrhem teplosměnného tělesa však nejsou zajištěny podmínky pro uvažovaný způsob chlazení. K tomu je zapotřebí optimální přivedení kapaliny do tělesa chladiče pomocí přírub. Z rešerše ale nevyplývá jediné vhodné řešení, a proto je nutné použít simulace proudění, pomocí kterých bude analyzován průtok kapaliny chladičem. Možností je i použití topologické optimalizace, která by fáze sestavení výpočetního modelu a optimalizaci příruby již obsáhla. K tomu ale není prozatím sestavený žádný komerční optimalizační program.

Průmyslově vyráběné tepelné výměníky jsou navrženy pro zcela odlišný způsob výroby, avšak použitím obdobného uspořádání je možné využít jejich konstrukčních výhod. Trubkové výměníky v tomto ohledu poskytují pestrou škálu provedení pro zajištění vysokého výkonu chladiče. Jedná se o použití žebrování pro navýšení teplosměnné plochy, dále přepážek a vyššího počtu průtočných trubek pro úpravu druhu proudění, nebo použití zpětného toku „U-chladiče“. Ten by v závodním monopostu mohl vést k usnadnění přívodu a odvodu chlazené kapaliny mezi chladičem a motorem.

Deskové výměníky vykazují vysokou účinnost díky množství teplosměnných desek, čímž ale chladič nabírá na hmotnosti. Uvažované řešení deskového chladiče by mělo tedy vycházet z nižšího počtu průtočných kanálů.

Válcový tvar s příčným žebrováním chladiče typu Laminova je pro výrobu pomocí kovové tiskárny nevhodný, avšak použití velkého množství tenkých žebrování vymezujících průtočné mikrokanály může být součástí navrhovaného chladiče.

Pro zvýšení účinnosti chlazení je chladič opatřován žebrováním v podobě stěn, či pinů. Použitím pinů je dosaženo většího teplosměnného povrchu než v případě žebrování, avšak vlivem jejich rozmístění dochází ke kolísání průtočných rychlostí a proudění má tendenci přecházet v turbulentní. To má za následek zvýšení přestupu tepla, avšak velmi nepříznivý vliv na tlakové ztráty. Použitím velmi tenkých žebrování je možné se přiblížit celkovému teplosměnnému povrchu pinového chladiče a zároveň také zajistit požadovaný druh proudění.

Zmiňované prvky výměníků nemusí být vyrobitelné. Proto návrh chladiče musí počítat s omezením v podobě dosažitelných rozměrů tenkých struktur, drsnosti povrchu, vlivu úhlu stavby tisku s ohledem na deformaci a nasintrovaný kovový prášek na stěnách výtisku. Z rešerše vyplývají dosažené limity zejména pro prášek z nerezové oceli, která není pro konstrukci chladiče vhodná. Proto pro použitý materiál bude nutné tyto limity výroby zjistit také.

Volbou materiálu lze ovlivnit hmotnost, ale také výkon chladiče. Mezi materiály vhodné pro 3D tisk a návrh chladičů spadají slitiny mědi a hliníku. Používaná slitina mědi na zařízení SLM je legována niklem, což způsobuje výrazné snížení součinitele tepelné vodivosti, naproti tomu dostupné slitiny hliníku pro 3D tisk si ponechávají nízkou hustotu a vysoký součinitel přestupu tepla.

## 3.2 Podstata a cíle diplomové práce

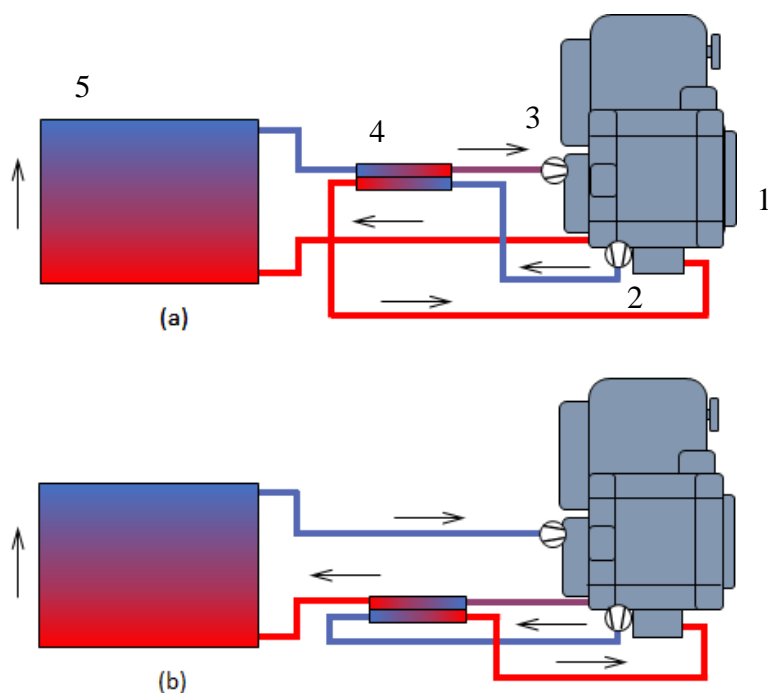
Cílem diplomové práce je dosažení požadovaných parametrů chlazení doposud používaného chladiče oleje závodního monopostu Formule Student a optimalizace jeho umístění v chladicím okruhu z hlediska efektivního chlazení a zástavbového prostoru. Dalším sledovaným parametrem je snížení celkové hmotnosti sestavy chladiče pod 0,6 kg. Limitními hodnotami pro chlazený okruh je maximální teplota oleje na vstupu chladiče 120 °C s požadovaným teplotním spádem 20 °C a tlakovými ztrátami oleje 1 bar, kterých dosahuje aktuálně používaný chladič. Maximální teplota chladicí kapaliny na výstupu chladiče je stanovena na 100 °C s tlakovým spádem 0,5 bar. Pro dosažení těchto parametrů bude vytvořen analytický model chladiče, který bude při návrhu kombinován s výpočetními CFD simulacemi. Pro zajištění vstupních parametrů budou realizovány testy na kovové 3D tiskárně. Výstupem této práce je vyrobený funkční chladič olej-voda.

## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se zabývá uvažovanými řešeními vyvíjeného chladiče. Jsou popsány návrhy konceptu chladiče, jeho umístění ve formuli, varianty žebrování a možnosti použitelných materiálů tělesa. Na konci kapitoly je vybráno konečné koncepční řešení.

### 4.1 Způsob chlazení motorového oleje

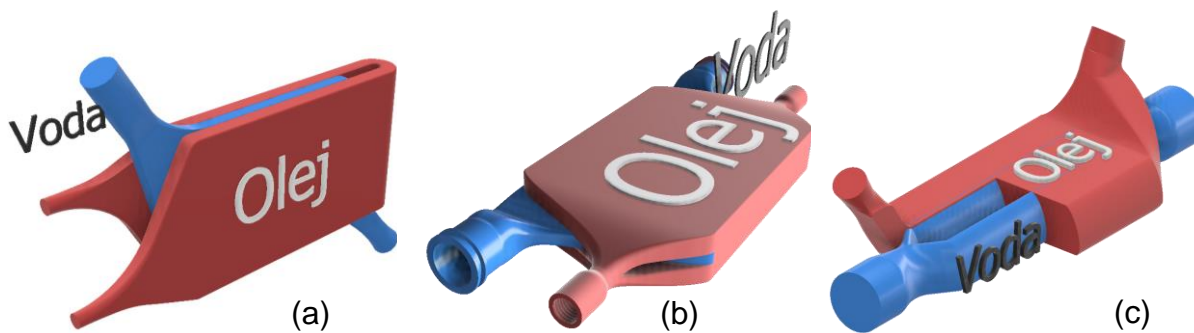
Chlazení oleje motoru pomocí vodního okruhu je u monopostu možné řešit dvěma způsoby. U první z možností je chladicí médium ochlazeno ve standardním výměníku voda – vzduch a následně je dopraveno do chladiče oleje. Teplotní rozdíl na vstupu chladiče mezi olejem a vodou je velký, a tedy se zvyšuje výkon chlazení. Nevýhodou pro konstruktéry je zvýšená teplota vody na výstupu olejového chladiče, která následně je vedena do bloku motoru. Druhou možností je tuto posloupnost obrátit a olej chladit kapalinou, která již ochladila blok motoru. Ta má stále nižší teplotu než cílová teplota oleje. Toto řešení vede na sníženou účinnost olejového chlazení a nutnost použití rozměrného chladiče.



obr. 4-1 Způsoby chlazení výměníkem olej-voda (a) – chlazení studenou vodou; (b) – chlazení teplou vodou  
(1 – válec motoru, 2 – olejové čerpadlo, 3 – vodní čerpadlo, 4 – chladič oleje, 5 – chladič vody)

## 4.2 Výběr základní konstrukce chladiče

Z předchozích kapitol vyplývají tři používané typy chladičů. Vzhledem ke způsobu výroby, jsou uvažovány pouze konkrétní prvky ze základních typů, z nichž vycházejí koncepce nové. První varianta je vyvinuta z trubkového U-chladiče v kombinaci s deskovým uspořádáním. Výhodou tohoto řešení je minimalizování délky hadic olejového okruhu, avšak se zde kombinuje protiproudé uspořádání se souprůdným, které není tolik účinné pro chlazení. Druhé řešení vychází čistě z deskového chladiče s minimalizovaným počtem průtočných kanálů. Je využito dvou desek pro olejový okruh a protiproudého uspořádání pro umožnění výměny tepla s okolím. Poslední navržené řešení chladiče vychází z typu trubka v trubce. Z důvodu malých rozměrů chladiče a maximalizace teplosměnné plochy jsou vnitřní trubky eliptického tvaru, který umožní použít větší plochu potrubí pro žebrování.



obr. 4-2 Navrhnuté varianty těles chladičů: (a) – U-chladič; (b) – deskový chladič; (c) – chladič trubka v trubce (řez olejovým okruhem)

## 4.3 Příruby chladiče

Z rešerše je patrný zásadní vliv způsobu přivedení kapaliny do teplosměnného tělesa na celkový výkon a tlakové ztráty. Avšak v průmyslově vyráběných výměnících tepla jsou řešeny vtokové soustavy obvykle velmi jednoduchým přechodem z hadice do tělesa chladiče (obr. 4-3 (a)). Pro navrhovaný chladič by přidanou hodnotou, kromě snadné přípravy modelu, mohla být nízká hmotnost příruby. Mezi nevýhody této koncepce patří víření kapaliny ve vtokové oblasti a s tím spojené tlakové ztráty a nerovnoměrné rozložení rychlosti v jednotlivých průtočných kanálech chladiče.

Druhým koncepčním řešením byla vybrána příruba plynule přecházející z kruhového průřezu hadice do tvaru teplosměnného tělesa. Pro zajištění rovnoměrného průtoku v jednotlivých segmentech chladiče a zamezení tvorby vírů, může být příruba opatřena rozváděcími kanálky. Směr přítoku a výtoku kapaliny koncepčně řešen není. Důvodem je možná optimalizace přírub až po stanovení rozměrů teplosměnného tělesa a jeho zasazení do formule.



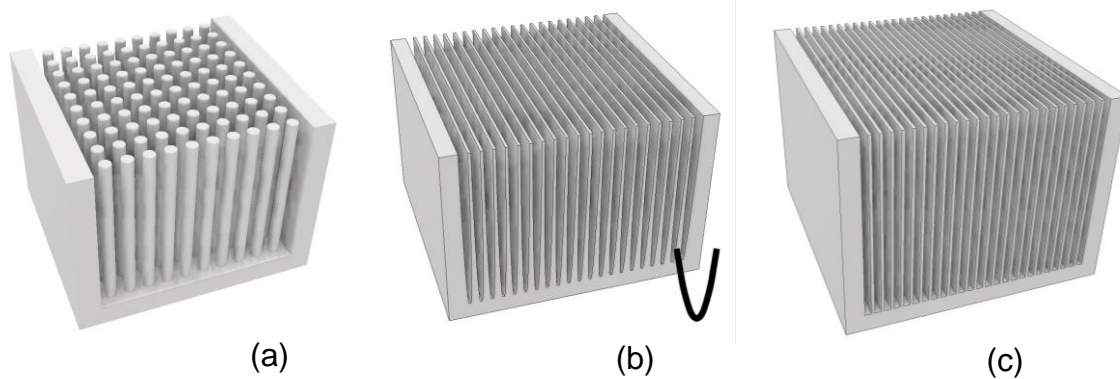
obr. 4-3 Příruba: (a) – s jednoduchým přechodem, (b) – s plynulým přechodem

## 4.4 Žebrování

Žebrování, které je topologicky optimalizováno z hlediska přenosu tepla a tlakových ztrát, by bylo optimální variantou každého chladiče, avšak komplexnost termodynamické úlohy není možné zahrnout do této práce. Proto mezi uvažované varianty je zařazeno žebrování parabolické, obdélníkové a válcové.

Válcové piny využívají nekonzstantního průtočného průřezu k navýšení přenosu tepla. Tím je utvořeno turbulentní proudění, které navyšuje tlakové ztráty chladiče. Pro proudění v olejovém okruhu je předpokládáno použití přesazených řad pinů pro zajištění mísení kapaliny, zatímco ve vodním okruhu jsou vyšší průtočné rychlosti, pro které přesazení není vhodné. Parabolické žebrování má teoreticky nejvyšší účinnost, avšak technologií SLM je možné vyrobit velmi tenké stěny, kterými lze zajistit navýšení teplosměnné plochy a výkonu chladiče i přes výpočetně nižší účinnost jednoho žebra.

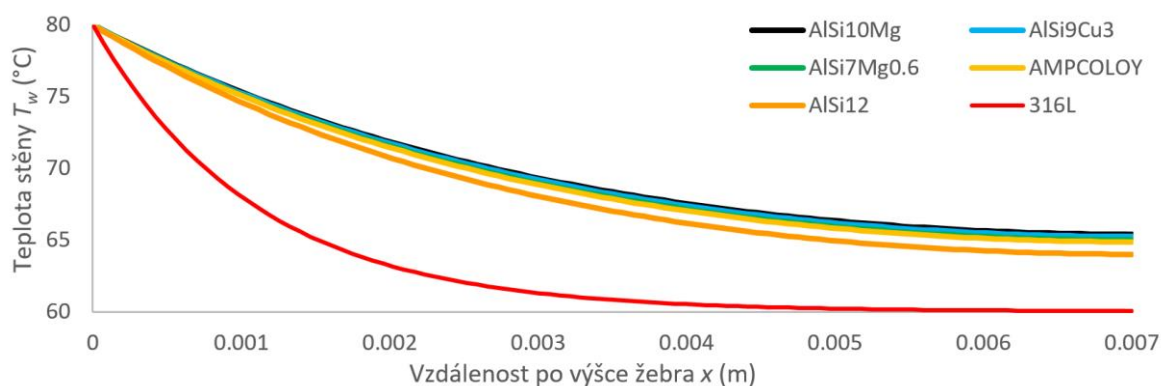




obr. 4-4 Koncepte žebrování: (a) – válcové piny nepřesazené, (b) – parabolické žebrování; (c) – obdélníkové žebrování

## 4.5 Materiál chladiče

Z grafu (obr. 4-5) vyplývají jako nejvhodnější pro výrobu tepelných výměníků slitiny hliníku se slitinou mědi. Slitina mědi má však vysokou hustotu, která pro motorsport není výhodná. Nejnižší hustotu mají slitiny AlSi12 a AlSi7Mg0,6, přičemž součinitel tepelné vodivosti slitiny AlSi12 je z hliníkových slitin nejnižší, tedy nejméně vhodný.



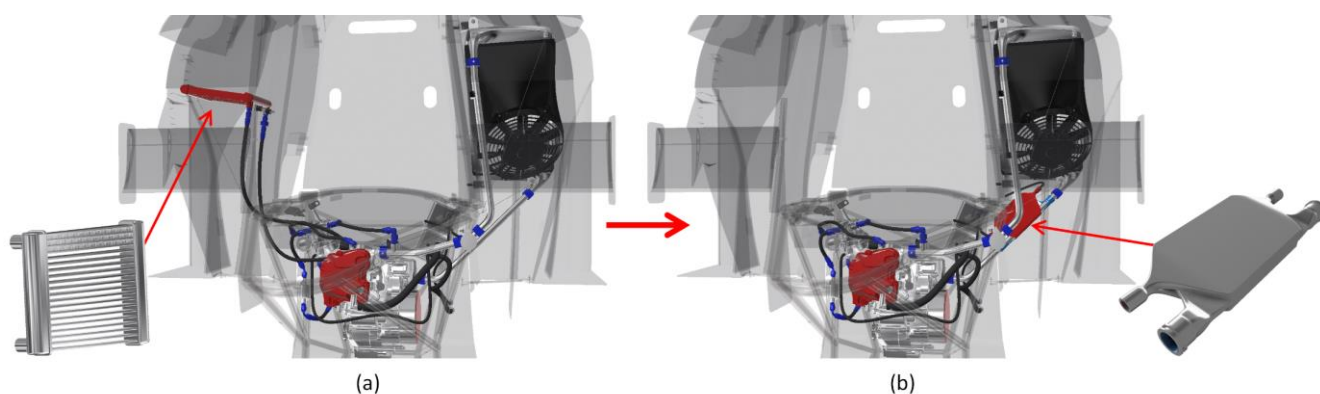
obr. 4-5 Závislost teploty žebra na jeho výšce pro dané materiály, nucenou konvekci  $h = 1200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a teplotu okolí  $T_\infty = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

## 4.6 Umístění chladiče

Navrhovaný chladič je vhodné umístit do vodního okruhu formule z důvodu úspory hmotnosti na délce vedení provozních kapalin. V tomto prostoru připadají v úvahu dvě ustavení chladiče a to: na trubkovém rámu formule nebo v blízkosti přírub chladiče vody. Umístěním na trubkový rám se soustředí hmotnost blíže ke středu auta, avšak zkomplikuje přístup do motorového prostoru. Poloha u chladiče vody má výhodu v proudění vzduchu nasávaného do sidepodů formule.

## 4.7 Zhodnocení a výsledné řešení

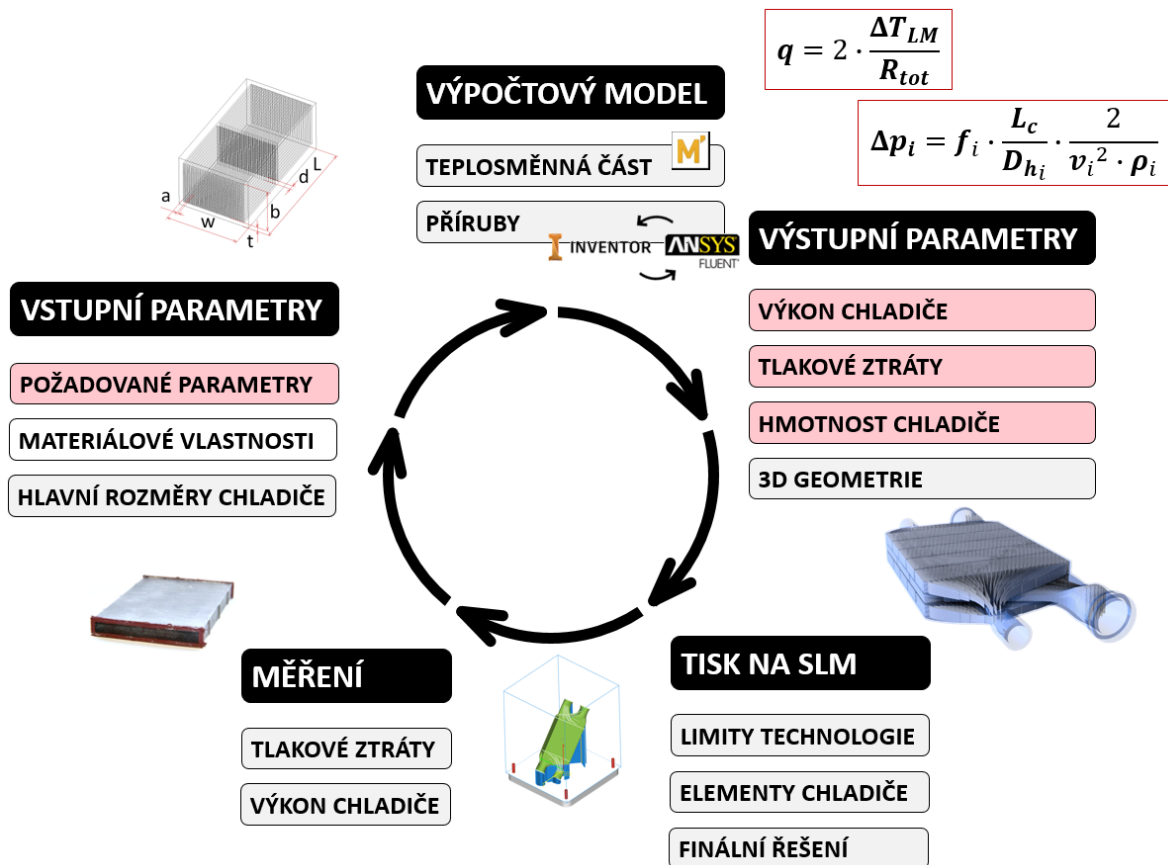
Vyvíjený chladič bude konstrukce deskové, kdy bude využito menšího počtu desek pro minimalizaci hmotnosti chladiče s protiproudým uspořádáním. Segmenty pro chlazení oleje a vody budou opatřeny tenkým žebrováním pro dosažení velké teplosměnné plochy a dále bude po délce děleno pro obnovování mezní vrstvy laminárního proudění, kdy je dosaženo vyšší účinnosti chlazení. Na základě následujících testů bude vybráno žebrování parabolické, nebo obdélníkové. Pro rozvedení kapalin do tělesa chladiče bude využito přírub s plynulým přechodem a přímými vtoky, které budou opatřeny rozváděcím žebrováním pro rovnoměrnou rychlost po celé šířce chladiče. Olej bude chlazen přiváděnou vodou z chladiče voda-vzduch z důvodu snížení hmotnosti a rozměrů komponent v chladicím okruhu. Výsledné umístění chladiče bude nad difuzorem pravého sidepodu pro snížení těžiště monopostu, kde bude zároveň využito proudění nasávaného vzduchu pro dodatečné chlazení. Vyvíjený chladič bude ze slitiny AlSi7Mg0,6, která se v současné době používá k výrobě teplosměnných součástí na kovové tiskárně ÚK, tedy je s procesním zpracováním nejvíce zkušeností.



obr. 4-6 Řešení olejového chlazení: (a) – původní chladič olej-vzduch, (b) – navrhovaný chladič olej-voda

## 5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Vývoj konstrukce chladiče probíhal v několika krocích, viz obr. 5-1. Nejprve byl vytvořen analytický model tepelného výměníku, na kterém byly nalezeny důležité parametry návrhu. Dále byly zjištěny limity technologie SLM s optimalizací procesních parametrů tisku tenkých struktur. S již optimalizovanými procesními parametry byly vyrobeny a testovány elementy chladiče, pomocí kterých byl zpřesněn výpočet tlakových ztrát a výkonu. Stanovení konečné podoby tělesa chladiče probíhalo iteračním procesem výpočtů v programu Mathcad a Ansys Fluent. Návrh přírub byl posledním krokem před realizací samotného výměníku. Ten probíhal opět iteračně pomocí simulací proudění v programu Ansys Fluent. Na závěr práce byly ověřeny vlastnosti chladiče měření.



obr. 5-1 Postup řešení práce

## 5.1 Analytický výpočetní model chladiče

### 5.1.1 Výpočet požadovaného výkonu chladiče

Ze zadání chladiče vyplývá pouze teplotní spád na olejovém okruhu, nikoliv chladicí výkon tepelného výměníku. Výpočtem kalorimetrické rovnice je však získán konkrétní údaj, ke kterému se celý návrh chladiče bude vztahovat.

$$Q_o = 7,00 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-3}$$

$$\rho_o = 794,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$c_{p_o} = 2201 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T_{o,i} = 120 \text{ }^\circ\text{C} = 393,15 \text{ K}$$

$$T_{o,o} = 100 \text{ }^\circ\text{C} = 373,15 \text{ K}$$

$$P = Q_o \cdot \rho_o \cdot c_{p_o} \cdot (T_{o,i} - T_{o,o})$$

$$P = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot 794,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 2201 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \cdot (393,15 \text{ K} - 373,15 \text{ K})$$

$$\mathbf{P = 4,08 \text{ kW}}$$

kde:

$P$	W	je požadovaný tepelný výkon chladiče
$Q_o$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	– průměrný objemový průtok oleje
$\rho_o$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	– hustota oleje
$c_{p_o}$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	– měrná tepelná kapacita oleje
$T_{o,i}$	K	– teplota na vstupu olejového okruhu
$T_{o,o}$	K	– teplota na výstupu olejového okruhu

Pozn.: Materiálové vlastnosti jsou dopočítány pomocí regrese grafů teplotní závislosti pro průměrné teploty kapalin, viz Příloha C

Požadovaný minimální výkon chladiče je 4,08 kW a pro návrh následně musí platit:

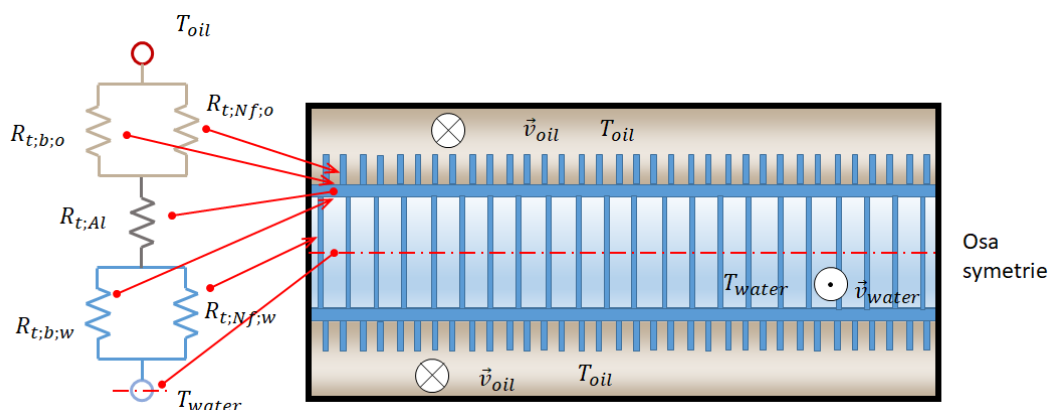
$$P \leq q \quad (5.1)$$

kde:

$q$	W	je tepelný výkon navrhovaného chladiče
-----	---	--

## 5.1.2 Analytický výpočet výkonu

Analytický výpočet výkonu navrhovaného chladiče vycházel z metody tepelných odporů. Jelikož bylo zvoleno symetrické uspořádání průtočných kanálů, výpočet byl zjednodušen na poloviční model chladiče (obr. 5-2 a rovnice ( 5.2 )). Dále není uvažován vnější plášť chladiče. Celkový tepelný odpor ( 5.3 ) se skládá z paralelně zařazených odporů žebrování a konvekce na teplosměnné stěně pro každou protékající kapalinu a sériově řazené kondukce skrz stěnu oddělující provozní kapaliny.



obr. 5-2 Výpočtové uspořádání chladiče

Pro výpočet tedy platí:

$$q = 2 \cdot \frac{\Delta T_{lm}}{R_{tot}} \quad (5.2)$$

$$R_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{R_{t;wb}} + \frac{1}{R_{t;wf}}} + R_{t;Al} + \frac{1}{\frac{1}{R_{t;ob}} + \frac{1}{R_{t;of}}} \quad (5.3)$$

kde:

$q$	W	je tepelný výkon navrhovaného chladiče
$\Delta T_{lm}$	K	– střední logaritmický teplotní rozdíl
$R_{tot}$	$K \cdot W^{-1}$	– celkový tepelný odpor
$R_{t;wb}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor přestupu tepla z tělesa chladiče pro vodní okruh
$R_{t;wf}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor prostupu tepla z žebrování pro vodní okruh
$R_{t;Al}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor vedení skrz stěnu tělesa chladiče
$R_{t;ob}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor přestupu tepla z tělesa chladiče pro olejový okruh
$R_{t;of}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor prostupu tepla z žebrování pro olejový okruh

Rovnice výpočtu výkonu ( 5.2 ) je závislá pouze na středním logaritmickém teplotním spádu a celkovém tepelném odporu.  $\Delta T_{LM}$  je možné vypočítat na základě zadaných parametrů.

$$Q_w = 12,00 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 2,00 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho_w = 970,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$c_{p_w} = 4198,86 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T_{w;i} = 79,47 \text{ }^\circ\text{C} = 352,62 \text{ K}$$

$$T_{w;o} = \frac{P}{Q_w \cdot \rho_w \cdot c_{p_w}} + T_{w;i}$$

$$T_{w;o} = \frac{4080 \text{ W}}{2,00 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot 970,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 4198 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}} + 352,62 \text{ K}$$

$$T_{w;o} = 357,63 \text{ K} = 84,48 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{o;i} - T_{w;o}) - (T_{o;o} - T_{w;i})}{\ln\left(\frac{T_{o;i} - T_{w;o}}{T_{o;o} - T_{w;i}}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(393,15 \text{ K} - 357,63 \text{ K}) - (373,15 \text{ K} - 352,62 \text{ K})}{\ln\left(\frac{393,15 \text{ K} - 357,63 \text{ K}}{373,15 \text{ K} - 352,62 \text{ K}}\right)} = 27,35 \text{ K}$$

kde:

$Q_w$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	je průměrný objemový průtok vody
$\rho_w$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	– hustota vody
$c_{p_w}$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	– měrná tepelná kapacita vody
$T_{w;i}$	K	– teplota na vstupu vodního okruhu
$T_{w;o}$	K	– teplota na výstupu vodního okruhu

Celkový tepelný spád chladiče je 27,35 K. Pro optimalizaci teplosměnného tělesa bylo nutné navrhnout celkový tepelný odpor chladiče, jehož stanovení je součástí kapitoly 5.7.

### 5.1.3 Výpočet tlakových ztrát

Výpočet celkových tlakových ztrát vychází ze ztrát třením v průtočném průřezu po délce chladiče a ztrát vřazených odporů. Vřazené odpory (příruby) ale byly navrhovány až po návrhu chladicích elementů, proto se v tomto výpočtu neuvažovaly. Pro prvotní návrh, součinitel ztrát třením Darcy Weissbachovy rovnice bylo nutné určit z Moodyho diagramu (Příloha E), avšak pro zpřesnění výpočtů později proběhlo měření na vyrobených vzorcích, viz kapitola 5.5.

Pro výpočet v chlazeném okruhu platí:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L_c}{D_{hf}} \cdot \frac{v_f^2 \cdot \rho_f}{2} \quad (5.4)$$

kde:

$\Delta p$	Pa	je tlakový spád
$f$	-	– Darcyho třecí součinitel
$L_c$	m	– celková délka chladicích segmentů
$D_{hf}$	m	– hydraulický průměr
$v_f$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	– rychlost proudění
$\rho_f$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	– hustota průtočné kapaliny

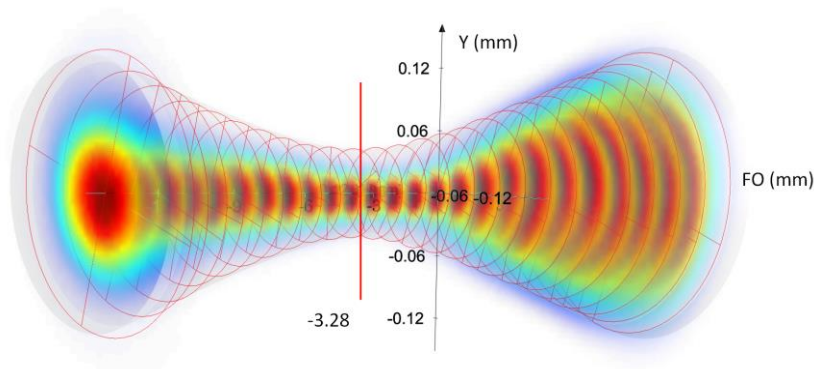
Pozn.: Index  $f$  – veličina vztahující se k protékající kapalině

## 5.2 Stanovení technických limitů technologie SLM

Zvolená koncepce chladiče s laminárním prouděním vede na malé průtočné kanály, kdy v kombinaci s tenkými žebry dosahuje vysoké účinnosti přenosu tepla. Z toho důvodu proběhly testy zaměřující se na nalezení optimálních procesních parametrů a limitů výrobní technologie.

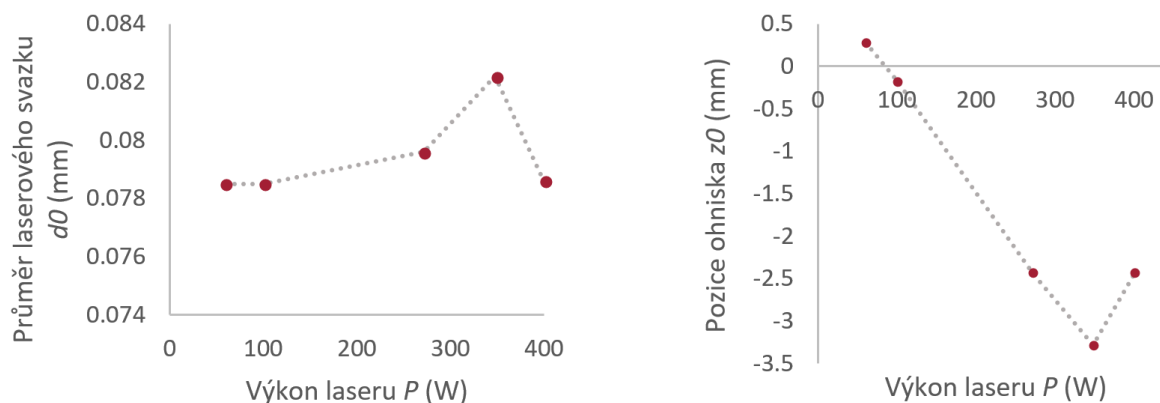
### 5.2.1 Test zaostření laseru

Z dostupných měření vlastností ytterbiového laseru tiskárny SLM 280 HL vyplývá velký vliv výkonu laseru na tloušťku laserového svazku i na kompenzaci zaostření (parametr „Focus offset“). Z toho důvodu byl předpokládán vliv výkonu a zaostření na tloušťku dosaženého návaru.



obr. 5-3 Vliv průměru laserového svazku na kompenzaci zaostření laseru pro výkon 350 W [43]

Graf znázorňující kompenzaci zaostření laseru pro různé výkony nevykazuje žádný trend chování (obr. 5-3), proto byl naplánován test tenkých stěn (obr. 5-5), při kterém byly aplikovány již vyvinuté procesní parametry z diplomové práce Zvoníčka [54].

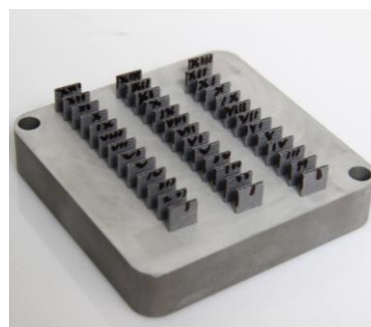


obr. 5-4 Závislost (a) průměru laserového svazku a (b) pozice ohniska na výkonu laseru tiskárny

Test obsahoval tři sady procesních parametrů (viz tab. 5-1). Proměnnou byl parametr Focus offset, který byl aplikován v rozsahu  $-6 \div 6$  mm a odstupňován po 1 mm. Tištěná geometrie byla obdélníková skořepina ( $10 \times 1 \times 10$ ) mm o tloušťce jednoho perimetru (viz obr. 5-5).

tab. 5-1 Procesní parametry testu zaostření laseru  
( $FO \in <-6 \text{ mm}, 6 \text{ mm}>$ )

ID (-)	Výkon laseru (W)	Skenovací rychlost (mm/s)	Plošná hustota energie ( $\text{J}/\text{mm}^2$ )
1-13	350	1000	7
14-26	375	1000	7.5
27-39	400	1000	8

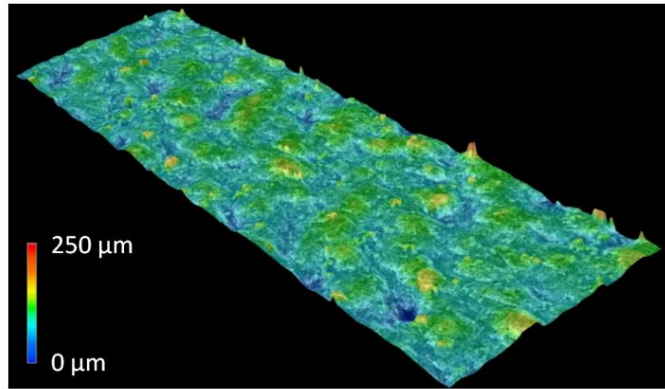
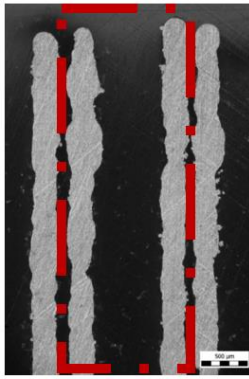


obr. 5-5 Dokončená stavba testu zaostření laseru

### Drsnost povrchu

Drsnost povrchu byla měřena na 5 vzorcích z každé sady procesních parametrů ( $FO = -6 \text{ mm}; -3 \text{ mm}; 0 \text{ mm}; 3 \text{ mm}; 6 \text{ mm}$ ) pomocí digitálního mikroskopu Keyence VHX-6000. Jak je patrné z grafu (obr. 5-7 (b)), není pozorován zásadní vliv výkonu laseru. Vyskytují se zde ale lokální minima drsnosti povrchu, a to při nulové kompenzaci zaostření a na hranicích testovaného rozsahu.

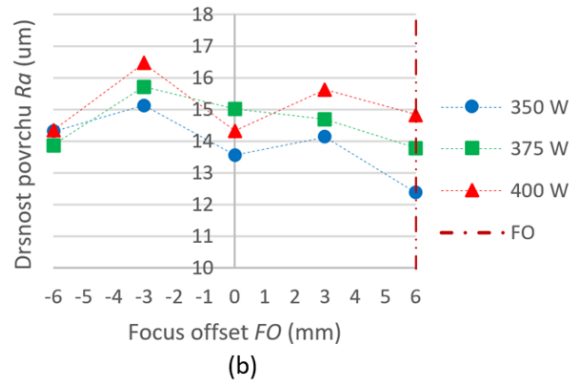
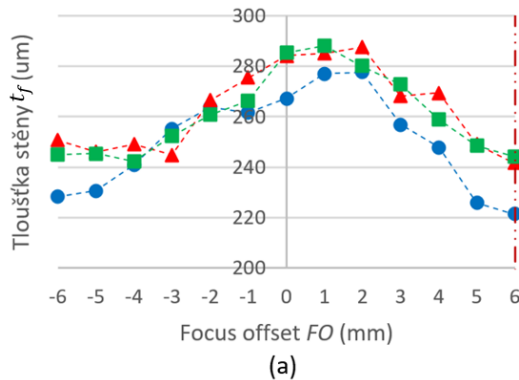




obr. 5-6 Obrázek (a) výbrusu a (b) povrchu vzorku č. 13

### Tloušťka stěn

Tloušťka stěn byla vyhodnocována z pořízených snímků na optickém mikroskopu Olympus SZX7. Z výbrusu vzorků není pozorován vliv výkonu laseru na nastavení zaostření (obr. 5-7). Při kompenzaci zaostření 1 mm se vyskytuje maximum tloušťky stěny, které patrně souvisí se zaostřením laserového svazku do ohniska. Na hranicích testovaného rozsahu dochází ke snížení tloušťky stěn bez známek zvýšené porozity, nebo nespojitosti návarů (obr. 5-6). Z toho důvodu bylo zvoleno pro další testy tenkých stěn používat nastavení  $FO = 6 \text{ mm}$ .



obr. 5-7 Znáznornění (a) tloušťky stěny a (b) drsnosti povrchu v závislosti na zaostření laseru při výšce vrstvy 50 μm

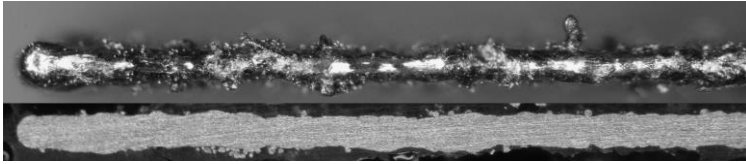
## 5.2.2 Test procesních parametrů a výšky vrstvy

Test procesních parametrů a výšky nanášené vrstvy měl za cíl nalezení optimálních parametrů pro tisk velmi tenkých stěn. Byly sledovány problémy spojené s odvodem přebytkového tepla, spojitostí návaru, či nerovnoměrným nanášením vrstev. Použité procesní parametry (tab. 5-2 (a)) vycházely z práce Zvonička [54]. Další proměnnou byl parametr „Beam Compensation“, který určuje odsazení laserového paprsku od kontury objektu. Řídící program vždy následuje tvar tělesa, proto tenké přímé žebrování vytváří obdélníkovým pohybem. Překrytím drah laseru je tedy možné ovlivňovat tloušťku návaru, ale i další jeho vlastnosti, jako je drsnost povrchu, pórovitost apod. Posledním parametrem byla výška nanášené vrstvy. Při změně výšky vrstvy byla přepočítána skenovací rychlost pro zajištění ekvivalentní hustoty energie pro každou sadu parametrů (tab. 5-2 (b)). Jako výchozí testovací těleso byl zvolen kvádr o rozměrech (10 x 1 x 10) mm a vzdálenost trajektorií laseru  $0 \div 0,1$  mm, tedy  $BC \in \langle 450 \mu\text{m}; 500 \mu\text{m} \rangle$ .

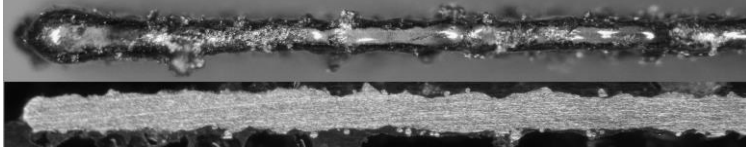
tab. 5-2 Tabulka procesních parametrů (a) pro  $l_h = 50 \mu\text{m}$  a (b) pro  $l_h = 30 \mu\text{m}$

(a)						(b)						
Minimální tloušťka stěny ( $\mu\text{m}$ )	Skenovací rychlost (mm/s)					Minimální tloušťka stěny ( $\mu\text{m}$ )	Skenovací rychlost (mm/s)					
	900	1000	1100	1200	1300		1500	1660	1830	2000	2170	
325		247				325		179				
Výkon laseru (W)	350	284	274	338	242	Výkon laseru (W)	350	192	197	174	166	
	375		346	326	328	318	375		189	186	169	166
	400		322			400		203				

Všechny vzorky byly vytištěny a nevykazovaly nespojitost návarů, či deformaci tenké stěny. Z vyhodnocení vyplývá, že s rostoucí vzdáleností šraf laseru roste tloušťka stěny a množství nasintrovaného kovového prášku, který má negativní vliv na drsnost povrchu. Při výšce vrstvy  $30 \mu\text{m}$  bylo dosaženo tloušťky návaru  $t_f = 166 \mu\text{m}$  u dvou materiálových profilů (viz obr. 5-8 a obr. 5-9). Ty se vyznačují nejnižší plošnou hustotou energie  $5,8 \text{ J/mm}^2$ . Drsnost u těchto vzorků dosahuje  $Ra 6 \div 12 \mu\text{m}$ . Ekvivalentní vliv hustoty energie na tloušťku stěn byl pozorován u výšky vrstvy  $50 \mu\text{m}$ , avšak při stejné plošné hustotě energie bylo dosaženo tloušťky stěny  $242 \mu\text{m}$  s drsností  $Ra 9 \div 15 \mu\text{m}$ . Pro tisk tenkých stěn byly zvoleny procesní parametry s vyšší skenovací rychlostí laseru, viz tabulka (tab. 5-3).



obr. 5-8 Horní pohled a výbrus tenké stěny  $t_t = 166 \mu\text{m}$  při  $P = 375 \text{ W}$



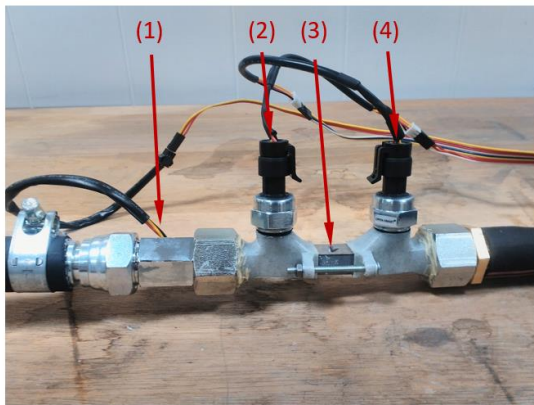
obr. 5-9 Horní pohled a výbrus tenké stěny  $t_t = 166 \mu\text{m}$  při  $P = 350 \text{ W}$

tab. 5-3 Procesní parametry tenkých stěn

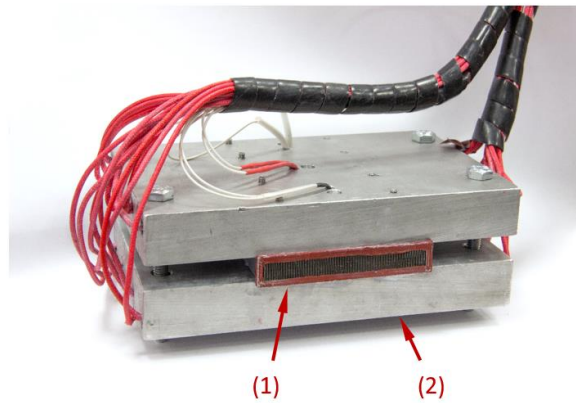
Parametr	Hodnota
Výška vrstvy $L_t$ ( $\mu\text{m}$ )	30
Výkon laseru $P$ (W)	375
Skenovací rychlost $L_s$ (mm/s)	2170
Zaostření laseru $FO$ (mm)	6
Vzdálenost šraf laseru $H_d$ (mm)	0
Plošná hustota energie $\psi$ ( $\text{J}/\text{mm}^2$ )	5,8

### 5.3 Testovací okruh

Pro vyhodnocení vlastností žebrování bylo vyrobeno testovací zařízení, jehož úkolem bylo měření tlakových ztrát a teplotního spádu chladicích elementů. K tomu byl osazen každý měřený okruh zubovým čerpadlem, turbínovým průtokoměrem, dvěma tlakovými tenzometrickými snímači a dvěma snímači teploty protékající kapaliny. Pro měření výkonnostních parametrů chladicích těles byl okruh doplněn o externí výhřev pomocí topných patron (viz obr. 5-11). Seznam použitých komponent je uveden v příloze práce (Příloha G).



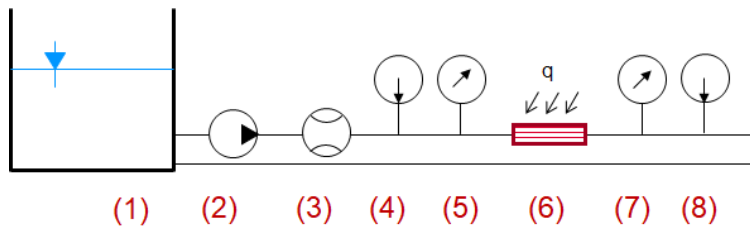
(a)



(b)

obr. 5-10 Měření parametrů tištěných chladičů: (a) – sestava pro měření tlakových ztrát: (1) – průtokoměr, (2) a (4) – snímač tlaku, (3) - chladič; (b) – chladič s externím výhřevem

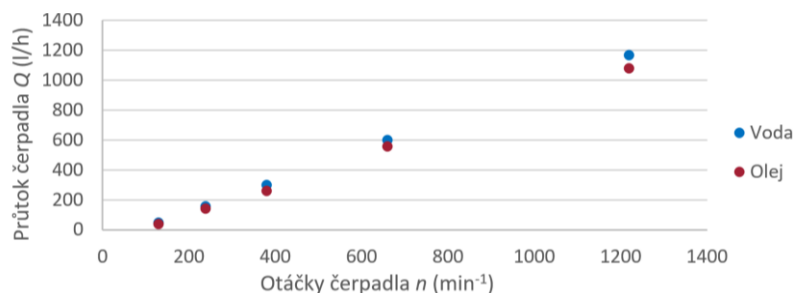
tab. 5-4 Parametry testovacího okruhu



obr. 5-11 Schéma testovacího okruhu ((1) – nádrž; (2) – čerpadlo; (3) – průtokoměr; (4) a (8) – snímač teploty; (5) a (7) – snímač tlaku; (6) – chladič s externím výhřevem

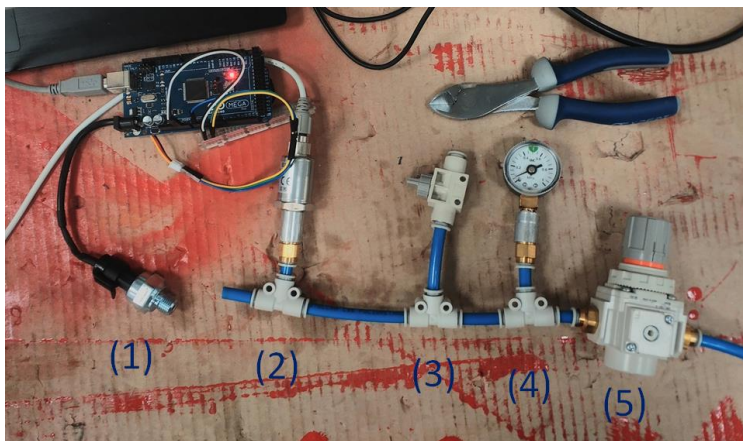
Parametr	Hodnota
<b>Objemový průtok</b> $Q$ (l/h)	8 ÷ 1800
<b>Rozsah tlaků</b> $p$ (bar)	0 ÷ 5
<b>Rozsah teplot</b> $T$ (°C)	0 ÷ 80
<b>Výkon výhřevu</b> $P$ (W)	640

Při návrhu zařízení byl brán ohled na parametry reálného chladicího okruhu. Pouze u měření průtoku oleje nastává problém s typem zvoleného snímače, který není vhodný pro měření viskózních kapalin a vysokých teplot (viz tab. 5-4). K měření olejového okruhu byl použit olej viskózní třídy ISO VG 22, který odpovídá viskozitě maziva monopostu při 100 °C. Při měření oleje této viskozity nebyla měřena odchylka průtoku oproti okruhu vodnímu větší než 15 %, viz obr. 5-12.



obr. 5-12 Závislost měřeného průtoku na otáčkách čerpadla

Kalibrace snímačů tlaku proběhla s využitím tlakového vzduchu a kalibrovaného manometru aplikační jednotky maziva na Ústavu konstruování (obr. 5-13). Senzory teploty byly kalibrovány v temperovací peci vůči snímači teploty FDM tiskárny. Správnost měření snímače průtoku byla ověřena na objemovém úbytku vody z nádrže při konstantních otáčkách čerpadla.



obr. 5-13 Příprava kalibrace snímače ((1) - kalibrovaný snímač tlaku, (2) – kalibrační snímač tlaku,(3) – uzavírací ventil, (4) – manometr, (5) – redukční ventil)

## 5.4 Stanovení limitních rozměrů chladiče

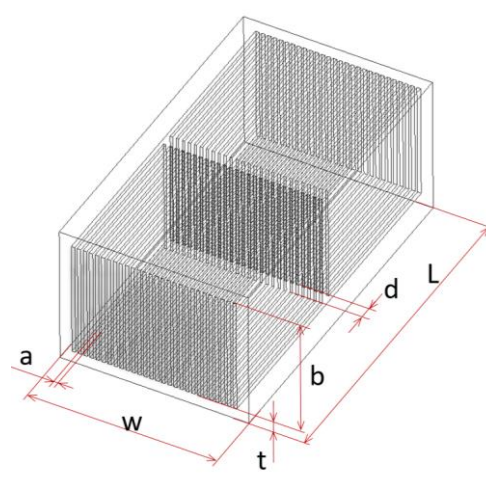
Pro navýšení teplosměnné plochy je možné zúžit průtočné kanály kapaliny a tím umožnit osazení většího počtu žebor. Při výrobě tenkých stěn s malými rozestupy je také odstraněna nutnost podpůrných struktur pro výrobu. Vzdálenost žebor má ale zásadní vliv na tlakové ztráty, které byly předmětem dalšího zkoumání. Byla vytvořena sada vzorků, se vzdáleností stěn od 0,2 do 0,5 mm. Dalším proměnným parametrem byla mezera vytvořená rozdělením podélného žebrování. Z teorie vyplývá kladný vliv na tlakové ztráty i na součinitel prostupu tepla. Důvodem je znovuvtvoření mezní vrstvy, a proto byla sada vzorků (tab. 5-5) doplněna o podélné dělení žebrování s mezerami od 0,8 do 1,2 mm. Element chladiče (obr. 5-14) byl vyráběn pomocí dvou procesních nastavení. Vnější obálka chladiče byla tištěna s procesními parametry dodané firmou SLM Soutions a pro tisk tenkých stěn byly použity vyvinuté parametry z předchozích testů.

tab. 5-5 Proměnné rozměry testovacího prvku chladiče

ID vzorku (-)	Počet žebér $n$ (-)	Šířka chladiče $w$ (mm)	Příčná vzdálenost stěn $a$ (mm)	Podélná vzdálenost stěn $d$ (mm)
1	34	15.8	0,2	0.8
2	30	15.75	0,25	0.8
3	27	15.8	0,3	0.8
4	24	15.55	0,35	0.8
5	22	15.6	0,4	0.8
6	27	15.8	0,3	1
7	27	15.8	0,3	1.2
8	27	15.8	0,3	1.4
9	22	15.6	0,4	1
10	22	15.6	0,4	1.2
11	22	15.6	0,4	1.4
12	19	15.8	0,5	1
13	19	15.8	0,5	1.2

tab. 5-6 Konstantní rozměry testovacího prvku chladiče

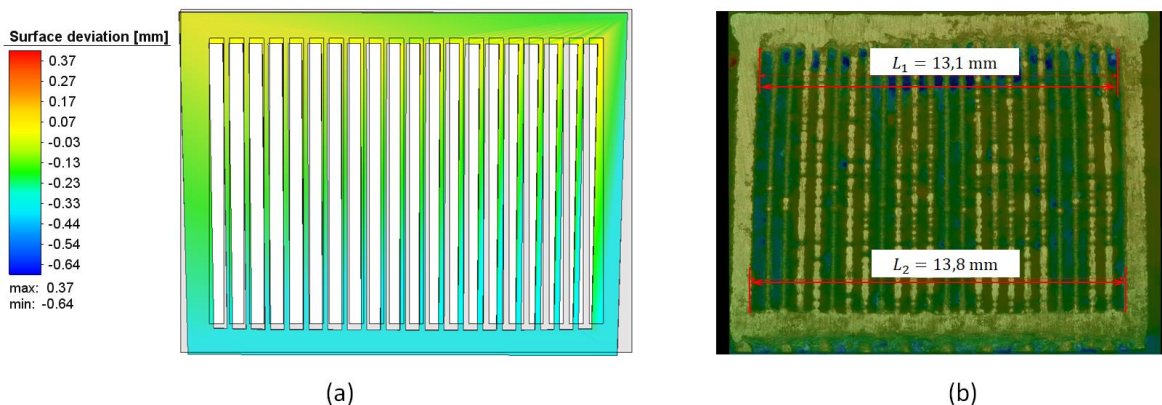
Parametr	Hodnota
Délka chladiče $L$ (mm)	28
Výška stěn $b$ (mm)	10
Tloušťka objemové stěny $t$ (mm)	1



obr. 5-14 Element chladiče

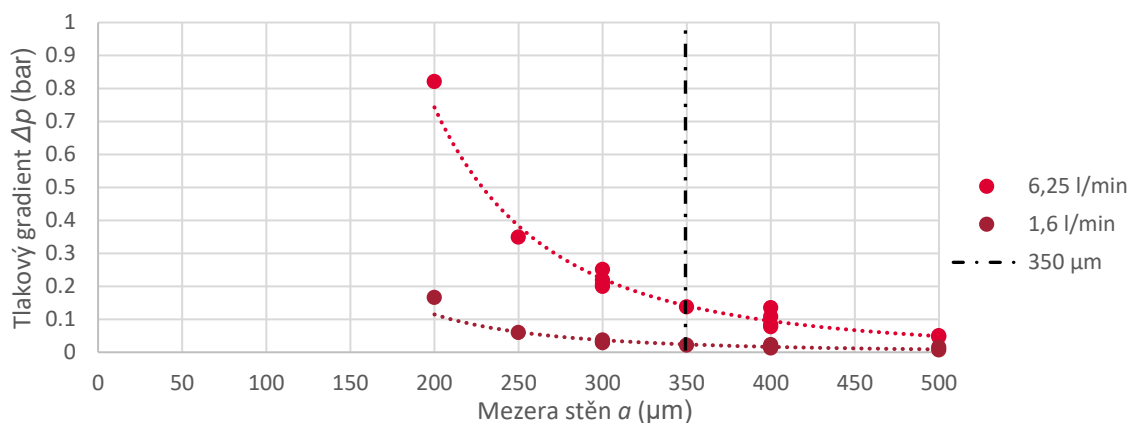
Základna chladiče byla orientována na tiskovou podložku. Důvodem bylo ověření schopností tenkých stěn podepřít vrchní stěnu chladiče. Při výrobě však vlivem smrštění vrchní skenované plochy a malé tuhosti žebrování chladiče došlo k deformaci struktur (obr. 5-15). Ta měla za následek ulpění okolního prášku mezi tenkými stěnami. Pro možné předejití podobným problémům v následujících stavbách byla vytvořena simulace v programu Simufact Additive (obr. 5-15), která simuluje deformaci vyráběných dílů pomocí kovového 3D tisku. Simulace však neodpovídá reálné deformaci. Důvodem mohla být prodleva po vytištění první vrchní stěny elementu způsobená opakovaným nanášením vrstvy recoaterem. Ta by způsobila předčasnou deformaci vrstvy, než bylo v tisku pokračováno dále. Z důvodu nemožnosti správnost nanášení vrstvy predikovat, simulace při dalších stavbách použita nebyla.





obr. 5-15 Znáznornění deformace vzorku: (a) - predikovaný tvar; (b) – reálný chladič

Z měření tlakových gradientů (obr. 5-16) byla stanovena hodnota vzdálenosti stěn na  $a = 0,35 \mu\text{m}$ , při které nedochází k prudkému nárůstu tlakových ztrát a zároveň opticky nevykazuje navýšení drsnosti povrchu stěn vlivem zvýšené hustoty energie při skenování, viz obr. 5-17. Měření ve vodním okruhu neprokázalo vliv podélného dělení stěn na tlakové ztráty.



obr. 5-16 Měření závislosti tlakového gradientu na vzdálenosti stěn žebrování



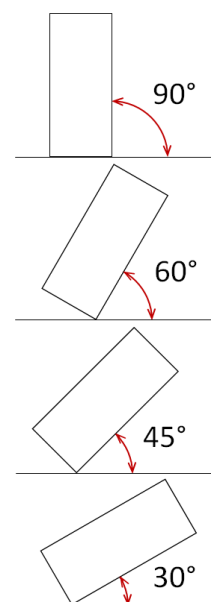
obr. 5-17 Vzorky se vzdáleností žeber: (a)  $a = 0,3 \text{ mm}$ ; (b)  $a = 0,35 \text{ mm}$

## 5.5 Měření tlakových ztrát testovacích chladičů

Pro zpřesnění výpočtu tlakových ztrát navrhovaného chladiče bylo nutné zjistit Darcyho třecí součinitel. Průběh v závislosti na Reynoldsově čísle byl získán na základě měření tlakového spádu testovacích chladičů. Vyrobené chladiče vycházely z výše zmíněného testu limitů stroje SLM. Proměnnými parametry byly stavěcí úhel chladiče, posléze vzdálenost žebrování, počet žeber, délka a výška průtočných kanálů (tab. 5-7).

tab. 5-7 Základní rozměry chladičů pro test tlakových ztrát  
(pozn. P – parabolické žebrování; O – obdélníkové žebrování)

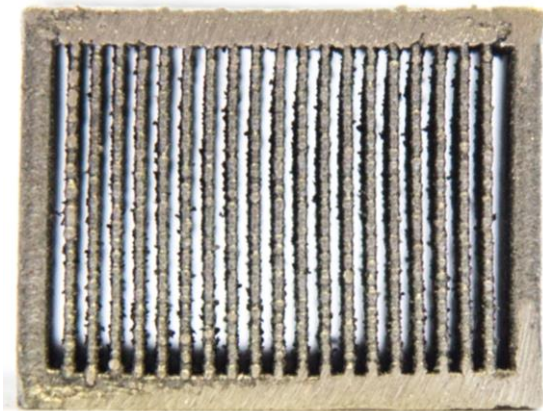
ID (-)	Vzdálenost stěn $a$ (mm)	Výška žeber $b$ (mm)	Délka chladiče $L$ (mm)	Počet žeber $n$ (-)	Typ žebrování
1	0.5	10	28	20	P
2	0.5	10	56	20	P
3	0.35	10	28	25	O
4	0.5	6	28	19	O
<b>5</b>	<b>0.5</b>	<b>10</b>	<b>28</b>	<b>19</b>	<b>O</b>
6	0.5	10	56	19	O
7	0.5	10	28	39	O



obr. 5-18 Orientace tisku chladičů

Nejprve byl postaven vzorek číslo 5 s orientací stavby 30°, 45°, 60° a 90° (obr. 5-18). Na základě optického zhodnocení vlivu orientace na strukturu povrchu i nasintrovaný prášek pod horní stěnou byl stanoven úhel 30° jako vhodný pro stavbu tenkostěnných teplosměnných elementů, viz obr. 5-19. Úhel 90° se naopak ukázal jako zcela nevhodný. Důvodem je odsazení kontur tenkostěnných žeber (Beam Compensation), které při svislé orientaci zapříčiní nedostatečné spojení žebrování s tělesem chladiče. Posléze proběhl tisk zbylých vzorků s orientací pod úhlem 30°.

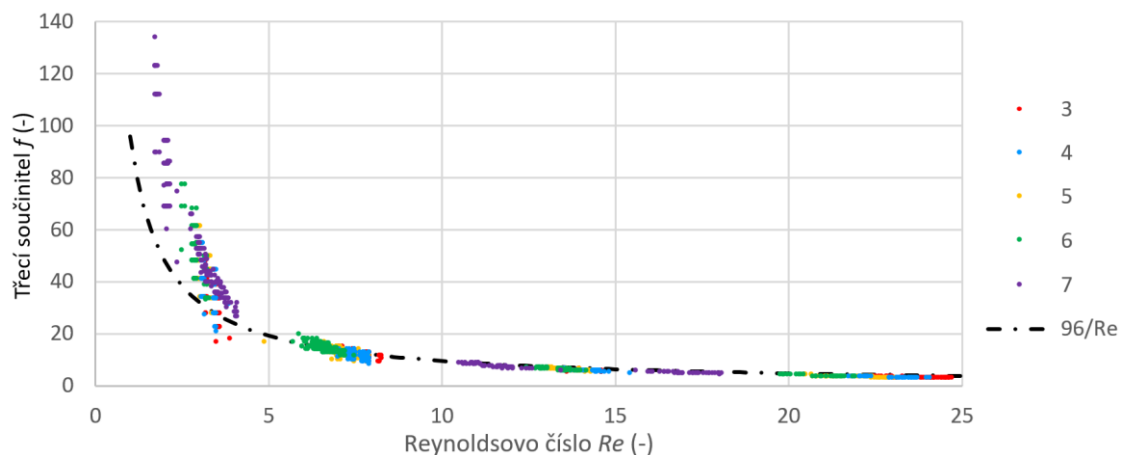




obr. 5-19 Mikrochladič tisknutý při 30° s nevyplavenými zrny prášku (vzorek č. 5)

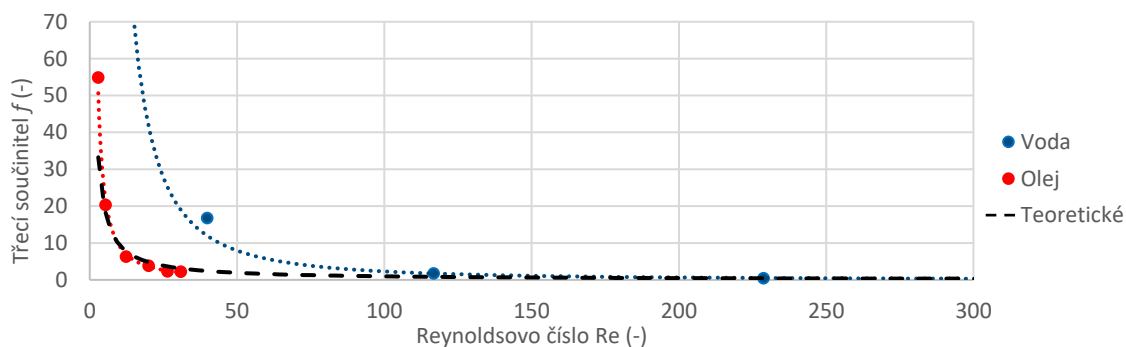
Měření probíhalo na připraveném testovacím okruhu. Tlakové ztráty byly měřeny postupně pro 6 hodnot otáček (1,5 ÷ 17 l/min), které byly v průběhu testu konstantní pro zajištění stejného průtoku každým vzorkem. Použité průtočné kapaliny byly pitná voda a olej VG 22. Výsledkem měření je stanovený Moodyho diagram, tedy závislost třecího součinitele na Reynoldsově čísle. Stanovení Darcyho třecího součinitele proběhlo na základě vztahu ( 5.4 ), kde po vytknutí  $f$  dostaneme:

$$f = \Delta p \cdot \frac{D_h}{L_c} \cdot \frac{2}{v^2 \cdot \rho} \quad (5.5)$$



obr. 5-20 Moodyho diagram pro obdélníkové žebrování v olejovém okruhu

Jak je patrné z grafu (obr. 5-20), různé geometrie chladičů vykazují stejný průběh třecího součinitele v závislosti na Reynoldsově čísle. V porovnání s teoretickým průběhem, daným vztahem ( 5.6 ), při  $Re < 5$  dochází k odklonu naměřených dat k vyšším hodnotám třecího součinitele. Tento jev je částečně způsoben nepřesností měření tlakových ztrát při malých průtocích kapaliny a je výraznější při měření ve vodním okruhu, viz obr. 5-21.



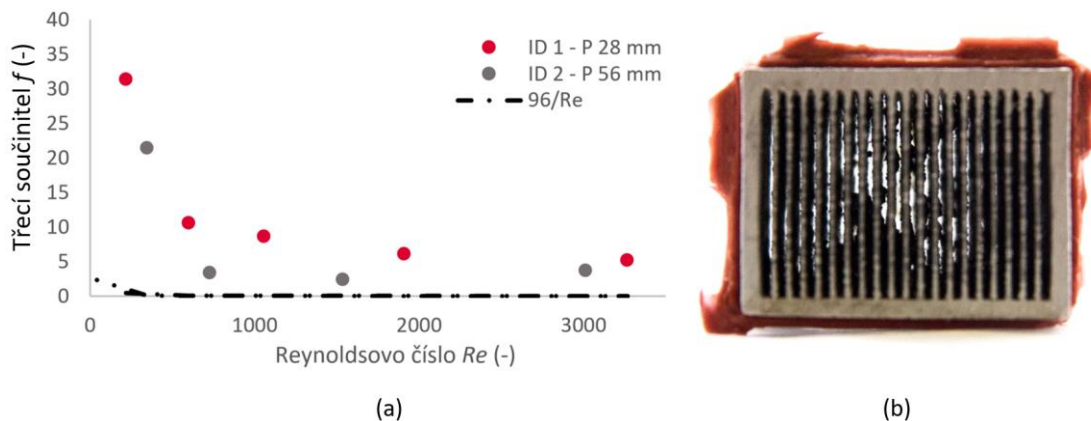
obr. 5-21 Porovnání měření Moodyho diagramu s vodou a olejem

Teoretické hodnoty v grafu (obr. 5-21) vycházejí ze vztahu ( 5.6 ), který je platný pro plně vyvinuté laminární proudění a nekonečně štíhlý průtočný obdélníkový profil. Pro výpočetní model bylo použito proložení měřených dat v olejovém okruhu mocninou funkcí, která je dána vztahem ( 5.7 ).

$$f = \frac{96}{Re} \quad (5.6)$$

$$f = 214,68 \cdot Re^{-1,36} \quad (5.7)$$

Vyrobené chladiče s parabolickým průřezem žebér vykazují vysoké tlakové ztráty, proto použity pro vyvíjený chladič nebyly. Důvodem vysokých tlakových ztrát je velké množství nasintrovaného prášku na stěnách chladiče, viz a obr. 5-22.



obr. 5-22 Parabolické žebrování: (a) graf tlakových ztrát, (b) chladič s parabolickým žebrováním

## 5.6 Stanovení součinitele přestupu tepla

### 5.6.1 Výpočet součinitele přestupu tepla z měření

Pro výpočet výkonu chladiče je nutné znát vlastnosti použitého materiálu, rozměry a tvar teplosměnných segmentů a součinitel přestupu tepla. Teoretické vztahy pro jeho stanovení jsou vždy limitovány druhem proudění, vlastnostmi protékající kapaliny, geometrií průtočného průřezu, či okrajovými podmínkami. Například pro plně vyvinutou laminární tepelnou mezní vrstvu platí vztahy ( 5.8 ) a ( 5.9 ), kdy Nusseltovo číslo pro dané podmínky je neměnné [2]. Avšak v navrhovaném chladiči je délka vývoje tepelné vrstvy nezanedbatelná, a z toho důvodu bylo provedeno měření součinitele přestupu tepla v testovacím chladiči.

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_h}{k_f} = 4,36 \quad \text{pro } q_s'' = \text{konst.} \quad (5.8)$$

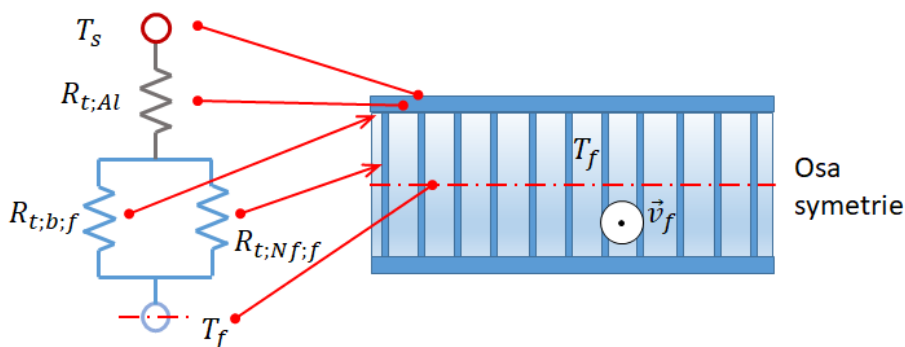
$$Nu = 3,66 \quad \text{pro } T_s = \text{konst.} \quad (5.9)$$

kde:

$Nu$  - je Nusseltovo číslo

Pozn.: Index  $f$  – kapalina protékající daným okruhem  
 $s$  – povrch tělesa

Součinitel přestupu tepla není možné měřit přímo, proto bylo zvoleno měření teplotního spádu chladiče při konstantní teplotě vnějších stěn a následné vyhodnocení z výpočtu tepelných odporů.



obr. 5-23 Schéma výpočtu součinitele přestupu tepla

Obdobně jak v kapitole 5.1.2, je zde stanovena rovina symetrie, dále jsou zavedeny tepelné odpory pro vedení tepla skrz stěnu, proudění ze základny a prostupu tepla žebrováním, viz rovnice ( 5.10 ) - ( 5.13 ). Výpočet tepelného odporu žebrování je stanoven pro nekonečně dlouhé stěny. Vhodná okrajová podmínka (Příloha B) pro výpočet by měla vycházet z předpokladu kondukce na špičce žebra, avšak takto stanovená podmínka vede na implicitní rovnice. Použitím okrajové podmínky nekonečně dlouhého žebra dochází ke snížení měřeného součinitele přestupu tepla, který je následně použit pro návrh chladiče, tedy výpočet teplosměnného tělesa již obsahuje bezpečnost v podobě tohoto zjednodušení.

$$q = 2 \cdot \frac{\Delta T_{LM}}{R_{t,Al} + \frac{1}{\frac{1}{R_{t;b,f}} + \frac{1}{R_{t;Nf,f}}}} \quad (5.10)$$

$$R_{t,Al} = \frac{t}{k_{Al} \cdot (w - 2 \cdot t) \cdot (L - 4 \cdot t)} \quad (5.11)$$

$$R_{t;b,f} = \frac{1}{h_f \cdot ((N_f + 1) \cdot a \cdot L + (N_{fL} - 1) \cdot t_f \cdot d)} = \frac{1}{h_f \cdot B} \quad (5.12)$$

$$R_{t;Nf,f} = \frac{1}{N_f \cdot N_{fL} \cdot \sqrt{h_f \cdot P \cdot k_{Al} \cdot A_c}} = \frac{1}{\sqrt{h_f} \cdot C} \quad (5.13)$$

kde:

$t$	m	je tloušťka stěny chladiče
$k_{Al}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	- součinitel tepelné vodivosti materiálu chladiče
$w$	m	- šířka chladiče
$L$	m	- délka chladiče
$h_f$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	- součinitel přestupu tepla
$N_f$	–	- počet žeber v řadě
$a$	m	- šířka průtočného kanálu
$N_{fL}$	–	- podélný počet žeber
$t_f$	m	- tloušťka žebra
$d$	m	- podélná vzdálenost žeber
$B$	$m^2$	- konstanta výpočtu $h$
$P$	m	- podélný obvod žebra
$A_c$	$m^2$	- podélný průřez žebra
$C$	$W^{\frac{1}{2}} \cdot m \cdot K^{-\frac{1}{2}}$	- konstanta výpočtu $\sqrt{h}$

Pro zjištění součinitele přestupu tepla z měření je nutné rovnici ( 5.10 ) upravit do podoby ( 5.14 ). Tato rovnice po použití substituce  $x = h_f^2$  je převedena na kvadratickou. Vzniklá funkce má oba kořeny reálné, avšak pouze řešení ( 5.15 ) je fyzikálně správné.

$$A = \frac{2 \cdot \Delta T_{LM}}{q} - \frac{t}{k_{Al} \cdot (w - 2 \cdot t) \cdot (L - 4 \cdot t)} = \frac{1}{\sqrt{h_f} \cdot C + h_f \cdot B} \quad (5.14)$$

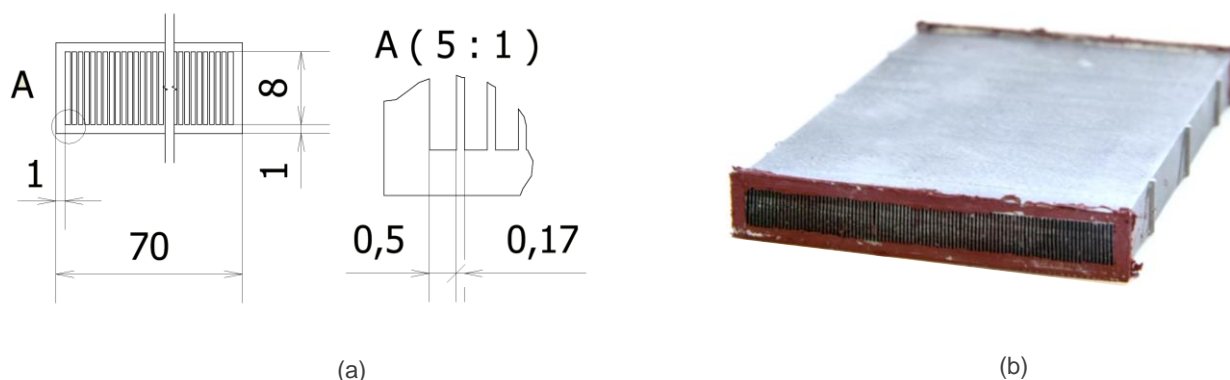
$$h_f = \left( \frac{C \cdot A - \sqrt{A^2 \cdot C^2 + 4 \cdot A \cdot B}}{2 \cdot A \cdot B} \right)^2 \quad (5.15)$$

kde:

$A$        $K \cdot W^{-1}$       je konstanta výpočtu  $P$

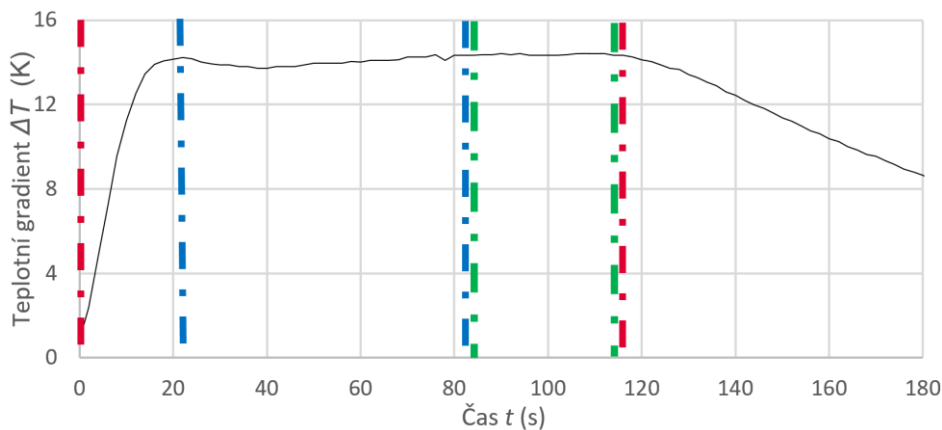
## 5.6.2 Měření výkonu testovacího chladiče

Pro měření byl vyroben chladič o délce  $L = 100$  mm se 100 průtočnými kanály o šířce  $a = 0,5$  mm a výšce  $b = 8$  mm, viz obr. 5-24 (a). Vnější plochy chladiče byly sevřeny mezi desky výhřevu s regulovatelným výkonem  $0 \div 640$  W.



obr. 5-24 Měřicí chladič: (a) – rozměry chladiče; (b) – vyrobený chladič

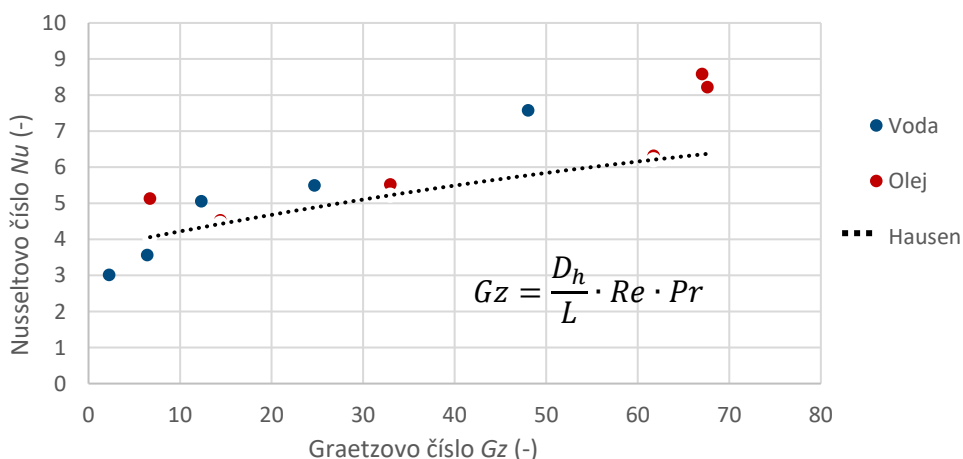
Průtočná kapalina byla voda a olej VG 22. Při měření vodního okruhu byla nastavena teplota výhřevu na  $40$  °C, respektive  $45$  °C pro průtoky nad  $5$  l/min. Změna výhřevu byla provedena kvůli zvyšující se teplotě měřené kapaliny v oběhu a zajištění vyššího měřeného teplotního gradientu. Měření olejového okruhu probíhalo v teplotním rozsahu oleje  $25 \div 50$  °C při nastavení teploty desek  $60$  °C pro jednotlivé průtoky chladičem. Důvodem měření rozdílných průtoků jednotlivě byla nízká měrná tepelná kapacita oleje, která způsobovala rychlé zahřívání kapaliny v okruhu. Průtok chladičem stejně jako při měření tlakových ztrát byl vyvozen při 6 konstantních otáčkách čerpadla v rozsahu průtoku  $1,5 \div 17$  l/min.



obr. 5-25 Měření teplotního spádu vody při  $Q = 11 \text{ l/h}$  a  $T_d = 40 \text{ °C}$  (Pozn.: červené čáry – průtok chladičem; modré čáry – setrvačnost výhřevu desek; zelené čáry – vyhodnocovaná oblast)

### 5.6.3 Vyhodnocení

Měření probíhalo při rozdílných podmínkách, než bude reálný chladič provozován. Z toho důvodu bylo nutné vyjádřit naměřené hodnoty pomocí podobnostních čísel charakterizujících vlastnosti kapalin (Prandtlovo číslo), druh proudění (Reynoldsovo číslo) a jejich závislostí (Nusseltovo číslo). Jak bylo popsáno dříve, vliv vývoje tepelné mezní vrstvy není zanedbatelný, což potvrzuje graf (obr. 5-26). Do výpočtového modelu chladiče bylo rozhodnuto použít empirický vztah podle Hausena [2] (rovnice ( 5.16 )), který vykazuje dobrou shodu s naměřenými daty. Použití tohoto vztahu je vhodné pro kombinovaný vývoj rychlostní a tepelné mezní vrstvy s konstantní teplotou povrchu, a kapaliny, pro které platí  $Pr \geq 0,1$ , což koresponduje s provozními podmínkami jak v olejovém, tak i ve vodním okruhu chladiče.



obr. 5-26 Měření Nusseltova čísla na testovacím chladiči

$$Nu_{Hausen} = \frac{\frac{3,66}{\tanh(2,264 \cdot Gz^{-\frac{1}{3}} + 1,7 \cdot Gz^{-\frac{2}{3}})} + 0,0499 \cdot Gz \cdot \tanh(Gz^{-1})}{\tanh(2,432 \cdot Pr^{\frac{1}{6}} \cdot Gz^{-\frac{1}{6}})} \quad (5.16)$$

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (5.17)$$

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} \quad (5.18)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{k} \quad (5.19)$$

$$Gz = \frac{D_h}{L} \cdot Re \cdot Pr \quad (5.20)$$

kde:

$Nu_{Hausen}$	–	je Nusseltovo číslo odvozené podle Hausena
$Gz$	–	- Graetzovo číslo
$Pr$	–	- Prandtlovo číslo
$Nu$	–	- Nusseltovo číslo
$h$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	- součinitel přestupu tepla
$L$	m	- délka chladiče
$k$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	- součinitel tepelné vodivosti kapaliny
$Re$	–	- Reynoldsovo číslo
$v$	$m \cdot s^{-1}$	- rychlost kapaliny
$D_h$	m	- hydraulický průměr
$\nu$	$m^2 \cdot s^{-1}$	- kinematická viskozita
$c_p$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	- měrná tepelná kapacita
$\eta$	$Pa \cdot s$	- dynamická viskozita

## 5.7 Optimalizace teplosměnného tělesa chladiče

### 5.7.1 Kritéria optimalizace

Pro samotný navrhovaný chladič je velmi důležitá nízká hmotnost. Jelikož se jedná pouze o optimalizaci teplosměnné části chladiče, nikoliv chladiče jako celku, byla stanovena limitní hmotnost na 0,3 kg. Z obdobných důvodů byla určena hranice pro tlakové ztráty na olejovém okruhu 0,3 bar, protože je předpokládán navýšení tlakových ztrát použitím rozváděcích lamel v přírubách. Požadavek konstruktérů týmu TU Brno Racing byl minimalizovat tlakové ztráty na vodním okruhu, proto zde byla omezena minimální vzdálenost žeber na 0,4 mm a výška žebrování na 5 mm stanovená na základě předchozích testů s mikrochladiči. Vzhledem k umístění chladiče v monopostu tak, aby se předešlo kolizím s rámem, byla omezena šířka chladiče na 90 mm. Posledním požadavkem bylo stanovení minimálního výkonu chladiče na 4,5 kW, čímž se zajistila 10% bezpečnost návrhu pro optimální chlazení.

### 5.7.2 Koncepce deskového chladiče

Nejprve bylo potřeba ověřit uspořádání desek olejového a vodního okruhu (obr. 5-27). K tomuto účelu proběhl výpočet s nastavením obou návrhů. Výchozí rozměry chladiče pro optimalizaci jsou stanoveny v tabulce (tab. 5-8). Tepelný výkon chladiče olej-voda-olej je 1037 W. V opačném uspořádání, voda-olej-voda, dosahuje chladič výkon o 6 % nižší, 981 W. Konečná koncepce deskového chladiče je zvolena **olej-voda-olej**. Největší vliv na výsledek celkového výkonu má součinitel tepelné vodivosti dané kapaliny, a tedy modifikací maziva by bylo možné dosáhnout vyšší účinnosti chlazení.

tab. 5-8 Výchozí rozměry chladiče

Parametr	Hodnota
Šířka chladiče $w$ (mm)	55
Délka chladiče $L$ (mm)	55
Vzdálenost žeber $a_w$ (mm)	0.4
Vzdálenost žeber $a_o$ (mm)	0.35
Výška žeber $b$ (mm)	5

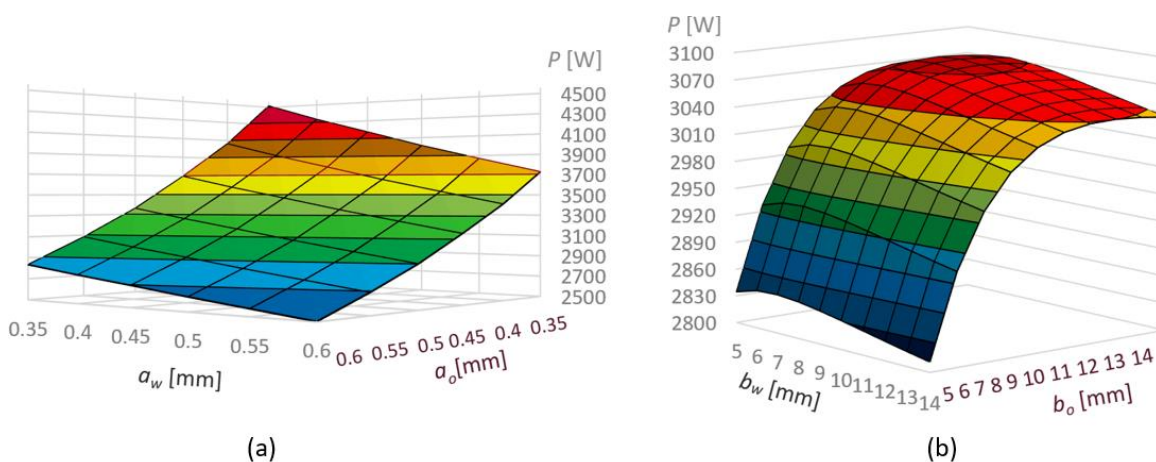


obr. 5-27 Uspořádání deskového chladiče



### 5.7.3 Vliv rozměrů průtočných kanálů

Stanovení výšky žebrování pro maximální výkon chladiče není predikovatelné, proto účinku tohoto parametru na výkon chladiče byla věnována velká pozornost. Jak je patrné z grafu (obr. 5-28 (b)), zásadní vliv na výkon má výška žebrování v olejovém okruhu. Stejný závěr ale platí i pro vzdálenost žebor (obr. 5-28 (a)). Hodnoty z grafů jsou platné pouze pro danou geometrii chladiče. Při změně základních rozměrů se optimální rozměry průtočného kanálu mohou změnit. Z důvodu maximalizace teplosměnné plochy byla stanovena konstantní vzdálenost žebrování ( $a_w = 0,4$  mm;  $a_o = 0,35$  mm), zatímco proměnným parametrem zůstala výška žebrování.



obr. 5-28 Závislosti (a) vzdálenosti žebor a (b) výšce kanálu na tepelný výkon chladiče

### 5.7.4 Postup optimalizace teplosměnného tělesa

Před optimalizací byly zadány do výpočtu konstantní rozměry chladiče jako je tloušťka stěny chladiče  $t$ , tloušťka žebor  $t_f$ , vzdálenost žebrování ( $a_w$  a  $a_o$ ) a zaneseny výchozí rozměry chladiče (tab. 5-8). Poté následoval iterační proces výpočtu chladiče. Ten se řídil následujícími body:

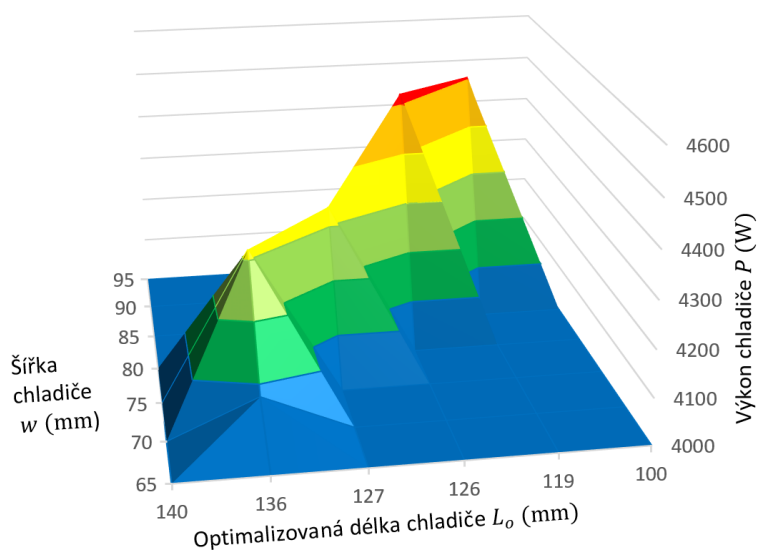
- Zadání výšky žebrování  $b_o = 5$  mm,  $b_w = 5$  mm,
- navýšení délky chladiče  $L$ ,
- kontrola dosažených parametrů chladiče  $\Delta p_o < 0,3$  bar,  $m < 0,3$  kg,  $P > 4500$  W
- při překročení  $\Delta p_o$  je navýšena hodnota  $b_o$ ; při překročení  $m$  je pro danou šířku chladiče dosaženo limitního výkonu návrhu a je zapsán výsledek iterace, při splnění  $P$  je zapsán výsledek iterace, pokud žádná z podmínek není splněna, je pokračováno v navýšování délky chladiče,
- je navýšena šířka chladiče  $w$  (musí platit  $w < 90$  mm).

Tento postup vede k optimálnímu výsledku v podobě velmi širokého chladiče. To je dáno zejména vyšším součinitelem přestupu tepla v oblastech vývoje tepelné mezní vrstvy a geometrií chladiče, kdy přírůstek hmotnosti při změně délky  $L$  je vyšší než přírůstek při změně šířky chladiče  $w$ . Zároveň i tlakové ztráty  $\Delta p_o$  se snižují s klesající délkou chladiče a snižující se rychlostí kapaliny.

Výška vodního okruhu  $b_w$  byla ponechána konstantní, protože limitujícím faktorem během optimalizace byly tlakové ztráty v olejovém okruhu, na který vliv nemá. Dalším důvodem je hmotnost chladiče, kdy změnou výšky vodního okruhu dojde k významnému ovlivnění použitého objemu materiálu.

### 5.7.5 Vyhodnocení optimalizace teplosměnného tělesa

Proces optimalizace chladiče je znázorněn v grafu (obr. 5-29), kde provedené iterace pro stanovené šířky chladiče  $w$  jsou znázorněny výškovými body na hřebenu grafu. Nejvyšší výkon při splnění kritérií tlakových ztrát a hmotnosti chladiče byl vypočten při šířce chladiče 85 mm (vrchol hřebenu iterací). To je dáno krokem změny jednotlivých parametrů. Při šířce chladiče 90 mm došlo k poklesu chladicího výkonu o 16 W (0,4 %), ale zároveň se snížila hmotnost chladiče o 20 g, což je pro použitý návrh úspora 7,3 %. Krok změny parametrů byl 1 mm s ohledem na technologii výroby, kde vlivem vnitřních napětí může dojít k nepřesnostem srovnatelných rozměrů.



obr. 5-29 Cesta optimalizace pro vnější rozměry chladiče

Podélné dělení žebrování bylo stanoveno na základě výpočtu délky utváření mezní vrstvy v daném okruhu chladiče, kde pro jednotlivé okruhy chladiče platí:

$$Re_w = 1390,6$$

$$Re_o = 4,8$$

$$Pr_w = 2,1$$

$$Pr_o = 278,5$$

$$D_{h,w} = 0,7 \text{ mm}$$

$$D_{h,o} = 0,7 \text{ mm}$$

$$x_{t,w} = 0,05 \cdot Re_w \cdot Pr_w \cdot D_{h,w} \quad (5.21)$$

$$x_{t,w} = 0,05 \cdot 1390,6 \cdot 2,1 \cdot 0,7 \text{ mm} = 106,9 \text{ mm}$$

$$x_{t,o} = 0,05 \cdot Re_o \cdot Pr_o \cdot D_{h,o} \quad (5.22)$$

$$x_{t,o} = 0,05 \cdot 4,8 \cdot 278,5 \cdot 0,7 \text{ mm} = 44,3 \text{ mm}$$

kde:

$x_{t,f}$  mm

je délka vytváření tepelné mezní vrstvy  
příslušné kapaliny

Na základě těchto rozměrů byla použita 3 podélná žebrování vodního okruhu a 5 podélných žebrování v olejovém okruhu. Mezera mezi žebrováními je 1 mm. Konečné rozměry chladiče jsou znázorněny v tabulce (tab. 5-9).

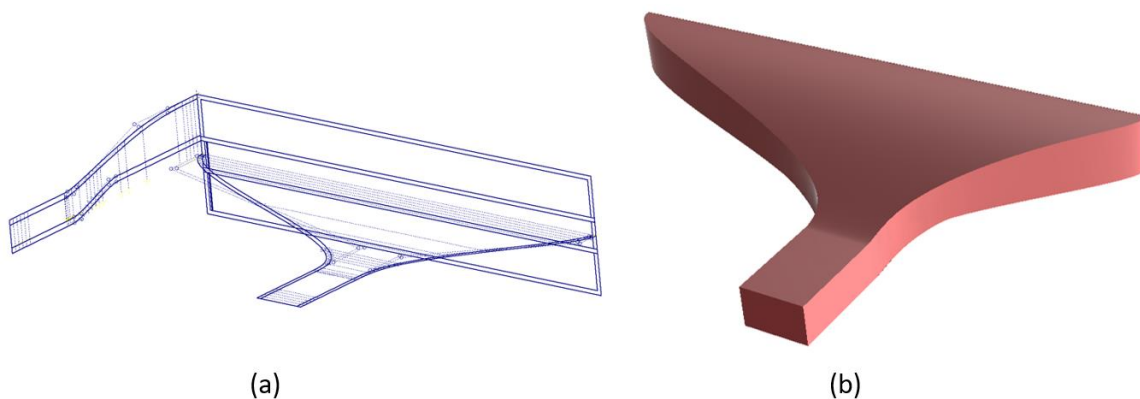
tab. 5-9 Optimalizované parametry teplosměnného tělesa

Parametr	Hodnota
Tloušťka stěny chladiče $t$ (mm)	1
Tloušťka žebrování $t_f$ (mm)	0.17
Šířka chladiče $w$ (mm)	90
Délka chladiče $L$ (mm)	122
Počet žeber ve vodním okruhu $n_{f,w}$ (-)	153
Výška žeber ve vodním okruhu $b_w$ (mm)	5
Vzdálenost žeber ve vodním okruhu $a_w$ (mm)	0,4
Počet žeber v olejovém okruhu $n_{f,o}$ (-)	166
Výška žeber v olejovém okruhu $b_o$ (mm)	7
Vzdálenost žeber v olejovém okruhu $a_o$ (mm)	0,35
Výkon chladiče $P$ (W)	4524
Hmotnost tělesa chladiče $m$ (kg)	0.278
Tlakové ztráty ve vodním okruhu $\Delta p_w$ (bar)	0.024
Tlakové ztráty v olejovém okruhu $\Delta p_o$ (bar)	0.296

## 5.8 Návrh a optimalizace přírub chladiče

### 5.8.1 Průtočný objem

Návrh vtokové oblasti chladiče probíhal v programu Autodesk Inventor a jednotlivé verze přírub byly optimalizovány v programu Ansys Fluent. Model každé příruby vycházel z 3 navzájem kolmých náčrtů, a to: rozměru teplosměnného tělesa, bočního pohledu a horního pohledu příruby (obr. 5-30 (a)). Pro zajištění optimálního proudění, byly náčrty průtočných objemů vytvářeny křivkami s křivostní návazností. Vysunutím ploch, vzájemným ostříháním a spojením vznikl výchozí objem příruby (obr. 5-30 (b)). Následovalo přidání symetrie, proměnného zaoblení a odebrání materiálu v místech rozváděcích lamel. Tím vznikl průtočný objem příruby.

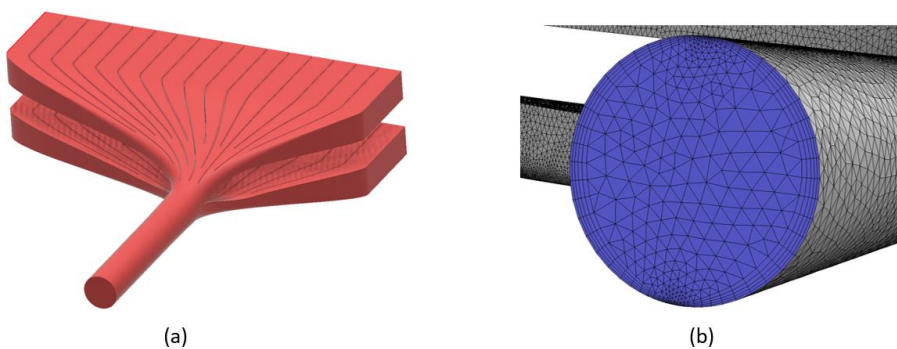


obr. 5-30 Obrázky (a) základních náčrtů a (b) výchozí objemu průtočného kanálu

## 5.8.2 Simulace

### Příprava modelu

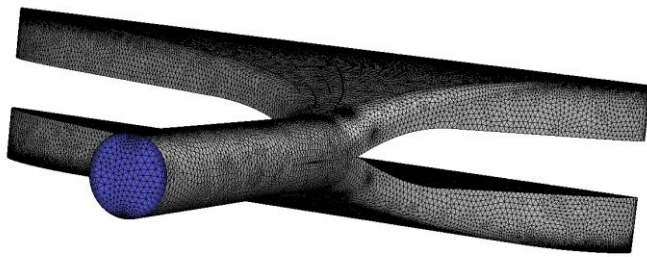
Před samotnou simulací bylo nutné opatřit model příruby prodloužením vtokové oblasti (obr. 5-31 (a)). Důvodem je okrajová podmínka vtoků, která je zadávána pomocí konstantní rychlosti kapaliny v průřezu. Přidaný objem je určen pro vyvinutí rychlostního profilu proudění, čímž nejsou zkresleny výsledky průtoku po rozvedení kapaliny do segmentu chladiče. Na výstupu z příruby byl také přidán průtočný objem. Jeho funkcí bylo zajištění lepší konvergence výpočtu, kdy nedocházelo ke zpětnému toku kapaliny vlivem povahy proudění a kvality sítě. Zároveň plochy výtoku sloužily ke sledování průtoku kapaliny.



obr. 5-31 Obrázky (a) průtočného objemu pro simulace proudění a (b) vytvořená tetrahedrická síť s inflací

### Tvorba sítě

Před tvorbou sítě byla označena tělesa a plochy sloužící pro zadání okrajových podmínek, popřípadě vyhodnocování výsledků z daných oblastí. Z důvodu komplexnosti tvaru příruby nebylo uvažováno použití hexahedrické sítě. Byla nastavena inflace s 5 vrstvami a růstovým faktorem 1,2 pro zachycení malých turbulentních vírů (obr. 5-31 (b)). Při vytváření sítě bylo sledováno zkosení prvků (*Skewness*), které má zásadní vliv na přesnost výpočtů.



obr. 5-32 Konečnoprvková síť olejové příruby

### Nastavení simulace

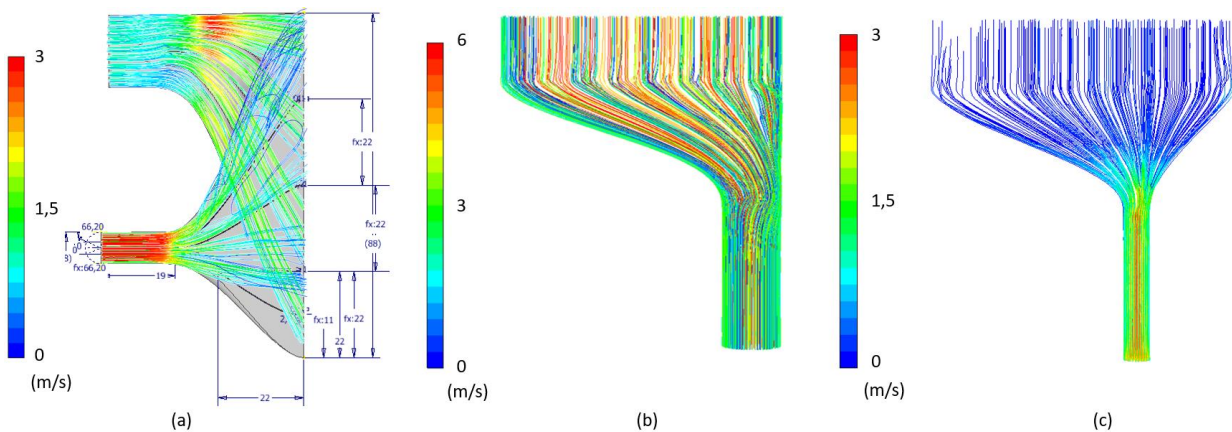
U simulací proudění v přírubách bylo počítáno s gravitačním působením. Řešení probíhalo na základě tlaku pro stacionární proudění. Model proudění použitý pro simulace vycházel z rovnic RANS, a to  $k-\varepsilon$  Realizable Non-Equilibrium Wall Functions. Po zadání hustoty, dynamické viskozity, v případě řešení úloh přenosu tepla i měrné tepelné kapacity a součinitele tepelné vodivosti, byly aplikovány okrajové podmínky. Pro vtoky byly použity podmínky „velocity inlet“ s nastavením turbulentní intenzity (5 % pro hydraulické průměry 1 mm a vyšší, 2 % pro průměry nižší) a hydraulického průměru. Pro výtoky bylo použito okrajových podmínek „Pressure outlet“ se stejným nastavením turbulentní intenzity. Bylo používáno metod výpočtu tlaku a hybnosti prvního řádu, které po dosažení konvergence byly přenastaveny na rovnice řádu druhého. Konvergence byla hlídána manuálně, kdy kritériem zastavení výpočtu bylo dosažení reziduí nižších než  $5 \cdot 10^{-4}$ . V průběhu výpočtu byla hlídána hodnota  $Y^+$ , která nesměla překročit hodnotu 100, kdy již nejsou konečnoprvkovou sítí pokryty turbulence v mezní vrstvě kapaliny.

### 5.8.3 Optimalizace

Optimalizace přírub probíhala v několika krocích. Nejprve byl optimalizován průtočný objem příruby, kde se sledovaly turbulentní víry a průběh rychlostí kapaliny, viz obr. 5-33. Dalším krokem bylo dosažení rovnoměrného průtoku na výstupu z příruby a zabránění víření kapaliny. Z toho důvodu bylo těleso opatřeno rozváděcími lamelami. Postupnou úpravou jejich polohy, rozměrů a počtu lamel byl optimalizován průtok segmenty chladiče (obr. 5-34).



obr. 5-33 Minimalizace víření kapaliny v průtočném objemu (a) – výchozí tvar, (b) – optimalizovaný tvar



obr. 5-34 Optimalizace průtočných kanálů: (a) – výchozí stav, (b) – konečný návrh příruby vodního okruhu, (c) – konečný návrh příruby olejového okruhu

### 5.8.4 Kritérium ukončení optimalizace

Kritériem ukončení optimalizačního procesu byl 20% rozdíl mezi průměrnou výstupní rychlostí příruby a rychlostí nejvyšší, respektive nejnižší, viz rovnice ( 5.24 ). Výkon chladiče při nižším i vyšším průtoku v obou segmentech představuje maximálně 2 % celkového výkonu, což je 90 W.

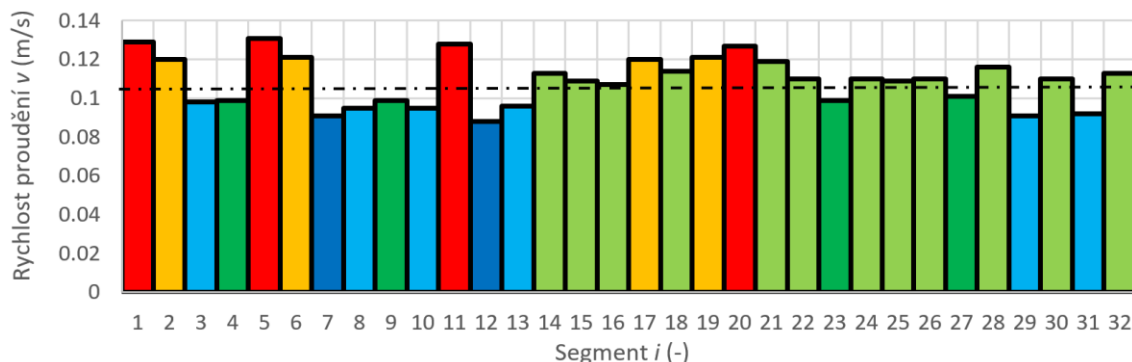
$$\frac{\bar{v}_{max} - \bar{v}}{\bar{v}} \cdot 100 < 20 \% \text{ a zároveň } \frac{\bar{v} - \bar{v}_{min}}{\bar{v}} \cdot 100 < 20 \% \quad ( 5.23 )$$

kde:

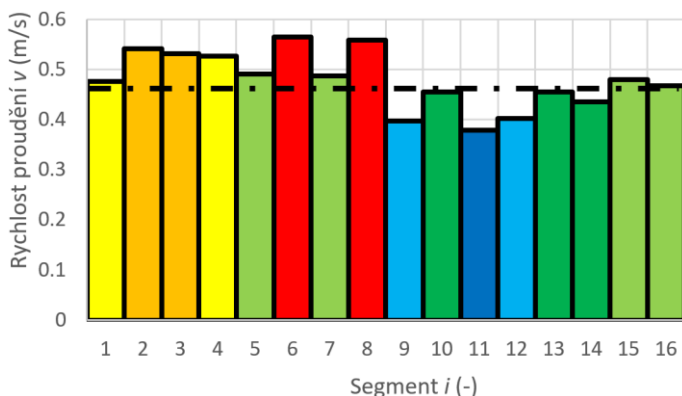
$\bar{v}$	$m \cdot s^{-1}$	je průměrná výstupní rychlost proudění přírubou
$v_{max}$	$m \cdot s^{-1}$	- maximální průměrná výstupní rychlost proudění segmentem příruby
$v_{min}$	$m \cdot s^{-1}$	- minimální průměrná výstupní rychlost proudění segmentem příruby

### 5.8.5 Vyhodnocení optimalizace přírub chladiče

Na základě kritéria ukončení optimalizace byl stanoven konečný design příruby. Z rozložení výstupních rychlostí (obr. 5-35 a obr. 5-36) je patrné, že v určitých segmentech není průtok rovnoměrný a je možné příruby nadále optimalizovat. Potřebná změna polohy rozváděcích lamel je ale v této fázi optimalizace v řádech 0,01 mm, a tedy i z výrobního hlediska není nutné v optimalizaci pokračovat. Optimalizované řešení (celkem 45 iterací) vykazuje tlakové ztráty v olejovém okruhu  $\Delta p_{fl;o} = 0,09$  bar a příruba vodního okruhu  $\Delta p_{fl;w} = 0,01$  bar.



obr. 5-35 Rozložení průměrné rychlosti proudění na segment příruby olejového okruhu



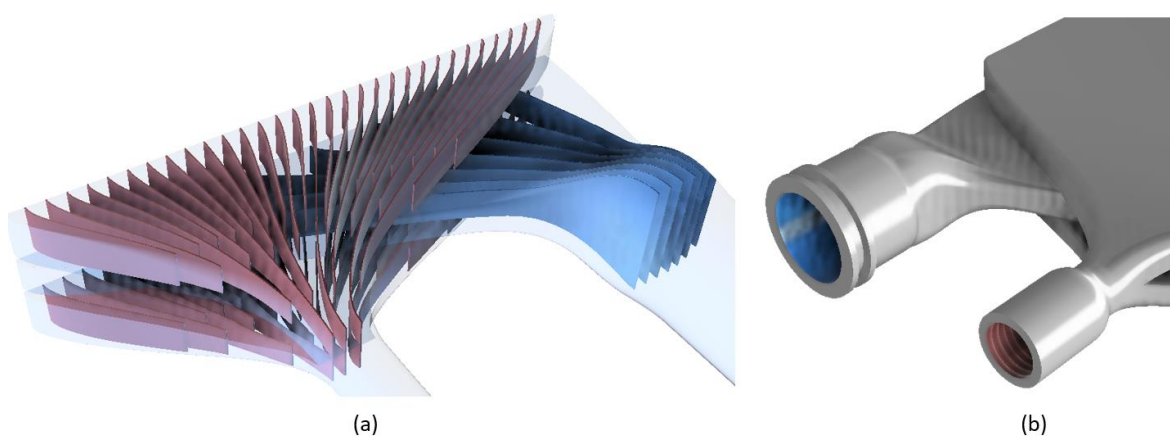
obr. 5-36 Rozložení průměrné rychlosti proudění na segment příruby vodního okruhu

### 5.8.6 Dokončení modelu chladiče

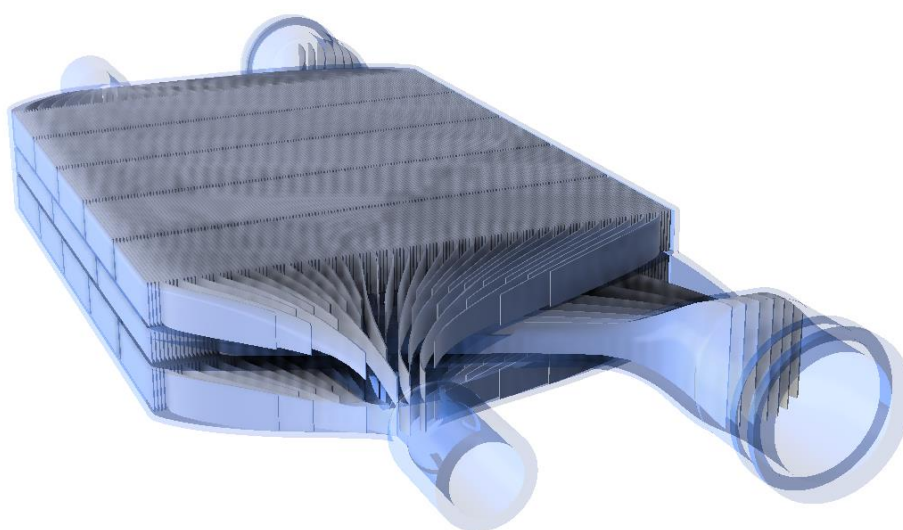
Pro dokončení modelu byl průtočný objem přírub odečten od vnější obálky. Pro výrobu na kovové tiskárně byly následně odděleny tenké stěny (obr. 5-37), které se vyráběly při rozdílných procesních parametrech (obr. 5-37 (a)). Výstupní příruby byly zvoleny symetrické ke vstupním.



Další nezbytnou součástí bylo vyřešení připojení chladiče do průtočných okruhů. Ke spojování komponentů ve vodním okruhu tým TU Brno Racing používá rychloupínací trubkové spony Wiggins 12-3/4“, proto byl vtok opatřen osazením pro O-kroužek a vnější průměr válcové části byl vyztužen zvětšením vnějšího průměru. V olejovém okruhu je použit systém firmy QSP, kde fitinky jsou osazeny jemným závitem UNF 9/16“-18 s těsnicí 30° kuželovou plochou (JIC 6). Vzhledem k obtížnému obrábění tohoto prvku, bylo rozhodnuto o přípravě modelu chladiče pro výrobu vnitřního závitu M12x1,5, do kterého přijde zasadit přímá fitinka D06 QSP. Výsledná podoba chladiče je zobrazena na obr. 5-38



obr. 5-37 Příruby chladiče: (a) – rozváděcí lamely, (b) - připojovací prvky chladiče

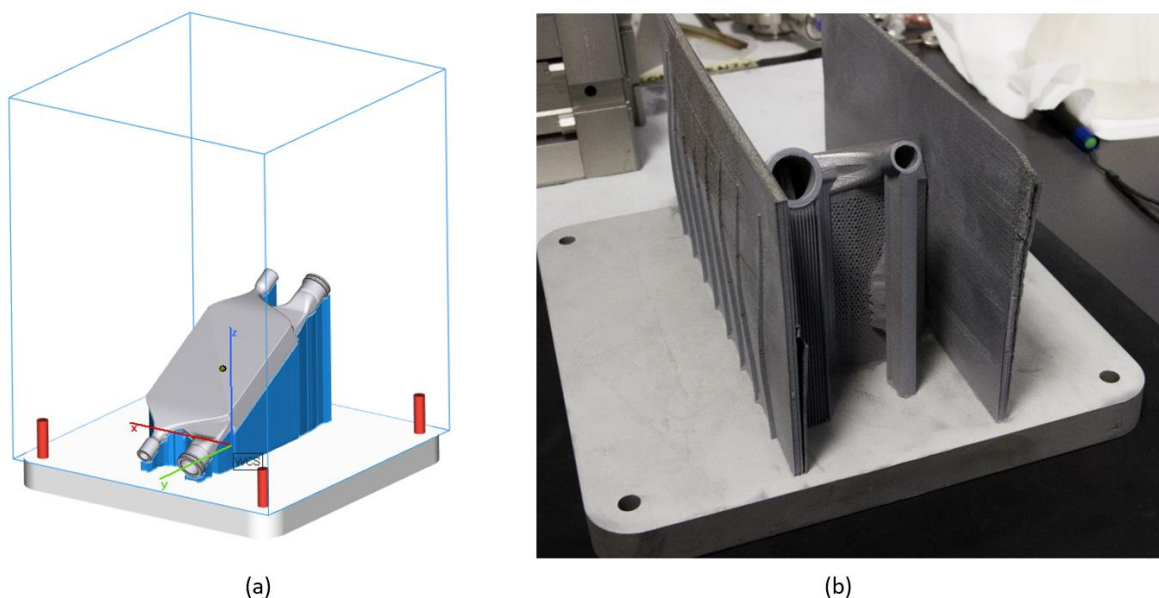


obr. 5-38 Navržený chladič se znázorněným žebrováním

## 5.9 Výroba chladiče

### 5.9.1 Preprocessing

Vyexportovaný .STL soubor, skládající se ze dvou modelů (žebrování, vnější obálka), byl nahrán do programu Materialise Magics. V tomto prostředí proběhla příprava dat pro výrobu. Díl byl umístěn na střed podložky, souhlasně orientován ve směru nanášení prášku a natočen pod úhlem 30° od podložky (obr. 5-39 (a)). Podpůrné struktury byly generovány pouze z podložky pro vnější plášť. Pro tuto stavbu nebyly přidány žádné struktury odvádějící teplo z tisku, ani zaslepeny díry.



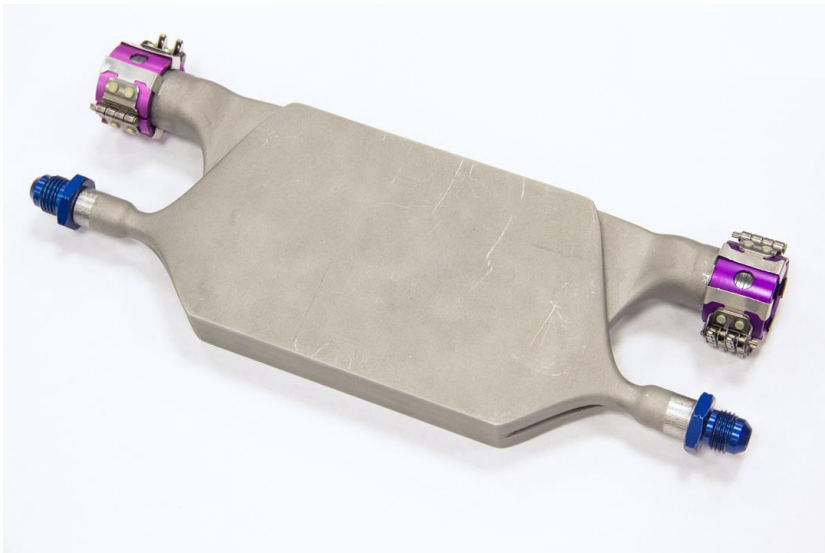
obr. 5-39 Výroba chladiče: (a) připravená data stavby a (b) vytištěný chladič

### 5.9.2 Výroba

Stavba dílu probíhala 42 hodin. Důvodem takto velkého časového úseku je problematické nanášení prášku při vrstvě 30  $\mu\text{m}$  a chyba snímače prášku, která zapříčinila manuální doplňování recoateru práškem.

### 5.9.3 Postprocessing

Po odsátí prášku z podpůrných struktur byl chladič odříznut od podložky. Proběhlo odlomení podpor a následovalo vyplavení prášku z vnitřních prostor chladiče. Ten byl odstraněn pomocí stlačeného vzduchu. Vnější plášť chladiče byl přebroušen smirkovým papírem a opískován. Drážky pro O-kroužek byly vyhlazeny a následně byl vyřezán závit M12x1,5 do přírub olejového okruhu.



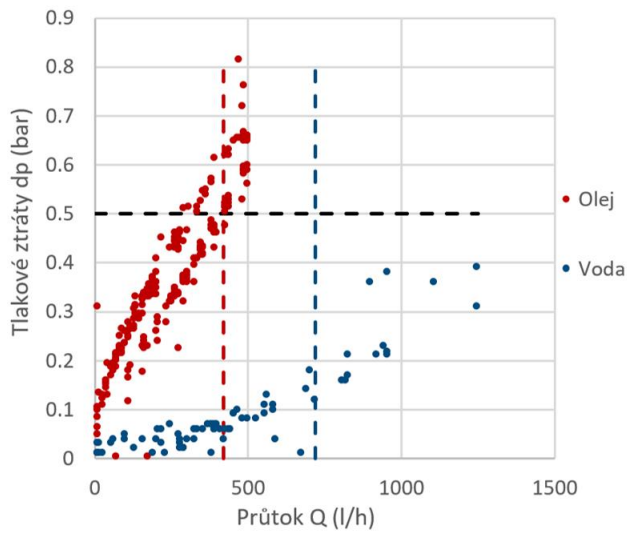
obr. 5-40 Chladič osazený fitinkami a sponami

## 5.10 Ověření parametrů chladiče

Vyrobené těleso chladiče nemusí ve skutečnosti dosahovat navržených parametrů. Z tohoto důvodu proběhlo ověření vlastností chladiče na testovacím standu. Prvotní testy proběhly pro ověření tlakových ztrát a následovalo měření výkonu chladiče, které bylo porovnáno s parametry navrhovaného teplosměnného tělesa při ekvivalentních podmínkách testu.

### 5.10.1 Měření tlakových ztrát

Testovací okruh z dřívějších měření byl opatřen upravenými fitinkami pro připojení chladiče (obr. 5-41 (b)). Měření probíhalo při proměnných otáčkách čerpadla, které simulovaly reálné podmínky výměníku. Jak je patrné z grafu (obr. 5-41 (a)). Oproti predikovaným hodnotám ( 5.25 ) se jedná o malé navýšení. To může být způsobeno dosud nevyplavenými částicemi kovového prášku. Obdobný jev byl pozorován i u předešlých měření, kde se postupně tlakové ztráty měřených elementů snižovaly. Tlakový gradient ve vodním okruhu ( 5.26 ) již stanoveným parametrům z optimalizace neodpovídá. Vyšší tlakový gradient vodního okruhu spočívá ve vysoké viskozitě vody při nízké teplotě okolí, viz výpočet ( 5.29 ).



(a)



(b)

obr. 5-41 Měření tlakových ztrát chladiče: (a) znázornění výsledků tlakových ztrát v závislosti na průtoku chladičem, (b) měřící okruh tlakových ztrát

$$\Delta p_f = \Delta p_{c;f} + 2 \cdot \Delta p_{fl;f} \quad (5.24)$$

Analyticky stanovené tlakové ztráty olejového okruhu:

$$\Delta p_o = \Delta p_{c;o} + 2 \cdot \Delta p_{fl;o} = 0,30 \text{ bar} + 2 \cdot 0,09 = 0,48 \text{ bar} \quad (5.25)$$

Analyticky stanovené tlakové ztráty vodního okruhu:

$$\Delta p_w = \Delta p_{c;w} + 2 \cdot \Delta p_{fl;w} = 0,02 \text{ bar} + 2 \cdot 0,01 = 0,04 \text{ bar} \quad (5.26)$$

kde:

$\Delta p_f$	bar	je celkový tlakový gradient kapaliny
$\Delta p_{c;f}$	bar	– tlakový gradient v tělese chladiče
$\Delta p_{fl;f}$	bar	– tlakový gradient v přírubách

Pozn.: Index  $f$ - veličina vztahující se k žebrování (*fin*)  
 $fl$ - veličina vztahující se k přírubě (*flange*)

Stanovení tlakových ztrát výpočtového modelu při podmínkách měření

$$T_{w;i} \cong T_{w;o} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_w = 998,2 \text{ kg/m}^3$$

$$v_w = 0,915 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$Q_w = 12,0 \text{ l/min}$$

$$a_w = 0,4 \text{ mm}$$

$$b_w = 5,0 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{c;w} = f \cdot \frac{L_c}{D_{h_w}} \cdot \frac{v_w^2 \cdot \rho_w}{2} \quad (5.27)$$

$$f = 214,68 \cdot Re^{-1,36} \quad (5.28)$$

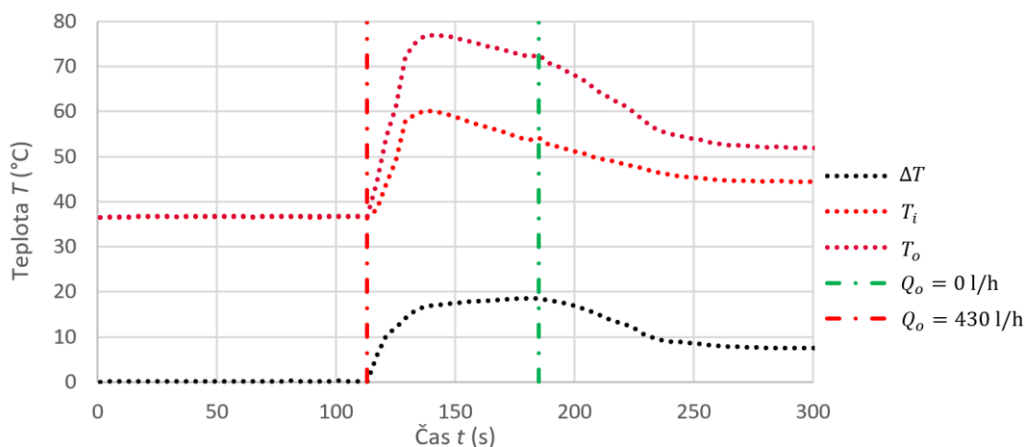
$$\Delta p_{c;w} = 214,68 \cdot \left( \frac{Q_w \cdot 2 \cdot a_w \cdot b_w}{(a_w \cdot b_w \cdot a_w + b_w) \cdot v_w} \right)^{-1,36} \cdot \frac{L_c \cdot (a_w + b_w) \cdot \rho_w}{4 \cdot a_w \cdot b_w} \cdot \left( \frac{Q_w}{a_w \cdot b_w} \right)^2 \quad (5.29)$$

$$\Delta p_{c;w} = 0,3 \text{ bar}$$

Teoreticky stanovené tlakové ztráty teplosměnného tělesa vodního okruhu při podmínkách měření  $T_w \cong 22 \text{ } ^\circ\text{C}$  vycházejí 0,3 bar, tedy návrh vodního okruhu vykazuje nižší tlakové ztráty.

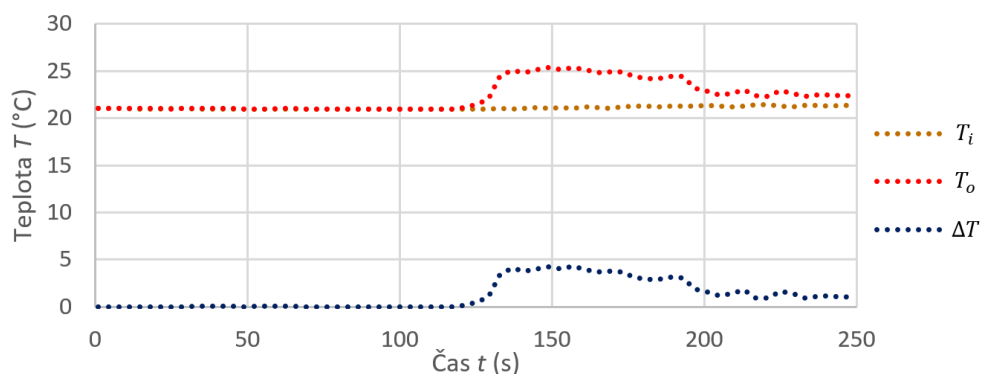
## 5.10.2 Měření výkonu chladiče

V tomto testu byl nutný průtok oběma okruhy zároveň. Pro měření byla zvolena stejná koncepce jako u reálného chladiče, kde olejový okruh je chlazeným médiem. Z toho důvodu byl používán olej VG 22 ohřátý na teplotu  $80 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Průtok segmenty byl nastaven na průměrné hodnoty v okruzích reálného chladiče.



obr. 5-42 Průběh teplot v olejovém okruhu v průběhu měření (Pozn.: Index  $i$  – vstup;  $o$  – výstup)

Z naměřených hodnot byly maximální teplotní spád ( $\Delta T_o = 18,5 \text{ K}$ ) při teplotě na vstupu chladiče ( $T_{o,i} = 53,6 \text{ °C}$ ) a průměrný průtok ( $Q_o = 430,3 \text{ l/h}$ ) dosazeny do regresních křivek vlastností oleje a kalorimetrické rovnice pro výpočet výkonu měřeného uspořádání ( $P_m$ ). V průběhu měření nebylo dosaženo konstantního tepelného spádu olejového okruhu, viz obr. 5-42. Důvodem je nekonstantní teplota na vstupu chladiče, která zároveň způsobuje změnu vlastností kapalin. Závislost vlastností provozních kapalin na teplotě je uvedena v příloze (Příloha C).



obr. 5-43 Graf průběhu teplot ve vodním okruhu při průtoku  $Q_w = 716,7 \text{ l/h}$   
(Pozn.: Index  $i$  – vstup;  $o$  – výstup)

Výpočet teoretického výkonu optimalizovaného chladiče ( $q$ ) byl založen na analytickém modelu optimalizovaného chladiče při podmínkách měření. K hodnotám z olejového okruhu byla přidána průměrná teplota na vstupu chladiče ( $T_{w,i} = 21,1 \text{ °C}$ ), maximální teplotní spád vody ( $\Delta T_o = 4,3 \text{ K}$ ) a průměrný průtok vodním okruhem ( $Q_w = 716,7 \text{ l/h}$ ).

$$P_m = Q_o \cdot \rho_o \cdot c_{p_o} \cdot \Delta T_o$$

$$P_m = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot 878,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 1936,8 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 18,5 \text{ K}$$

$$P_m = 3761,6 \text{ W}$$

$$q = 2 \cdot \frac{\Delta T_{LM}}{R_{tot}} = 2 \cdot \frac{20,2 \text{ K}}{0,012 \frac{\text{K}}{\text{W}}} = 3277,1 \text{ W}$$

$$P_m > q$$

Výkon navrženého chladiče dosahuje vyššího tepelného výkonu, než je požadováno. Při daných podmínkách měření je bezpečnost návrhu **15 %**.

## 6 DISKUZE

### 6.1 Shrnutí práce

V rámci diplomové práce byl vyvíjen chladič oleje (typ olej-voda) vyráběný metodou SLM pro použití v závodním monopostu Formule Student Dragon 10. Požadavky kladené na návrh vycházely z dosud používaných chladičů týmem TU Brno Racing, jakými byl například chladič Laminova, nebo vzduchem chlazený výměník od firmy Hanon Systems.

Na základě získaných teoretických poznatků byla stanovena desková koncepce chladiče. Tento koncept umožňuje snadnou výrobu pomocí aditivních technologií a nevýhoda v podobě velké hmotnosti je eliminována použitím pouze 3 průtočných kanálů (dva olejové vnější, jeden vodní středový). Deskové chladiče ale použitím velkého množství desek maximalizovaly výkon chladiče. To je u navrženého chladiče nahrazeno tenkostěnným žebrováním obdobnému výměníku Laminova.

Použití chladiče typu olej-voda, nehledě na koncepci, klade vysoké nároky na chladič vody. Ten musí být dostatečně dimenzován pro odebrání přebytečného tepla nejen motoru, ale i chladiče oleje. Špatným návrhem dochází k problémům při mazání, ale hrozí také zadření motoru z důvodu nedostatečného chlazení. Proto nutně nemusí vysoká teplota v olejovém okruhu být důsledkem špatně navrhnutého chladiče oleje. Za předpokladu dostatečného výkonu chladiče vody je zapojení výměníku olej-voda do chladicích okruhů umožněno dvěma způsoby. První možnost pro chlazení využívá ohřátou vodu z bloku motoru. Teplotní rozdíl kapalin na vstupu je samozřejmě malý, a tak řešením je velké teplosměnné těleso teoreticky umožňující požadované chlazení. V průběhu intenzivního závodu je možné dosáhnout teploty ve vodním okruhu vyšší než 100 °C, a tak v místech nižšího tlaku může vzniknout parní polštář, který v konečném důsledku sníží výkon chladiče. Druhé řešení využívá proudění studené vody z chladiče, což umožňuje navrhnout kompaktní tepelný výměník a zároveň snížit těžiště formule. Důvodem je umístění výtoku z chladiče vody ve spodní části monopostu. Také je snížena hmotnost potrubí vody i oleje díky zkrácení vzdálenosti k pohonné jednotce.

Podle konečné koncepce byl sestaven výpočetní model založený na metodě tepelných odporů a Darcy-Weissbachovy rovnice tlakových ztrát. Připravený výpočet zanedbává radiaci, vnější stěnu chladiče a přenos tepla do okolí. Všechny tyto vlivy podhodnocují celkový výkon chladiče a návrh podle tohoto modelu byl naddimenzován. Pro návrh teplosměnného tělesa nebylo použito CFD simulací z důvodu potřebného vysokého počtu elementů konečnoprvkové sítě tenkostěnného chladiče, který dostupná licence programu Ansys Fluent nepodporovala.



Na základě výpočetního modelu, zmenšováním průtočného objemu dochází ke zvyšování konvektivního přenosu tepla, a snížením tloušťky stěn je možné použít většího počtu žeber, čímž je navýšena celková teplosměnná plocha. Tohoto přístupu využívá také chladič Laminova [25], který používá tloušťku žeber 0,2 mm s rozměry průtočných kanálů (0,3 × 4) mm. Možnosti výroby takto tenkých stěn pomocí technologie SLM jsou omezené zvoleným materiálem AlSi7Mg0,6 a vyvinutými procesními parametry. Tiskem tenkých stěn se zabýval Wang [30]. Používal nerezovou ocel a jím dosažená nejtenčí stěna měřila 140 μm. Procesní parametry hliníkové slitiny jsou ale diametrálně odlišné, proto byl proveden vývoj procesních parametrů tenkých stěn. Ty vycházely z diplomové práce Zvoníčka [54]. Nejprve byl zkoumán vliv zaostření laseru, kde výsledná hodnota zaostření je stanovena  $FO = 6$  mm pro všechny použité výkony laseru 325÷400 W. Zvolená hodnota se nenachází v ohnisku, avšak z měření vykazuje nejnižší drsnost a tloušťku stěn. Tento test simuloval tvorbu stěny jedním přejezdem laseru, avšak obdélníkový průřez žebra je vždy skenován po konturách, tedy pro zjištění skutečné tloušťky bylo nutné aplikovat odsazení trajektorie laseru od kontury žebra (parametr „Beam Compensation“). Bylo použito 10 sad procesních parametrů pro výšku vrstvy 30 a 50 μm a vzdálenost šraf laseru 0 ÷ 0,1 mm. Tenké stěny vyráběné při vzdálenosti šraf laseru 0 mm vykazovaly nejtenčí struktury a nejnižší drsnosti. Použitím výšky vrstvy 30 μm došlo ke snížení nejmenší dosažené tloušťky z 242 na 166 μm. Dále se ukázal negativní vliv plošné hustoty energie na tloušťku stěny a drsnost povrchu.

Následující testy na zařízení SLM předpokládaly výrobu mikrochladičů, na kterých by byly měřeny tlakové ztráty a výkonnostní parametry. Proto byla provedena příprava testovacího okruhu. Zařízení umožňovalo měření vzorků při objemovém průtoku až 1800 l/h, tlakových ztrát 0 ÷ 5 bar pro rozsahy teplot 0 ÷ 80 °C. Pro výkonnostní testy bylo použito výhřevu o výkonu 0 ÷ 640 W.

Testování tištěných mikrochladičů bylo provedeno pro zpřesnění výpočetního modelu, a to konkrétně výkonu a tlakových ztrát. V první sadě měření byly testovány vyrobené chladiče se vzdáleností stěn 0,2 ÷ 0,5 mm. Na základě tlakových ztrát se potvrdil vliv vzdálenosti stěn na sintraci okolního prášku k povrchu. Měření bylo ovlivněno nevhodnou orientací stavby, kdy došlo k plošnému smrštění vrchní vrstvy, čímž byla změněna geometrie průtočných kanálků, ale vliv vzdálenosti žeber na zhoršení kvality povrchu nebyl pozorován nad 0,35 mm. Vliv orientace stavby na vznik drossu byl sledován v následujícím testu. Byly postaveny chladiče pod úhlem 30°, 45°, 60° a 90°. Úhel stavby 30° nevykazuje žádné známky zhoršení povrchu horní stěny. Při tisku vzorku pod úhlem 90° došlo k nedostatečnému spojení žeber s objemovým dílem vlivem odsazení trajektorie laseru. Měřením tlakových ztrát různých geometrií vzorků v olejovém okruhu byla vytvořena křivka Moodyho diagramu, která byla proložena mocninou funkce  $f = 214,68 \cdot Re^{-1,36}$ .



V průběhu měření tlakových ztrát při nízkých průtocích docházelo k chybnému vyhodnocení z důvodu šumu snímačů. Problémem byly nízké tlakové spády chladičů. Řešením problému bylo použití viskóznější kapaliny, oleje viskozitní třídy VG 22. Zvolený turbínový průtokoměr ale není vhodný pro měření velmi viskózních kapalin, proto při měření průtoku za konstantních otáček docházelo k podhodnocování měřeného průtoku oproti vodnímu oběhu. Maximální odchylka od průtoku vodním okruhem činila 15 %.

Pro zpřesnění výpočtu výkonu byl vytvořen koncept měření teplotního gradientu na chladiči s konstantní teplotou vnější stěny. Podle analyticky odvozeného výpočtu byl sestaven graf závislosti Nusseltova čísla na čísle Graetzově. Z grafu vyplývá dobrá shoda s modelem výpočtu podle Hausena [2]. Při stanovení průměrného součinitele přestupu tepla z měření byl použit výpočet výkonu nekonečně dlouhého žebra, což mělo za následek podhodnocení skutečného součinitele přestupu tepla, který následně vstupuje do výpočtů navrhovaného chladiče. I v tomto případě je návrh teplosměnné plochy naddimenzován.

Na základě ověřeného analytického modelu byla provedena optimalizace teplosměnného tělesa. Po zjištění závislostí rozměrů na výsledné chování chladiče bylo nutné měnit pouze tři parametry: výšku žebra v olejovém okruhu  $b_w$ , délku chladiče  $L$  a šířku chladiče  $w$ . Důvodem je optimalizace chladiče vzhledem k hmotnosti. Pokud by cíleným návrhem byl maximální výkon při zachování tlakových ztrát, mezi parametry ovlivňující návrh by patřila také výška žebra ve vodním okruhu  $b_o$  a vzdálenost žebrování  $a_w$  a  $a_o$ . Stanovená kritéria pro teplosměnné těleso byly hmotnost  $m < 0,3$  kg, výkon  $P > 4,5$  kW a tlakové ztráty v olejovém okruhu  $\Delta p_o < 0,3$  bar. Důvodem zpřísněných parametrů návrhu jsou předpokládané tlakové ztráty a navýšení hmotnosti při návrhu přírub chladiče. Parametry optimalizovaného tělesa chladiče splnily stanovená kritéria, kdy získané hodnoty jsou hmotnost tělesa chladiče  $m = 0,28$  kg, výkon chladiče  $P = 4524$  W a tlakové ztráty v olejovém okruhu  $\Delta p_o = 0,30$  bar. Tlakové ztráty ve vodním okruhu  $\Delta p_w = 0,02$  bar splňují požadavky nízkých tlakových ztrát ze zadání práce. Při optimalizaci byl zjištěn zásadní vliv součinitele tepelné vodivosti oleje na celkový výkon teplosměnného tělesa, proto pro další vývoj chlazení oleje je možné se zaměřit i na oblast dotování maziva částicemi zlepšujícími vedení kapaliny s ohledem na tribologické vlastnosti.

Následoval návrh přírub chladiče. Ten probíhal iterativně s využitím simulací v programu Ansys Fluent. Byla sledována průměrná rychlost na plochách výtoků a měněna geometrie průtočného objemu se změnou tvaru rozváděcích lamel. Kritérium zastavení optimalizace se řídilo vztahem:

$$\left( \frac{\bar{v}_{max} - \bar{v}}{\bar{v}} \cdot 100 < 20 \% \text{ a zároveň } \frac{\bar{v} - \bar{v}_{min}}{\bar{v}} \cdot 100 < 20 \% \right)$$

Vliv nerovnoměrnosti takového průtoku představuje maximálně 90 W z celkového výkonu chladiče. Pokračování v optimalizaci ani není výhodné z hlediska výroby, která již nedosahovala přesnosti požadované změny geometrie chladiče. Optimalizované příruby byly opatřeny přípojovacími prvky pro trubkové spony Wiggins na vodním okruhu a díru pro závit M12x1,5 pro přímou fitinku D06 QSP na olejovém okruhu. Příruby výtoku kapaliny byly vytvořeny zrcadlením přírub vtokových. Pro zajištění těsnosti chladiče byla použita tloušťka stěny 1 mm, která byla stanovena na základě předchozích zkušeností se stavbou tepelných výměníků.

Následně proběhla stavba prototypu. Příprava dat pro tisk vyžadovala pouze vygenerování podpůrných struktur mezi základnou a chladičem. Piny pro odvod tepla z tisku a zaslepení otvorů použito nebylo. Stavba dílu trvala 44 hodin z důvodu vadného snímače recoateru, kdy bylo nutné manuálně doplňovat prášek z hlavního zásobníku a dále nestabilního nanášení 30 $\mu$ m vrstvy. Výsledná hmotnost chladiče je 320 g.

Při ověření výkonu chladiče se vyskytly problémy související s malým objemem kapaliny v olejovém okruhu a nízkou měrnou tepelnou kapacitou použitého oleje. Měřením výkonného chladiče došlo k výrazné změně vlastností oleje z důvodu rychlého poklesu teploty v měřeném okruhu, avšak vyhodnocením měření s vlastnostmi kapaliny při aktuální teplotě byl tento problém eliminován.

## 6.2 Výsledky testu navrhnutého chladiče

Ověření vlastností chladiče vycházelo z měření tlakového spádu v olejovém a vodním okruhu. Otáčky čerpadla byly proměnlivě měněny pro simulování reálného průtoku kapaliny chladičem. Z průběhu měření je patrné postupné snižování tlakových ztrát. Důvodem je vyplavování nasintrovaného prášku na stěnách žebrování. Výnos tohoto prášku byl pozorován i u předchozích měření, kde docházelo ke změně tlakového gradientu v závislosti na „čištění“ žebrování chladiče. Obvyklá doba ustálení tlakového gradientu pro malé chladiče byla cca 15 minut provozu. Chladič před ověřovacím měřením touto fází záběhu neprošel. Tlakové ztráty v olejovém okruhu činí 0,5 ÷ 0,6 bar pro průměrný průtok olejovým okruhem formule 7 l/min. Predikovaný tlakový spád chladiče 0,48 bar lze považovat za správně stanovený. Vodní okruh při průměrném průtoku chladičem 12 l/min dosahuje tlakových ztrát 0,15 bar. Jedná se o trojnásobek stanovené hodnoty z optimalizace teplosměnného tělesa, avšak takto vysoké číslo je způsobeno změnou viskozity vody. Po zavedení vlivu podmínek měření je teoreticky stanovený tlakový spád teplosměnného tělesa 0,3 bar. Navržený vodní okruh tedy splňuje podmínku zajištění minimálních tlakových ztrát.

Při měření výkonnostních parametrů chladiče již byl zahrnut vliv podmínek měření. Měřený chladič při nízkých teplotách není schopen dosáhnout navrženého výkonu. Důvodem jsou nižší měrné tepelné kapacity kapalin a nižší součinitel tepelné vodivosti ve vodním okruhu. Měření bylo navrženo pro simulaci reálné situace chladiče. Omezením byla maximální teplota pro snímač průtoku 80 °C. Z toho důvodu byl výhřev olejového okruhu omezen touto hodnotou. Naměřené výsledky byly porovnány s ekvivalentním výkonem optimalizovaného chladiče při teplotách daného prostředí. Výsledkem měření je stanovený výkon chladiče 3761 W, oproti teoretickému 3277 W. Pro dané podmínky bylo dosaženo vyššího výkonu o 15 %. Měření v monopostu Dragon 9 nebylo možné provést z důvodu testovacího plánu týmu TU Brno Racing v termínech po odevzdání této práce.

### 6.3 Vývoj chladiče

Z důvodu návrhu nové chladicí soustavy pro vůz Dragon 10 bude nutné provádět testování chladičů vody i oleje. Protože výkonnost jednoho chladiče přímo ovlivňuje výkonnost druhého, je možné, že optimální řešení změni poměr v parametrech chladičů, a tedy bude nutné upravit návrh řešeného výměníku. Připravený analytický výpočetní model s určeným postupem optimalizace chladiče, stanovený postup návrhu přírub a zvládnutý proces výroby poskytuje týmu TU Brno Racing možnosti, pomocí kterých jsou schopni navrhnout chladiče olej-voda s přizpůsobenými parametry chlazení.

## 7 ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo vyvinout a zhotovit aditivně vyráběný výměník tepla pro závodní monopost Formule Student. Technologie výroby umožnila využití potenciálu jednotlivých koncepcí chlazení a dosáhnout tak optimálního designu chladiče, který zajistil minimální hmotnost. Vyvíjený chladič oleje je klíčovou součástí, která nevhodným návrhem může negativně ovlivnit výkon motoru a jeho životnost, proto bylo dbáno na dostatečný chladičí výkon navrhovaného zařízení.

Cíle práce vycházely z doposud používaného řešení výměníku olej-vzduch. Parametry tohoto chladiče byly stanoveny jako výchozí, avšak změnou koncepce na olej-voda bylo nutné dále upravit umístění tepelného výměníku s ohledem na vodní chlazení, zástavbový prostor a změnu vlastností monopostu.

Zvolené koncepční řešení vychází z deskového chladiče s tenkostěnným žebrováním, které je na limitu výrobní technologie. Proto byly navrženy procesní parametry, kterými bylo dosaženo tloušťky stěny až 0,17 mm. Použitím těchto prvků došlo k 20násobnému navýšení povrchu tří teplosměnných desek chladiče a v kombinaci s materiálem AlSi7Mg0,6 je zajištěn potřebný výkon chladiče při výrazném snížení hmotnosti. Pro stanovení rozměrů chladiče byl vytvořen analytický model zpřesněný experimentálním měřením výkonnostních parametrů a tlakového spádu testovacích mikrochladičů. Pro optimální využití možností teplosměnného tělesa byly optimalizovány příruby pomocí CFD simulací. Navrhnutý chladič byl vyroben a ověřen na testovacím okruhu simulující podmínky podobné provozním.

Návrhem bylo dosaženo 47% úspory hmotnosti chladiče (320 g) při navýšení teplotního spádu olejového okruhu na 22 °C při podmínkách závodu. To odpovídá výkonu chladiče 4,5 kW a zajišťuje tlakový spád olejového okruhu 0,5 bar, čímž jsou splněny nároky olejového čerpadla. Tlakové ztráty vodního okruhu byly minimalizovány na 0,15 bar. Na základě závěrečného měření vyrobeného chladiče byly všechny cíle práce splněny.

# 1 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PRATTE, David. Laminova Heat Exchanger - If You Can't Take the Heat ... Find A Better Heat Exchanger?. *SuperStreetOnline* [online]. El Segundo (Kalifornie): SuperStreetOnline, 2009 [cit. 2018-09-23]. Dostupné z: <http://www.superstreetonline.com/how-to/engine/modp-0912-laminova-heat-exchanger/>
- [2] BERGMAN, T. L. a Frank P. INCROPERA. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed. / . Hoboken, NJ: Wiley, c2011. ISBN 978-0-470-50197-9.
- [3] Studenstská formule. *TU Brno Racing* [online]. Brno: TU Brno Racing, 2016, 45.8.2016 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.tubrnoracing.cz/cs/studentska-formule/>
- [4] Dragon 9. In: *Facebook* [online]. Brno: Tomáš Skřivánek, 2019, 10.5 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=10214197979732613&set=pcb.10214197998973094&type=3&theater>
- [5] FS-Rules. *Formula Student Germany* [online]. Nürburg: FS Germany, 2018, 10.7.2018 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [https://www.formulastudent.de/fileadmin/user\\_upload/all/2019/rules/FS-Rules\\_2019\\_V1.1.pdf](https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2019/rules/FS-Rules_2019_V1.1.pdf)
- [6] Modelování turbulentního proudění. *Chemické a potravinářské strojnictví* [online]. Praha: ČVUT, 2010 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [7] Reynolds-Averaged Approach vs. LES. *Enea Grid* [online]. Řím: Ansys, 2009, 23.1.2009 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node45.htm>
- [8] ZHAI, Zhiqiang John, Zhao ZHANG, Wei ZHANG a Qingyan Yan CHEN. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1—Summary of Prevalent Turbulence Models. *HVAC&R Research*. 2007, roč. 13, č. 6, s. 853–870. ISSN 1078-9669.
- [9] ROACHE, P. J. QUANTIFICATION OF UNCERTAINTY IN COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS. *Annual Review of Fluid Mechanics*. 1997, roč. 29, č. 1, s. 123–160. ISSN 0066-4189.

- [10] PRZECZEK, J. CFD analýza vstupního kanálu turbovrtulového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Robert Popela, PhD..
- [11] ARPACI, Vedat S. *Conduction Heat Transfer*. Ann Arbor (Michigan): Addison-Wesley Publishing Company, 1966.
- [12] HORIUCHI, Keisuke, Atsuo NISHIHARA a Kazuyuki SUGIMURA. Multi-objective optimization of water-cooled pinfin heatsinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015, roč. 81, s. 760–766. ISSN 00179310.
- [13] MICHELI, Leonardo, K.S. REDDY a Tapas K. MALLICK. Experimental comparison of micro-scaled plate-fins and pin-fins under natural convection. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2016, roč. 75, č. July, s. 59–66. ISSN 07351933.
- [14] CHEIN, Reiyu a Janghwa CHEN. Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance. *International Journal of Thermal Sciences*. 2009, roč. 48, č. 8, s. 1627–1638. ISSN 12900729.
- [15] MANIKANDA KUMARAN, R., G. KUMARAGURUPARAN a T. SORNAKUMAR. Experimental and numerical studies of header design and inlet/outlet configurations on flow mal-distribution in parallel micro-channels. *Applied Thermal Engineering*. 2013, roč. 58, č. 1–2, s. 205–216. ISSN 13594311.
- [16] ZHAO, Xi, Mingdong ZHOU, Ole SIGMUND a Casper Schousboe ANDREASEN. A “poor man’s approach” to topology optimization of cooling channels based on a Darcy flow model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018, roč. 116, s. 1108–1123. ISSN 00179310.
- [17] Výměníky tepla. *Katedra technických zařízení budov* [online]. Praha: ČVUT, 2011, 17.4.2011 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [18] Marine Heat Exchanger. *Bowman* [online]. Birmingham: Bowman, 2015, 18.9.2015 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.ejbowman.co.uk/products/SparesECPKOilCoolers.htm>
- [19] Shell Tube Heat Exchanger Design, Inspection. *Vedant Engineering* [online]. Magarpatta City: Vedant, 2019 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: Shell & Tube Heat Exchanger Design, Inspection

- [20] U Heat Exchanger. *Pt. Surya Besindo Sakti* [online]. Banten: Besindo Sakti, 2018 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.sbs.co.id/images/contents/shell.png>
- [21] Rozebíratelné výměníky tepla. *Alfa Laval* [online]. Plzeň, 2017 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.cz/produkty/penos-tepla/deskove-vymniky-tepla/rozebiratelne-deskove-vymeniky-tepla/>
- [22] Deskové výměníky. *Refri systémy* [online]. Praha: refri, 2018 [cit. 2019-03-10]. Dostupné z: <http://www.refri.cz/cz/deskove-vymeniky>
- [23] Brazed Plate Heat Exchanger. *Southwest Thermal Technology Inc.* [online]. Thousand Oaks (Kalifornie): Southwest, 2018 [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <https://www.southwestthermal.com/brazed-plate-exchanger.html>
- [24] Build your own. *Laminova: by Think Automotive Ltd* [online]. Ashford: Laminova, 2016 [cit. 2018-04-16]. Dostupné z: <http://www.laminova.se/cooler-guide/>
- [25] Laminova Graph. *Laminova: by Think Automotive Ltd* [online]. Ashford: Laminova, 2016 [cit. 2018-10-16]. Dostupné z: <http://www.laminova.se/images/products/graphs/s34.gif>
- [26] LOUVIS, Eleftherios, Peter FOX a Christopher J. SUTCLIFFE. Selective laser melting of aluminium components. *Journal of Materials Processing Technology*. 2011, roč. 211, č. 2, s. 275–284. ISSN 09240136.
- [27] DOKOUPIL, F. Zpracování slitiny 2618 pomocí technologie selective laser melting. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 123 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. David Paloušek, Ph.D.
- [28] ABOULKHAIR, Nesma T., Nicola M. EVERITT, Ian ASHCROFT a Chris TUCK. Reducing porosity in AlSi10Mg parts processed by selective laser melting. *Additive Manufacturing*. 2014, roč. 1–4, s. 77–86. ISSN 22148604.
- [29] ABELE, Eberhard, Hanns A. STOFFREGEN, Michael KNIEPKAMP, Sebastian LANG a Manfred HAMPE. Selective laser melting for manufacturing of thin-walled porous elements. *Journal of Materials Processing Technology*. 2015, roč. 215, č. 1, s. 114–122. ISSN 09240136.
- [30] WANG, Di, Shibiao WU, Yuchao BAI, Hui LIN, Yongqiang YANG a Changhui SONG. Characteristics of typical geometrical features shaped by selective laser melting. *Journal of Laser Applications*. 2017, roč. 29, č. 2, s. 022007. ISSN 1042-346X.

- [31] MUMTAZ, Kamran Aamir, Poonjolai ERASENTHIRAN a Neil HOPKINSON. High density selective laser melting of Waspaloy®. *Journal of Materials Processing Technology*. 2008, roč. 195, č. 1–3, s. 77–87. ISSN 09240136.
- [32] YADROITSEV, I., Ph BERTRAND a I. SMUROV. Parametric analysis of the selective laser melting process. *Applied Surface Science*. 2007, roč. 253, č. 19, s. 8064–8069. ISSN 01694332.
- [33] WANG, Di, Yongqiang YANG, Ziheng YI a Xubin SU. Research on the fabricating quality optimization of the overhanging surface in SLM process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2013, roč. 65, č. 9–12, s. 1471–1484. ISSN 0268-3768.
- [34] SCHURB, Julius, Harald KISSEL, Matthias HOEBEL, Laura BOGDANIC a Thomas ETTER. Additive Manufacturing of Hot Gas Path Parts and Engine Validation in a Heavy Duty GT. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. 2016, roč. 6: Ceramic, s. 1–10.
- [35] Science & Technology Thrust 2. *Louisiana State University* [online]. Baton Rouge (Louisiana): Louisiana State University, 2017 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.lsu.edu/eng/cimm/stts/2.php>
- [36] SPIERINGS, A.B., N. HERRES a G. LEVY. Influence of the particle size distribution on surface quality and mechanical properties in AM steel parts. *Rapid Prototyping Journal*. 2011, roč. 17, č. 3, s. 195–202. ISSN 1355-2546.
- [37] CALIGNANO, F. Design optimization of supports for overhanging structures in aluminum and titanium alloys by selective laser melting. *Materials & Design*. 2014, roč. 64, s. 203–213. ISSN 02613069.
- [38] WANG, Di, Shuzhen MAI, Dongming XIAO a Yongqiang YANG. Surface quality of the curved overhanging structure manufactured from 316-L stainless steel by SLM. 2015.
- [39] HATHAWAY, Brandon J., Kunal GARDE, Susan C. MANTELL a Jane H. DAVIDSON. Design and characterization of an additive manufactured hydraulic oil cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018, roč. 117, s. 188–200. ISSN 00179310.
- [40] How to design parts for Metal 3D printing. *3D Hubs* [online]. Amsterdam [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.3dhubs.com/knowledge-base/how-design-parts-metal-3d-printing#rules>



- [41] Design Guidelines. Materialise. *Materialise* [online]. Lovaň: Materialise, 2018 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.materialise.com/en/manufacturing/materials/aluminum/design-guidelines>
- [42] UUV Housing Powder Removal. *Addaero Manufacturing* [online]. Pittsburgh (Pensylvánie): Addaero, 2016, 28.10.2016 [cit. 2018-11-16]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=r2fI5mqbOrM>
- [43] SLM - Selective Laser Melting. *3D laboratory*[online]. Brno: BUT, 2015 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://3dlaboratory.cz/rapid-prototyping/>
- [44] AMPCO - Vysoko legované mědi. *Ampco* [online]. Marly: Ampco, 2016 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.ampcometal.com/cs/produkty/vysoko-legovane-medi/>
- [45] AMPCOLOY® 944. *Ampco* [online]. Marly: Ampco, 2015 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [https://www.ampcometal.com/documents/A944\\_EX\\_E.pdf](https://www.ampcometal.com/documents/A944_EX_E.pdf)
- [46] ALSI, E O S Aluminium, Installation MODE, Dual MODE, Original EOS, Parameter SET a Technical DATA. Material data sheet EOS Aluminium AlSi10Mg for EOSINT M 270 Material data sheet Technical data. 2014, roč. 49, č. 0, s. 1–5.
- [47] EN AC-42200 (AlSi7Mg0.6) Cast Aluminum. *MakeItFrom.com* [online]. London: MakeItFrom, 2009 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-AC-42200-AlSi7Mg0.6-Cast-Aluminum>
- [48] ROUČKA, Jaromír. *Metalurgie neželezných slitin*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 148 s. ISBN 80-214-2790-6.
- [49] WARMUZEK, Malgorzata. *Aluminium-Silicon Casting Alloys: Atlas of Microfractography*. 1. vyd. B.m.: ASM International, 2004. ISBN ISBN 0-87170-794-2.
- [50] LIPINSKI, Tomasz. Mechanical properties of AlSi12 alloy with aluminium bronze. In: . 2017, s. 1064–1068.
- [51] ČSN EN 1706. *Hliník a slitiny hliníku - Odlitky - Chemické složení a mechanické vlastnosti*. Praha, 2010.

- [52] SPECIAL ALLOYS. *Ampco* [online]. Marly: Ampco, 2015 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [https://www.ampcometal.com/documents/Special\\_Alloys\\_Application\\_english\\_metric.pdf](https://www.ampcometal.com/documents/Special_Alloys_Application_english_metric.pdf)
- [53] AlSi12. *MatWeb* [online]. Frankfurt: MatWeb, 2012 [cit. 2019-03-19]. Dostupné z: <http://www.matweb.com/search/datasheettext.aspx?matid=10088>
- [54] ZVONÍČEK, Josef. HLINÍKOVÉ SLITINY ALSI7 TECHNOLOGIÍ SELECTIVE. B.m., 2017. b.n.
- [55] Viscosity of Engine Oil. Anton Paar. 2015. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil/>
- [56] MURPHY. Lubricants - XLRotor. B.m.: Rotating Machinery Analysis, Inc. 2018. Dostupné z: [www.xlrotor.com/Lubricant\\_properties\\_calculator.XLS](http://www.xlrotor.com/Lubricant_properties_calculator.XLS)
- [57] Fluid Properties. *Anton Paar* [online]. Graz: Anton Paar, 2019 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/en/water/>
- [58] Water - Heat Capacity (Specific Heat). *The Engineering Toolbox* [online]. Auckland: The Engineering Toolbox, 2012 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d\\_660.html](https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d_660.html)
- [59] Moody Diagram. <https://en.wikipedia.org/> [online]. wiki, 2016 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Součinitel\\_ztráty\\_třením#/media/File:Moody\\_EN.svg](https://cs.wikipedia.org/wiki/Součinitel_ztráty_třením#/media/File:Moody_EN.svg)
- [60] EpoKwick-FC. *Berg Engineering & Sales Company, Inc* [online]. Rolling Meadows (Illinois): Berg & Sales, 2018 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.bergeng.com/product/EpoKwick-FC.html>
- [61] Měření teploty pomocí Pt100. *Arduino návody* [online]. Havlíčkův Brod: AS, 2016 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://navody.arduino-shop.cz/arduino-projekty/mereni-teploty-pomoci-pt100.html>

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Zkratka	Význam
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
FS	Formula Student
LES	Large Eddy Simulations
LMTD	Logarithmic mean temperature difference
NTU	Number of Transfer Units
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SLM	Selective Laser Melting
STL	STereoLitography
TU Brno Racing	Technical University Brno Racing

Veličina	Jednotka	Popis
$D_{hf}$	m	– hydraulický průměr
$\dot{m}_h$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	– hmotnostní průtok horké kapaliny
$\dot{m}_c$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	– hmotnostní průtok studené kapaliny
$\bar{h}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	– průměrný součinitel přestupu tepla
$h_f$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	– součinitel přestupu tepla
$h_o$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	– součinitel přestupu tepla olejového okruhu
$h_w$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	– součinitel přestupu tepla vodního okruhu
$\Delta T_1$	K	– rozdíl teplot na vstupu chladiče
$\Delta T_2$	K	– rozdíl teplot na výstupu chladiče
$\Delta T_{lm}$	K	– střední logaritmický teplotní rozdíl
$\Delta p_{c,f}$	bar	– tlakový gradient v tělese chladiče
$\Delta p_f$	bar	– celkový tlakový gradient kapaliny
$\Delta p_{fl,f}$	bar	– tlakový gradient v přírubách
$A_c$	$\text{m}^2$	– podélný průřez žebra
$A_{c;o}$	$\text{m}^2$	– podélná plocha žebra v olejovém okruhu
$A_{c;w}$	$\text{m}^2$	– podélná plocha žebra ve vodním okruhu
$A_s$	$\text{m}^2$	– povrch teplosměnné plochy
$C_h$	$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$	– tepelná kapacita proudící horké kapaliny

$C_{min}$	$W \cdot K^{-1}$	– minimální tepelná kapacita proudící kapaliny
$C_r$	–	– poměr tepelných kapacit
$D_h$	m	– hydraulický průměr
$D_{h;o}$	m	– hydraulický průměr kanálu vodního okruhu
$D_{h;w}$	m	– hydraulický průměr kanálu vodního okruhu
$Gz_o$	–	– Graetzovo číslo olejového okruhu
$Gz_w$	–	– Graetzovo číslo vodního okruhu
$H_d$	m	– šrafovací vzdálenost ( <i>hatch distance</i> )
$L_c$	m	– celková délka chladicích segmentů
$L_{c;o}$	m	– korigovaná výška žebra v olejovém okruhu
$L_{c;w}$	m	– korigovaná výška žebra ve vodním okruhu
$L_{f;o}$	m	– délka žebra v olejovém okruhu
$L_{f;w}$	m	– délka žebra ve vodním okruhu
$L_p$	W	– výkon laseru ( <i>laser power</i> )
$L_s$	$m \cdot s^{-1}$	– skenovací rychlost ( <i>scan speed</i> )
$L_t$	m	– tloušťka vrstvy ( <i>layer thickness</i> )
$N_f$	–	– počet žeber v řadě
$N_{fL}$	–	– podélný počet žeber
$Nu_{Hausen}$	–	– Nusseltovo číslo odvozené podle Hausena
$Nu_o$	–	– Nusseltovo číslo olejového okruhu
$Nu_w$	–	– Nusseltovo číslo vodního okruhu
$P_o$	m	– podélný obvod žebra v olejovém okruhu
$Pr_o$	–	– Prandtlovo číslo olejového okruhu
$Pr_w$	–	– Prandtlovo číslo vodního okruhu
$P_w$	m	– podélný obvod žebra ve vodním okruhu
$Q_o$	$m^3 \cdot s^{-1}$	– objemový průtok oleje
$Q_w$	$m^3 \cdot s^{-1}$	– objemový průtok vody
$R_h$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor při konvekci
$Re_o$	--	– Reynoldsovo číslo pro olejový okruh
$Re_w$	–	– Reynoldsovo číslo pro vodní okruh
$R_k$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor při kondukcii
$R_{t;Al}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor vedení skrz stěnu tělesa chladiče
$R_{t;ob}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor konvekce pláště v chlazeném okruhu
$R_{t;of}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor prostupu tepla z žebrování pro olejový okruh

$R_{t;wb}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor přestupu tepla z tělesa chladiče pro vodní okruh
$R_{t,wf}$	$K \cdot W^{-1}$	– tepelný odpor prostupu tepla z žebrování pro vodní okruh
$R_{tot}$	$K \cdot W^{-1}$	– celkový tepelný odpor
$S_{ch;o}$	$m^2$	– průtočná plocha v olejovém okruhu
$S_{ch;w}$	$m^2$	– průtočná plocha ve vodním okruhu
$S_o$	$m^2$	– plocha průtočného kanálu v olejovém okruhu
$S_w$	$m^2$	– plocha průtočného kanálu ve vodním okruhu
$T_\infty$	K	– teplota okolní kapaliny
$T_{h,i}$	K	– teplota horké kapaliny na vstupu
$T_{h,o}$	K	– teplota horké kapaliny na výstupu
$T_h$	K	– teplota horké kapaliny
$T_{c,i}$	K	– teplota chladné kapaliny na vstupu
$T_c$	K	– teplota studené kapaliny
$T_{o;i}$	K	– teplota na vstupu olejového okruhu
$T_{o;o}$	K	– teplota na výstupu olejového okruhu
$T_s$	K	– teplota stěny
$T_{w;i}$	K	– teplota na vstupu vodního okruhu
$T_{w;o}$	K	– teplota na výstupu vodního okruhu
$a_o$	m	– šířka průtočného kanálu olejového okruhu
$a_w$	m	– šířka průtočného kanálu vodního okruhu
$b_o$	m	– výška průtočného kanálu olejového okruhu
$b_w$	m	– výška průtočného kanálu vodního okruhu
$c_{p_o}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	– měrná tepelná kapacita oleje
$c_{p_w}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	– měrná tepelná kapacita vody
$c_{p,h}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	– měrná tepelná kapacita horké kapaliny
$c_{p,c}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	– měrná tepelná kapacita studené kapaliny
$c_p$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	– měrná tepelná kapacita
$c_{p;o}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	– měrná tepelná kapacita oleje
$c_{p;w}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	– měrná tepelná kapacita vody
$d_o$	m	– podélná vzdálenost žebrování v olejovém okruhu
$d_w$	m	– podélná vzdálenost žebrování ve vodním okruhu
$f_{o;m}$	–	– třecí součinitel měřený olejového okruhu
$f_{o;t}$	–	– třecí součinitel teoretický olejového okruhu
$f_{w;m}$	–	– třecí součinitel měřený vodního okruhu
$f_{w;t}$	–	– třecí součinitel teoretický vodního okruhu

$k_{Al}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	– součinitel tepelné vodivosti materiálu chladiče
$k_o$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	– součinitel tepelné vodivosti oleje
$k_w$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	– součinitel tepelné vodivosti vody
$m^2$	$m^{-2}$	– konstanta diferenciální rovnice přestupu tepla
$m_o$	$m^{-1}$	– konstanta diferenciální rovnice přestupu tepla v chlazeném okruhu
$m_w$	$m^{-1}$	– konstanta diferenciální rovnice přestupu tepla v chladicím okruhu
$n_{d;o}$	–	– počet desek olejového okruhu
$n_{d;w}$	–	– počet desek vodního okruhu
$n_{f;o}$	–	– počet příčných žebër v olejovém okruhu
$n_{f;w}$	–	– počet příčných žebër ve vodním okruhu
$n_{fL;o}$	–	– počet podélných žebër v olejovém okruhu
$n_{fL;w}$	–	– počet podélných žebër ve vodním okruhu
$q_{max}$	$W$	– maximální tepelný výkon
$q_x''$	$W \cdot m^{-2}$	– tepelný tok ve směru $x$
$q_x$	$W$	– tepelný výkon ve směru $x$
$t_f$	$m$	– tloušťka žebra
$\bar{v}$	$m \cdot s^{-1}$	– je průměrná výstupní rychlost proudění přírubou
$v_f$	$m \cdot s^{-1}$	– rychlost proudění
$\bar{v}_{max}$	$m \cdot s^{-1}$	– maximální průměrná výstupní rychlost proudění segmentem příruby
$\bar{v}_{min}$	$m \cdot s^{-1}$	– minimální průměrná výstupní rychlost proudění segmentem příruby
$v_w$	$m \cdot s^{-1}$	– rychlost proudění ve vodním okruhu
$v_w$	$m \cdot s^{-1}$	– rychlost proudění v olejovém okruhu
$x_{t;f}$	$mm$	– je délka vytváření tepelné mezní vrstvy příslušné kapaliny
$\delta_t$	$m$	– tloušťka mezní vrstvy
$\varepsilon_f$	–	– efektivita žebra
$\eta_f$	–	– účinnost tvaru žebra
$\eta_o$	$Pa \cdot s$	– dynamická viskozita oleje
$\eta_w$	$Pa \cdot s$	– dynamická viskozita vody
$\theta_b$	$K$	– rozdíl teplot základny a teploty okolí
$\nu_o$	$m^2 \cdot s^{-1}$	– kinematická viskozita oleje
$\nu_w$	$m^2 \cdot s^{-1}$	– kinematická viskozita vody
$\rho_f$	$kg \cdot m^{-3}$	– hustota průtočné kapaliny

$\rho_o$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	– hustota oleje
$\rho_w$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	– hustota vody
$\rho_{Al}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^3$	– hustota hliníkové slitiny
$h$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	– součinitel přestupu tepla
$\Delta T$	K	– rozdíl teplot
$\Delta p$	Pa	– tlakový spád
$A$	$\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	– konstanta výpočtu $P$
$B$	$\text{m}^2$	– konstanta výpočtu $h$
$C$	$\text{W}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^{-\frac{1}{2}}$	– konstanta výpočtu $\sqrt{h}$
$Gz$	–	– Graetzovo číslo
$L$	m	– charakteristický rozměr
$L$	m	– délka tělesa chladiče
$NTU$	–	– číslo přenesených jednotek
$Nu$	–	– Nusseltovo číslo
$P$	W	– požadovaný tepelný výkon chladiče
$P$	m	– podélný obvod žebra
$Pr$	–	– Prandtlovo číslo
$Re$	–	– Reynoldsovo číslo
$U$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	– součinitel prostupu tepla
$V$	$\text{m}^3$	– objem tělesa chladiče
$a$	m	– šířka průtočného kanálu
$b$	m	– výška žebra
$d$	m	– podélná vzdálenost žeber
$f$	–	– Darcyho třecí součinitel
$k$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	– součinitel tepelné vodivosti
$m$	kg	– hmotnost
$q$	W	– tepelný výkon
$t$	m	– tloušťka stěny chladiče
$v$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	– rychlost kapaliny
$w$	m	– šířka chladiče
$V$	$\text{m}^3$	– objem
$\varepsilon$	–	– efektivita
$\eta$	Pa · s	– dynamická viskozita
$\nu$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	– kinematická viskozita
$\psi$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$	– objemová hustota energie

## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

obr. 1-1 Chladič typu olej-voda [1] .....	17
obr. 2-1 Závodní monopost Dragon 9 [4].....	18
obr. 2-2 Čelní pohled na současnou sestavu motoru (1 – chladič vody, 2 – motor, 3 – chladič oleje) .....	19
obr. 2-3 Teplotní rozložení souprouděho uspořádání tepelného výměníku [2] .....	21
obr. 2-4 Porovnání numerických a experimentálních výsledků na střednici v místnosti s nucenou konvekcí (a) porovnání teploty (b) porovnání turbulentní kinetické energie [8] .....	24
obr. 2-5 Prostup tepla stěnou [2] .....	26
obr. 2-6 Vývoj rychlostní mezní vrstvy o tloušťce $\delta$ a lokálního součinitele přestupu tepla $h$ pro proudění přes stěnu s konstantní teplotou [2] .....	28
obr. 2-7 Efektivita žebër v závislosti na charakteristických hodnotách profilu [2].....	30
obr. 2-8 Znázornění tlakových ztrát na součiniteli přestupu tepla pinového chladiče [12]	31
obr. 2-9 Uspořádání mikrochladičů s tabulkou rozměrů [13].....	31
obr. 2-10 Uspořádání pinového chladiče: (a)-zarovnané, (b)-přesazené [2] .....	32
obr. 2-11 Proudění v mikrokanálech chladiče při $\Delta p = 50$ kPa [14] .....	32
obr. 2-12 Závislosti (a) tepelného odporu chladiče a (b) průměrného Nusseltova čísla na tlakových ztrátách chladiče [14] .....	33
obr. 2-13 Vtoková soustava podle Kumarana [15]: (a) – rozmístění přírub; (b) – rychlostní pole (pohled shora).....	33
obr. 2-14 Rychlostní pole pro různé tvary přírub (pohled shora) [15] .....	34
obr. 2-15 Postup optimalizace chlazení zdroje tepla ve středu tělesa [16] .....	34
obr. 2-16 Ověření rozložení teploty variant chlazení plošného zdroje tepla pomocí modelu RANS (A - výchozí návrh; B,C,D - optimalizované varianty) [16] .....	34
obr. 2-17 Trubkový chladič: (a) – BOWMAN [18] (A, E – příruby; B – těsnění; C – trubkovice; D – vnější plášť), (b) – chladič s přepážkami [19].....	35
obr. 2-18 Trubkový chladič: (a) – U-chladič [20], (b) znázornění indukovaného víření spirálního chladiče [2] .....	36
obr. 2-19 Deskové chladiče: (a) – segment deskového chladiče [22], (b) – diagram deskového chladiče [23] .....	36



obr. 2-20 Chladič typu Laminova: (a) – restriktory proudění [24], (b) – sestava chladiče [25] .....	37
obr. 2-21 Proces tisku SLM [26].....	38
obr. 2-22 Procesní parametry SLM tiskárny [28].....	39
obr. 2-23 Schéma základních veličin pro SLM tisk [29].....	40
obr. 2-24 Vyrobené tvary na tiskárně SLM 250 HL: (a) tenké stěny, (b) válec, (c) svislé kruhové otvory, (d) vodorovné kruhové otvory, (e) čtvercové otvory kolmé k ose z [30]	40
obr. 2-25 Omezení kovového 3D tisku: (a) – schodovitý efekt [30], (b) – tenká stěna [32] .....	41
obr. 2-26 Problémy spojené s tiskem převislých geometrií [34].....	42
obr. 2-27 Chyby kovového 3D tisku: (a) – warping [33], (b) – dross efekt [35].....	42
obr. 2-28 Vliv sklonu stěn a skenovací rychlosti pro materiál 316L, $Lp = 150 \text{ W}$ a $Lh = 35 \mu\text{m}$ [33].....	42
obr. 2-29 Grafy struktury povrchu pro výšky vrstev (a) $Lh = 30 \mu\text{m}$ a (b) $Lh = 45 \mu\text{m}$ s rozdílnou distribucí velikostí částic prášku [36].....	43
obr. 2-30 Vliv úhlu převislých stěn: (a) – tvorba warpingu pro různé hustoty energie [38], (b) – vliv úhlu stavby na drsnost povrchu [38].....	43
obr. 2-31 Odstranění prášku: (a) – využití tlakového vzduchu [42], (b) – znázornění požadavků odstranění prášku [41].....	44
obr. 4-1 Způsoby chlazení výměníkem olej-voda (a) – chlazení studenou vodou; (b) – chlazení teplou vodou (1 – válec motoru, 2 – olejové čerpadlo, 3 – vodní čerpadlo, 4 – chladič oleje, 5 – chladič vody).....	50
obr. 4-2 Navrhnuté varianty těles chladičů: (a) – U-chladič; (b) – deskový chladič; (c) – chladič trubka v trubce (řez olejovým okruhem).....	51
obr. 4-3 Příruby: (a) – s jednoduchým přechodem, (b) – s plynulým přechodem.....	52
obr. 4-4 Koncepce žebrování: (a) – válcové piny nepřesazené, (b) – parabolické žebrování; (c) – obdélníkové žebrování.....	53
obr. 4-5 Závislost teploty žebra na jeho výšce pro dané materiály, nucenou konvekci $h = 1200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a teplotu okolí $T_\infty = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	53
obr. 4-6 Řešení olejového chlazení: (a) – původní chladič olej-vzduch, (b) – navrhovaný chladič olej-voda.....	54
obr. 5-1 Postup řešení práce.....	55
obr. 5-2 Výpočtové uspořádání chladiče.....	57

obr. 5-3 Vliv průměru laserového svazku na kompenzaci zaostření laseru pro výkon 350 W [43] .....	59
obr. 5-4 Závislost (a) průměru laserového svazku a (b) pozice ohniska na výkonu laseru tiskárny .....	60
obr. 5-5 Dokončená stavba testu zaostření laseru .....	60
obr. 5-6 Obrázek (a) výbrusu a (b) povrchu vzorku č. 13 .....	61
obr. 5-7 Znázornění (a) tloušťky stěny a (b) drsnosti povrchu v závislosti na zaostření laseru při výšce vrstvy 50 $\mu\text{m}$ .....	61
obr. 5-8 Horní pohled a výbrus tenké stěny $t_f = 166 \mu\text{m}$ při $P = 375 \text{ W}$ .....	63
obr. 5-9 Horní pohled a výbrus tenké stěny $t_f = 166 \mu\text{m}$ při $P = 350 \text{ W}$ .....	63
obr. 5-10 Měření parametrů tištěných chladičů: (a) – sestava pro měření tlakových ztrát: (1) – průtokoměr, (2) a (4) - snímač tlaku, (3) - chladič; (b) – chladič s externím výhřevem .....	64
obr. 5-11 Schéma testovacího okruhu ((1) – nádrž; (2) – čerpadlo; (3) – průtokoměr; (4) a (8) – snímač teploty; (5) a (7) – snímač tlaku; (6) – chladič s externím výhřevem ..	64
obr. 5-12 Závislost měřeného průtoku na otáčkách čerpadla.....	64
obr. 5-13 Příprava kalibrace snímače ((1) - kalibrovaný snímač tlaku, (2) – kalibrační snímač tlaku,(3) – uzavírací ventil, (4) – manometr, (5) – redukční ventil) .....	65
obr. 5-14 Element chladiče.....	66
obr. 5-15 Znázornění deformace vzorku: (a) - predikovaný tvar; (b) – reálný chladič.....	67
obr. 5-16 Měření závislosti tlakového gradientu na vzdálenosti stěn žebrování .....	67
obr. 5-17 Vzorky se vzdáleností žebor: (a) $a = 0,3 \text{ mm}$ ; (b) $a = 0,35 \text{ mm}$ .....	67
obr. 5-18 Orientace tisku chladičů.....	68
obr. 5-19 Mikrochladič tisknutý při $30^\circ$ s nevyplavenými zrny prášku (vzorek č. 5) .....	69
obr. 5-20 Moodyho diagram pro obdélníkové žebrování v olejovém okruhu .....	69
obr. 5-21 Porovnání měření Moodyho diagramu s vodou a olejem.....	70
obr. 5-22 Parabolické žebrování: (a) graf tlakových ztrát, (b) chladič s parabolickým žebrováním.....	70
obr. 5-23 Schéma výpočtu součinitele přestupu tepla .....	71
obr. 5-24 Měřicí chladič: (a) – rozměry chladiče; (b) – vyrobený chladič .....	73

obr. 5-25 Měření teplotního spádu vody při $Q = 11$ l/h a $T_d = 40$ °C (Pozn.: červené čáry – průtok chladičem; modré čáry – setrvačnost výhřevu desek; zelené čáry – vyhodnocovaná oblast) .....	74
obr. 5-26 Měření Nusseltova čísla na testovacím chladiči .....	74
obr. 5-27 Uspořádání deskového chladiče .....	76
obr. 5-28 Závislosti (a) vzdálenosti žeber a (b) výšce kanálu na tepelný výkon chladiče .	77
obr. 5-29 Cesta optimalizace pro vnější rozměry chladiče .....	78
obr. 5-30 Obrázky (a) základních náčrtů a (b) výchozí objemu průtočného kanálu .....	81
obr. 5-31 Obrázky (a) průtočného objemu pro simulace proudění a (b) vytvořená tetrahedrická síť s inflací .....	81
obr. 5-32 Konečnoprvková síť olejové příruby .....	82
obr. 5-33 Minimalizace víření kapaliny v průtočném objemu (a) – výchozí tvar, (b) – optimalizovaný tvar .....	83
obr. 5-34 Optimalizace průtočných kanálů: (a) – výchozí stav, (b) – konečný návrh příruby vodního okruhu, (c) – konečný návrh příruby olejového okruhu.....	83
obr. 5-35 Rozložení průměrné rychlosti proudění na segment příruby olejového okruhu.	84
obr. 5-36 Rozložení průměrné rychlosti proudění na segment příruby vodního okruhu ...	84
obr. 5-37 Příruby chladiče: (a) – rozváděcí lamely, (b) - přípojovací prvky chladiče.....	85
obr. 5-38 Navržený chladič se znázorněným žebrováním .....	85
obr. 5-39 Výroba chladiče: (a) připravená data stavby a (b) vytištěný chladič .....	86
obr. 5-40 Chladič osazený fitinkami a sponami .....	87
obr. 5-41 Měření tlakových ztrát chladiče: (a) znázornění výsledků tlakových ztrát v závislosti na průtoku chladičem, (b) měřicí okruh tlakových ztrát .....	88
obr. 5-42 Průběh teplot v olejovém okruhu v průběhu měření (Pozn.: Index $i$ – vstup; $o$ – výstup) .....	89
obr. 5-43 Graf průběhu teplot ve vodním okruhu při průtoku $Q_w = 716,7$ l/h (Pozn.: Index $i$ – vstup; $o$ – výstup) .....	90

## 11 SEZNAM TABULEK

tab. 2-1 Vyhodnocení testovaných turbulentních modelů [8].....	24
tab. 2-2 Tabulka materiálu vhodných pro tepelné výměníky vyrobitelné metodou SLM [45–47, 52, 53] .....	47
tab. 5-1 Procesní parametry testu zaostření laseru ( $FO \in \langle -6 \text{ mm}, 6 \text{ mm} \rangle$ ) .....	60
tab. 5-2 Tabulka procesních parametrů (a) pro $lh = 50 \text{ } \mu\text{m}$ a (b) pro $lh = 30 \text{ } \mu\text{m}$ .....	62
tab. 5-3 Procesní parametry tenkých stěn .....	63
tab. 5-4 Parametry testovacího okruhu.....	64
tab. 5-5 Proměnné rozměry testovacího prvku chladiče .....	66
tab. 5-6 Konstantní rozměry testovacího prvku chladiče .....	66
tab. 5-7 Základní rozměry chladičů pro test tlakových ztrát (pozn. P – parabolické žebrování; O – obdélníkové žebrování) .....	68
tab. 5-8 Výchozí rozměry chladiče .....	76
tab. 5-9 Optimalizované parametry teplosměnného tělesa.....	80

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha A** Vztahy pro výpočet metody  $\epsilon$ -NTU

**Příloha B** Vztahy pro výpočet žebrování

**Příloha C** Vlastnosti provozních kapalin

**Příloha D** Analytický výpočetní model

**Příloha E** Moodyho diagram

**Příloha F** Test procesních parametrů a výšky vrstvy

**Příloha G** Seznam komponent měřicího zařízení

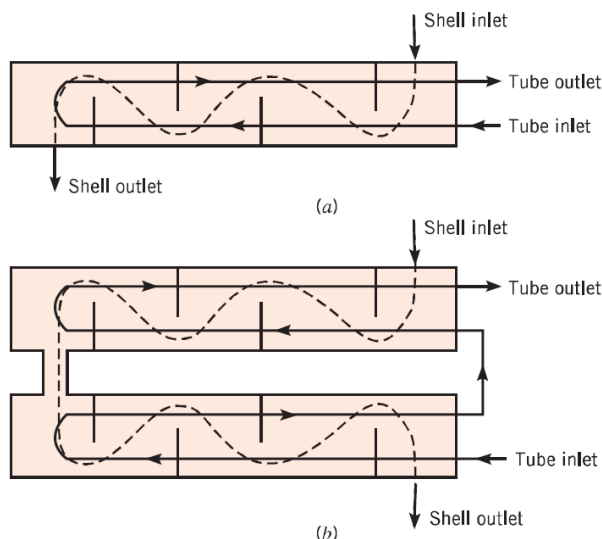
**Příloha H** Obrázky

# PŘÍLOHY

## Příloha A Vztahy pro výpočet metody $\varepsilon$ -NTU

Flow Arrangement	Relation	
<b>Parallel flow</b>	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	$C_r \equiv C_{\min}/C_{\max}$
<b>Counter flow</b>	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$
<b>Shell-and-tube</b>		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	
$n$ shell passes ( $2n, 4n, . . .$ tube passes)	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	
<b>Cross-flow (single pass)</b>		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left( \frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-NTU)] \})$	
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(NTU)] \})$	
<b>All exchangers (<math>C_r = 0</math>)</b>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	

obr. 12- 1 Výpočet efektivity chladiče  $\varepsilon$  [2]



obr. 12- 2 Schéma výměníku tepla trubka v trubce [2]:

- (a) jednoskořepinový s dvěma průchody trubky;
- (b) dvouskořepinový se čtyřmi průchody trubky

Flow Arrangement	Relation
<b>Parallel flow</b>	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
<b>Counter flow</b>	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$ $NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1)$
<b>Shell-and-tube</b>	
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$ $E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$
$n$ shell passes ( $2n, 4n, . . .$ tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r} \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n} \quad NTU = n(NTU)_1$
<b>Cross-flow (single pass)</b>	
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
<b>All exchangers (<math>C_r = 0</math>)</b>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

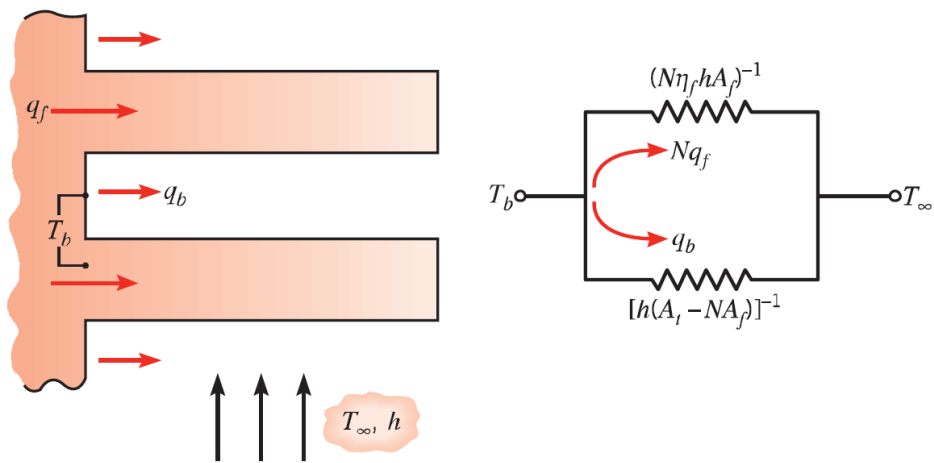
obr. 12- 3 Výpočet parametru NTU [2]

## Příloha B Vztahy pro výpočet žebrování

Case	Tip Condition ( $x = L$ )	Temperature Distribution $\theta/\theta_b$	Fin Heat Transfer Rate $q_f$
A	Convection heat transfer: $h\theta(L) = -k d\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L - x) + (h/mk) \sinh m(L - x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.75)$	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.77)$
B	Adiabatic: $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L - x)}{\cosh mL} \quad (3.80)$	$M \tanh mL \quad (3.81)$
C	Prescribed temperature: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L - x)}{\sinh mL} \quad (3.82)$	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL} \quad (3.83)$
D	Infinite fin ( $L \rightarrow \infty$ ): $\theta(L) = 0$	$e^{-mx} \quad (3.84)$	$M \quad (3.85)$

$\theta \equiv T - T_\infty$        $m^2 \equiv hP/kA_c$   
 $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$        $M \equiv \sqrt{hPkA_c} \theta_b$

obr. 12- 4 Výpočet rozložení teplot a přenosu tepla pro žebra konstantního průřezu [2]



obr. 12- 5 Schéma výpočtu tepelného odporu žebrování [2]



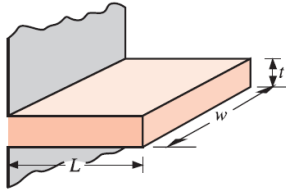
### Straight Fins

*Rectangular<sup>a</sup>*

$$A_f = 2wL_c$$

$$L_c = L + (t/2)$$

$$A_p = tL$$

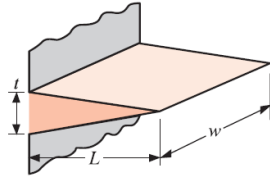


$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

*Triangular<sup>a</sup>*

$$A_f = 2w[L^2 + (t/2)^2]^{1/2}$$

$$A_p = (t/2)L$$



$$\eta_f = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$

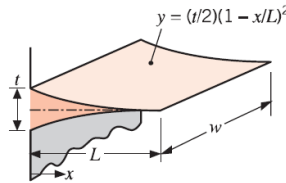
*Parabolic<sup>a</sup>*

$$A_f = w[C_1L +$$

$$(L^2t)\ln(t/L + C_1)]$$

$$C_1 = [1 + (t/L)^2]^{1/2}$$

$$A_p = (t/3)L$$



$$\eta_f = \frac{2}{[4(mL)^2 + 1]^{1/2} + 1}$$

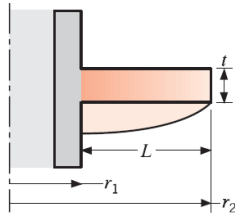
### Circular Fin

*Rectangular<sup>a</sup>*

$$A_f = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$r_{2c} = r_2 + (t/2)$$

$$V = \pi(r_2^2 - r_1^2)t$$



$$\eta_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)}$$

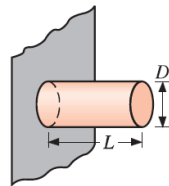
### Pin Fins

*Rectangular<sup>b</sup>*

$$A_f = \pi DL_c$$

$$L_c = L + (D/4)$$

$$V = (\pi D^2/4)L$$

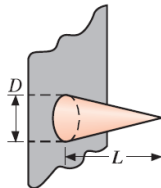


$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

*Triangular<sup>b</sup>*

$$A_f = \frac{\pi D}{2} [L^2 + (D/2)^2]^{1/2}$$

$$V = (\pi/12)D^2L$$



$$\eta_f = \frac{2}{mL} \frac{I_2(2mL)}{I_1(2mL)}$$

*Parabolic<sup>b</sup>*

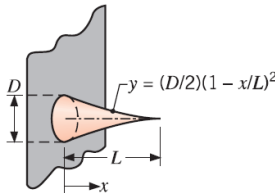
$$A_f = \frac{\pi L^3}{8D} \{C_3C_4 -$$

$$\frac{L}{2D} \ln [(2DC_4/L) + C_3]\}$$

$$C_3 = 1 + 2(D/L)^2$$

$$C_4 = [1 + (D/L)^2]^{1/2}$$

$$V = (\pi/20)D^2L$$



$$\eta_f = \frac{2}{[4/9(mL)^2 + 1]^{1/2} + 1}$$

<sup>a</sup> $m = (2h/kt)^{1/2}$ .

<sup>b</sup> $m = (4h/kD)^{1/2}$ .

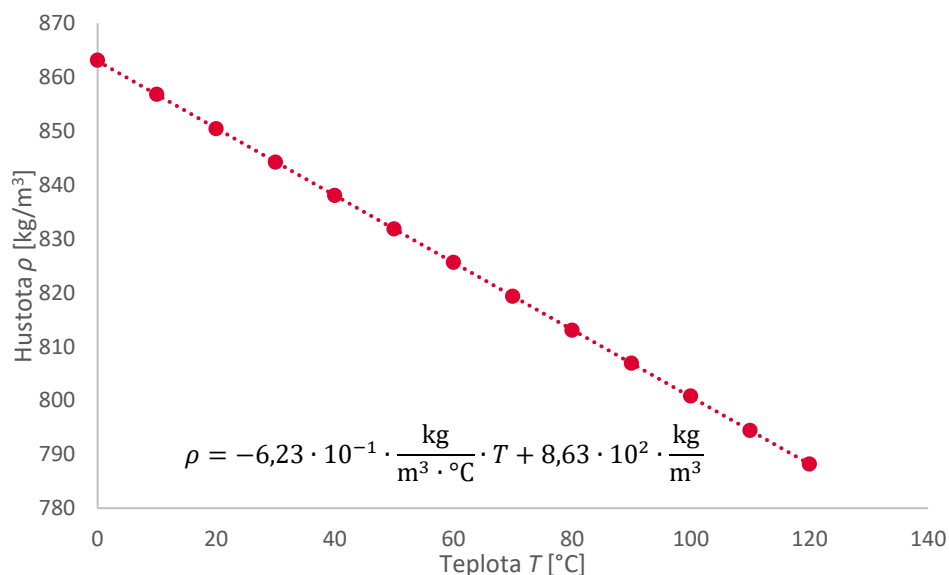
obr. 12- 6 Výpočet účinnosti základních tvarů žebíř [2]

## Příloha C Vlastnosti provozních kapalin

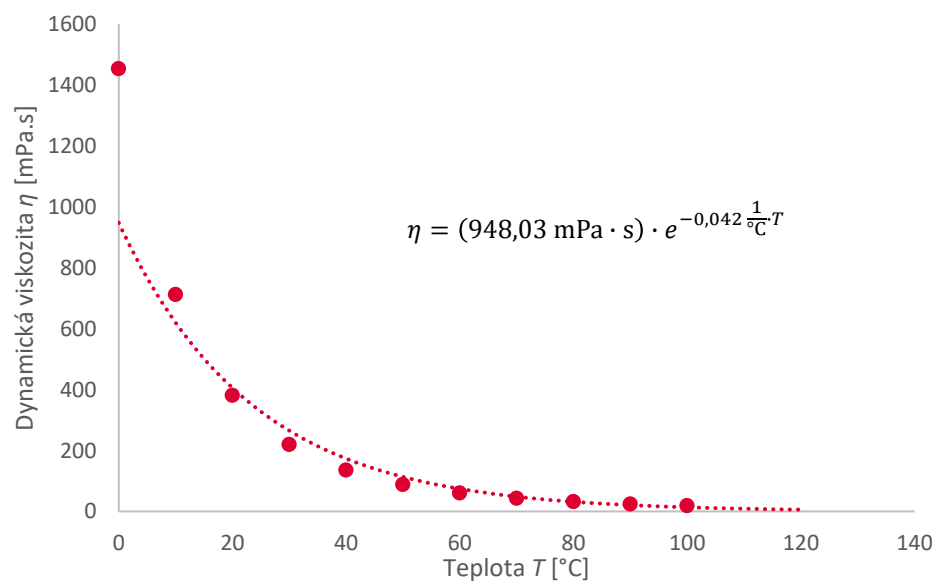
### Vlastnosti oleje 10W-60

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$	$\beta \cdot 10^3$ (K <sup>-1</sup> )
<b>Engine Oil (Unused)</b>								
273	899.1	1.796	385	4280	147	0.910	47,000	0.70
280	895.3	1.827	217	2430	144	0.880	27,500	0.70
290	890.0	1.868	99.9	1120	145	0.872	12,900	0.70
300	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6400	0.70
310	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3400	0.70
320	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1965	0.70
330	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1205	0.70
340	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
350	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
360	847.8	2.161	2.52	29.7	138	0.753	395	0.70
370	841.8	2.206	1.86	22.0	137	0.738	300	0.70
380	836.0	2.250	1.41	16.9	136	0.723	233	0.70
390	830.6	2.294	1.10	13.3	135	0.709	187	0.70
400	825.1	2.337	0.874	10.6	134	0.695	152	0.70
410	818.9	2.381	0.698	8.52	133	0.682	125	0.70
420	812.1	2.427	0.564	6.94	133	0.675	103	0.70
430	806.5	2.471	0.470	5.83	132	0.662	88	0.70

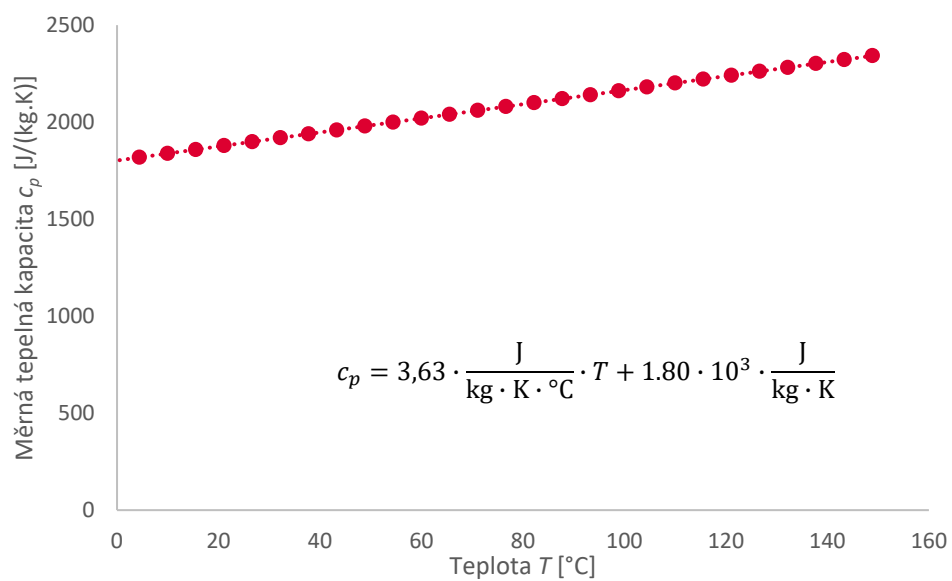
obr. 12- 7 Tabulka s parametry obecného motorového oleje [2]



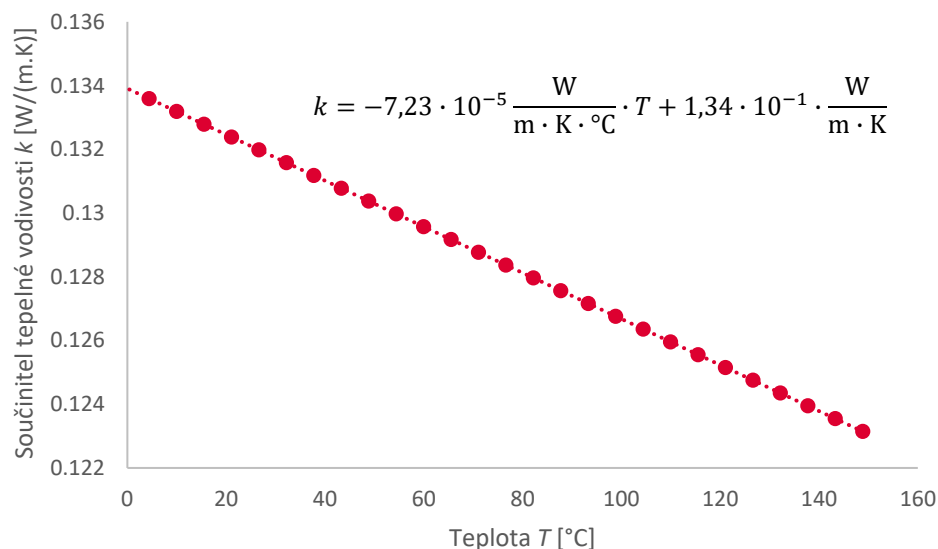
obr. 12- 8 Průběh hustoty oleje 10W-60 v závislosti na teplotě [56]



obr. 12- 9 Průběh dynamické viskozity oleje 10W-60 v závislosti na teplotě (Pozn.: Pro teploty nad 60°C) [56]



obr. 12- 10 Průběh měrné tepelné kapacity oleje 10W-50 v závislosti na teplotě [57]



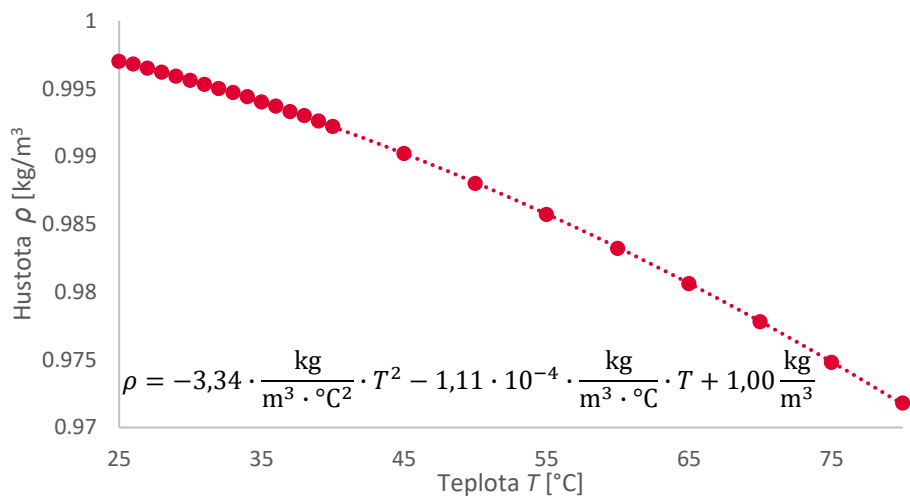
obr. 12- 11 Průměr tepelné vodivosti oleje 10W-50 v závislosti na teplotě [57]

## Vlastnosti destilované vody

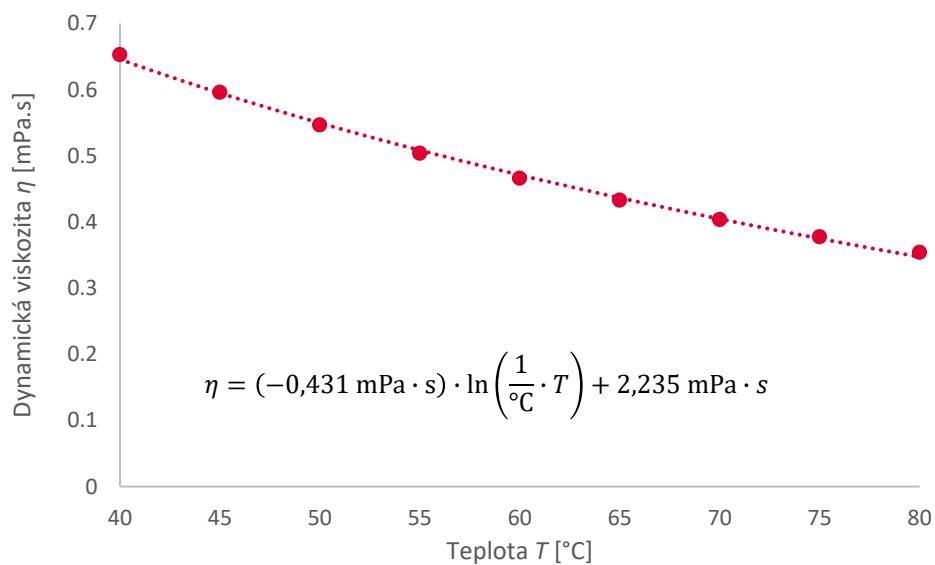
TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water<sup>a</sup>

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) <sup>b</sup>	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)		Heat of Vapor- ization, <i>h<sub>fg</sub></i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m <sup>2</sup> )		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, <i>σ<sub>f</sub></i> · 10 <sup>3</sup> (N/m)	Expansion Coeffi- cient, <i>β<sub>f</sub></i> · 10 <sup>6</sup> (K <sup>-1</sup> )	Temper- ature, <i>T</i> (K)
		<i>v<sub>f</sub></i> · 10 <sup>3</sup>	<i>v<sub>g</sub></i>		<i>c<sub>p,f</sub></i>	<i>c<sub>p,g</sub></i>	<i>μ<sub>f</sub></i> · 10 <sup>6</sup>	<i>μ<sub>g</sub></i> · 10 <sup>6</sup>	<i>k<sub>f</sub></i> · 10 <sup>3</sup>	<i>k<sub>g</sub></i> · 10 <sup>3</sup>	<i>Pr<sub>f</sub></i>	<i>Pr<sub>g</sub></i>			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	679.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430

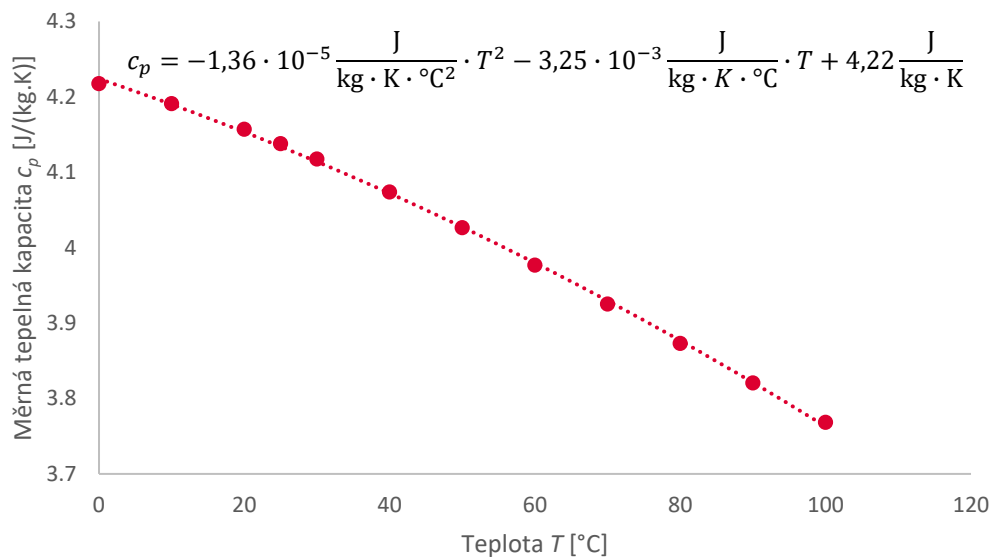
obr. 12- 12 Tabulka s vlastnostmi destilované vody [2]



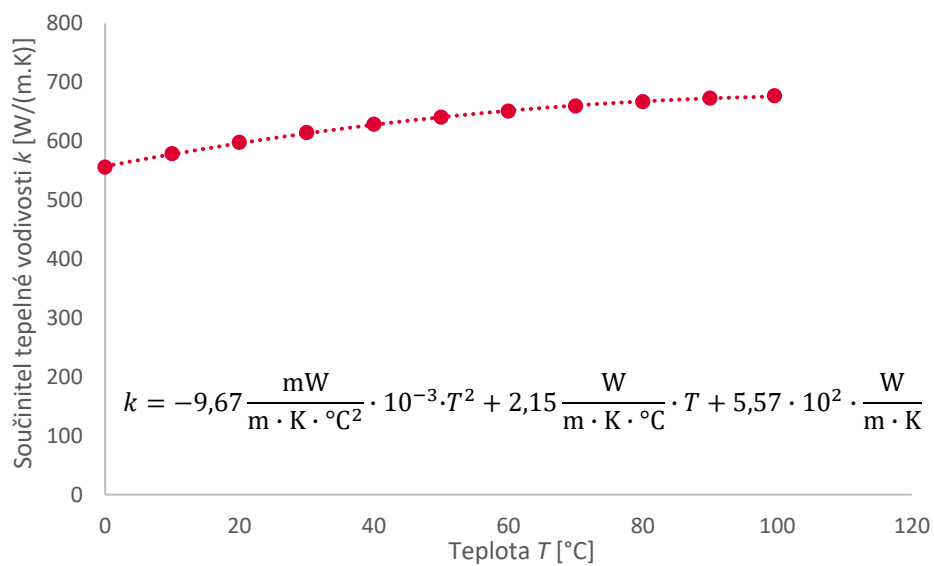
obr. 12- 13 Závislost hustoty destilované vody na teplotě [58]



obr. 12- 14 Průběh dynamické viskozity destilované vody v závislosti na teplotě [58]

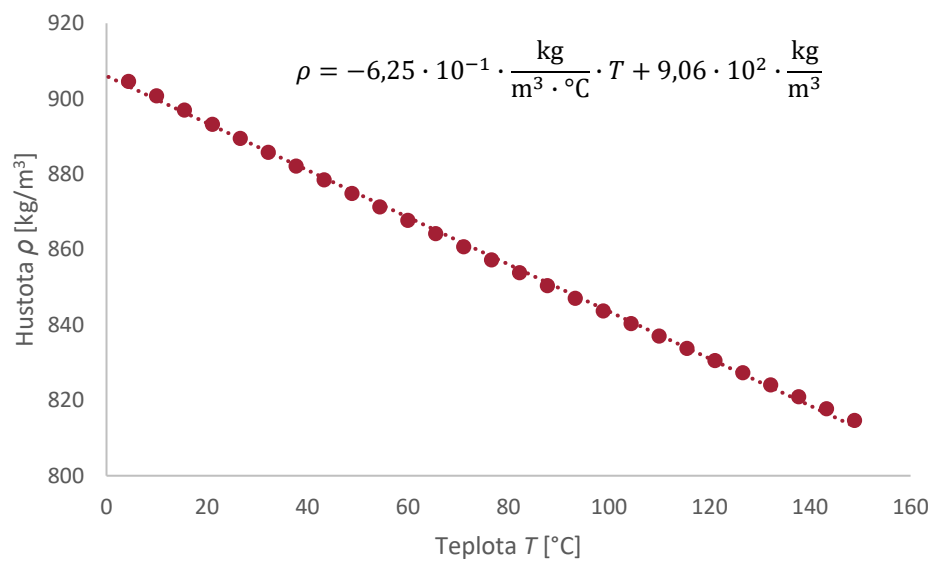


obr. 12- 15 Průběh měrné tepelné kapacity destilované vody [59]

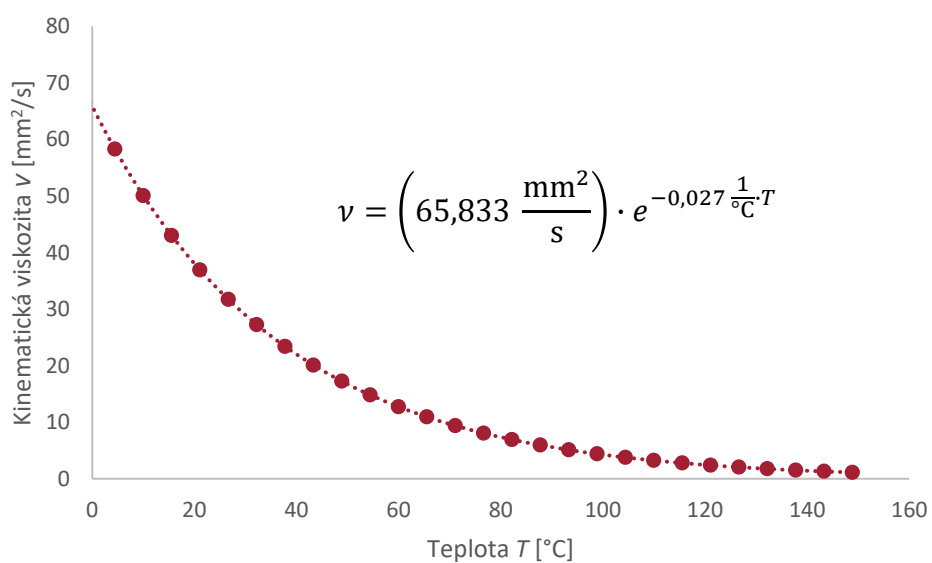


obr. 12- 16 Závislost tepelné vodivosti destilované vody na teplotě [59]

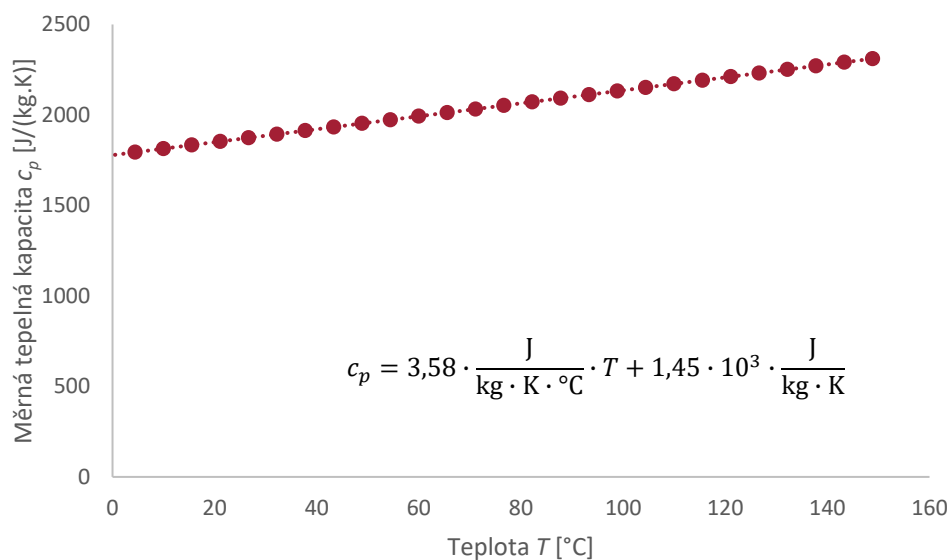
## Olej viskózní třídy ISO VG 22



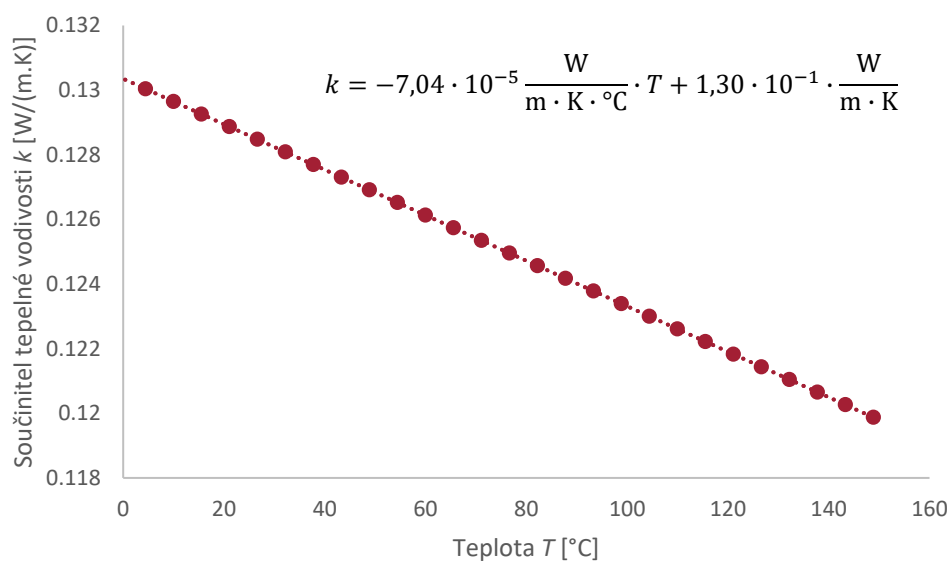
obr. 12- 17 Závislost hustoty oleje VG 22 na teplotě [57]



obr. 12- 18 Závislost kinematické viskozity oleje VG 22 na teplotě [57]



obr. 12- 19 Závislost měrné tepelné kapacity oleje VG 22 na teplotě [57]



obr. 12- 20 Závislost součinitele tepelné vodivosti oleje VG 22 na teplotě [57]



**Příloha D Analytický výpočetní model**

$$P \leq q \quad (12.1)$$

$$q = 2 \cdot \frac{\Delta T_{lm}}{R_{tot}} \quad (12.2)$$

$$m = \rho_{Al} \cdot V \quad (12.3)$$

$$\Delta p_o = f_o \cdot \frac{L}{D_{h;o}} \cdot \frac{v_o^2 \cdot \rho_o}{2} \quad (12.4)$$

$$\Delta p_w = f_w \cdot \frac{L}{D_{h;w}} \cdot \frac{v_w^2 \cdot \rho_w}{2} \quad (12.5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{o;i} - T_{w;o}) - (T_{o;o} - T_{w;i})}{\ln \left( \frac{T_{o;i} - T_{w;o}}{T_{o;o} - T_{w;i}} \right)} \quad (12.6)$$

$$R_{tot} = \left( (R_{t;wb})^{-1} + (R_{t;wf})^{-1} \right)^{-1} + R_{t;Al} + \left( (R_{t;ob})^{-1} + (R_{t;of})^{-1} \right)^{-1} \quad (12.7)$$

$$R_{t;wb} = \frac{1}{h_w \cdot \left( (w - 2 \cdot t) \cdot L - n_{f;w} \cdot n_{f;Lw} \cdot a_w \cdot L_{f;w} \right)} \quad (12.8)$$

$$R_{t;ob} = \frac{1}{h_o \cdot \left( (w - 2 \cdot t) \cdot L - n_{f;o} \cdot n_{f;Lo} \cdot a_o \cdot L_{f;o} \right)} \quad (12.9)$$

$$R_{t;wf} = \frac{1}{n_{f;w} n_{f;Lw} \sqrt{h_w P_w k_{Al} A_{c;w}} \cdot \frac{\sinh(m_w \cdot L_{c;w}) + \frac{h_w}{m_w \cdot k_{Al}} \cdot \cosh(m_w \cdot L_{c;w})}{\cosh(m_w \cdot L_{c;w}) + \frac{h_w}{m_w \cdot k_{Al}} \cdot \sinh(m_w \cdot L_{c;w})}} \quad (12.10)$$

$$R_{t;of} = \frac{1}{n_{f;o} n_{f;Lo} \sqrt{h_o P_o k_{Al} A_{c;o}} \cdot \frac{\sinh(m_o \cdot L_{c;o}) + \frac{h_o}{m_o \cdot k_{Al}} \cdot \cosh(m_o \cdot L_{c;o})}{\cosh(m_o \cdot L_{c;o}) + \frac{h_o}{m_o \cdot k_{Al}} \cdot \sinh(m_o \cdot L_{c;o})}} \quad (12.11)$$

$$R_{t;Al} = \frac{t}{k_{Al} \cdot (w - 2 \cdot t) \cdot L} \quad (12.12)$$

$$m_w = \sqrt{\frac{h_w \cdot P_w}{k_{Al} \cdot A_{c;w}}} \quad (12.13)$$

$$m_o = \sqrt{\frac{h_o \cdot P_o}{k_{Al} \cdot A_{c;o}}} \quad (12.14)$$

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot k_w}{D_{h;w}} \quad (12.15)$$

$$h_o = \frac{Nu_o \cdot k_o}{D_{h;o}} \quad (12.16)$$

$$Nu_w = \frac{\frac{3,66}{\tanh(2,264 \cdot Gz_w^{-\frac{1}{3}} + 1,7 \cdot Gz_w^{-\frac{2}{3}})} + 0,0499 \cdot Gz_w \cdot \tanh(Gz_w^{-1})}{\tanh(2,432 \cdot Pr_w^{\frac{1}{6}} \cdot Gz_w^{-\frac{1}{6}})} \quad (12.17)$$

$$Nu_o = \frac{\frac{3,66}{\tanh(2,264 \cdot Gz_o^{-\frac{1}{3}} + 1,7 \cdot Gz_o^{-\frac{2}{3}})} + 0,0499 \cdot Gz_o \cdot \tanh(Gz_o^{-1})}{\tanh(2,432 \cdot Pr_o^{\frac{1}{6}} \cdot Gz_o^{-\frac{1}{6}})} \quad (12.18)$$

$$Gz_w = \frac{D_{h;w}}{L} \cdot Re_w \cdot Pr_w \quad (12.19)$$

$$Gz_o = \frac{D_{h;o}}{L} \cdot Re_o \cdot Pr_o \quad (12.20)$$

$$f_{w;m} = 214,68 \cdot Re_w^{-1,36} \text{ nebo } f_{w;t} = \frac{96}{Re_w} \quad (12.21)$$

$$f_{o;m} = 214,68 \cdot Re_o^{-1,36} \text{ nebo } f_{o;t} = \frac{96}{Re_o} \quad (12.22)$$

$$Re_w = \frac{v_w \cdot D_{h;w}}{\nu_w} \quad (12.23)$$

$$Re_o = \frac{v_o \cdot D_{h;o}}{\nu_o} \quad (12.24)$$

$$v_w = \frac{Q_w}{S_w \cdot n_{d;w}} \quad (12.25)$$

$$v_o = \frac{Q_o}{S_o \cdot n_{d;o}} \quad (12.26)$$

$$Pr_w = \frac{c_{p;w} \cdot \eta_w}{k_w} \quad (12.27)$$

$$Pr_o = \frac{c_{p;o} \cdot \eta_o}{k_o} \quad (12.28)$$

$$V = L \cdot \left( w \cdot t \cdot (n_{d;w} + n_{d;o} + 1) + 2 \cdot t \cdot (n_{d;w} \cdot b_w + n_{d;o} \cdot b_o) \right) + \quad (12.29)$$

$$+ n_{d;w} \cdot n_{f;w} \cdot n_{fL;w} \cdot t_f \cdot b_w \cdot L_{f;w} + n_{d;o} \cdot n_{f;o} \cdot n_{fL;o} \cdot t_f \cdot b_o \cdot L_{f;o}$$

$$D_{h;w} = \frac{2 \cdot a_w \cdot b_w}{a_w + b_w} \quad (12.30)$$

$$D_{h;o} = \frac{2 \cdot a_o \cdot b_o}{a_o + b_o} \quad (12.31)$$

$$S_w = (n_{f;w} + 1) \cdot S_{ch;w} \quad (12.32)$$

$$S_o = (n_{f;o} + 1) \cdot S_{ch;o} \quad (12.33)$$

$$S_{ch;w} = a_w \cdot b_w \quad (12.34)$$

$$S_{ch;o} = a_o \cdot b_o \quad (12.35)$$

$$a_w = \frac{w - 2 \cdot t - n_{f;w} \cdot t_f}{n_{f;w} + 1} \quad (12.36)$$

$$a_o = \frac{w - 2 \cdot t - n_{f;o} \cdot t_f}{n_{f;o} + 1} \quad (12.37)$$

$$L_{c;w} = \frac{t_f}{2} + \frac{b_o \cdot n_{d;w}}{2} \quad (12.38)$$

$$L_{c;o} = \frac{t_f}{2} + \frac{b_o \cdot n_{d;o}}{2} \quad (12.39)$$

$$A_{c;w} = L_{f;w} \cdot t_f \quad (12.40)$$

$$A_{c;o} = L_{f;o} \cdot t_f \quad (12.41)$$

$$P_w = 2 \cdot (L_{f;w} + t_f) \quad (12.42)$$

$$P_o = 2 \cdot (L_{f;o} + t_f) \quad (12.43)$$

$$L_{f;w} = \frac{L - (n_{fL;w} - 1) \cdot d_w}{n_{fL;w}} \quad (12.44)$$

$$L_{f;o} = \frac{L - (n_{fL;o} - 1) \cdot d_o}{n_{fL;o}} \quad (12.45)$$

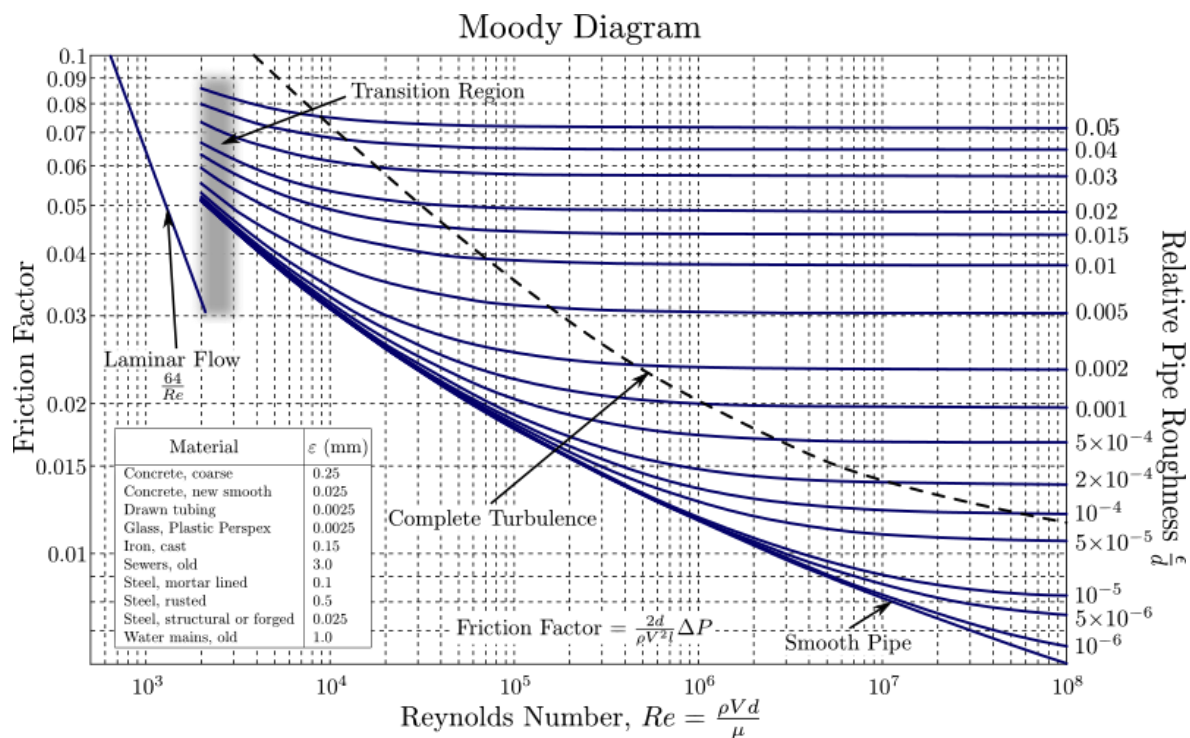
kde:

$P$	W	je potřebný tepelný výkon chladiče
$q$	W	- tepelný výkon navrhovaného chladiče
$m$	kg	- hmotnost
$\rho_{Al}$	kg · m <sup>3</sup>	- hustota hliníkové slitiny
$V$	m <sup>3</sup>	- objem
$\Delta T_{lm}$	K	- střední logaritmický teplotní rozdíl
$R_{tot}$	K · W <sup>-1</sup>	- celkový tepelný odpor
$T_{o;i}$	K	- vstupní teplota chlazeného okruhu
$T_{o;o}$	K	- výstupní teplota chlazeného okruhu
$T_{w;i}$	K	- vstupní teplota chladicího okruhu
$T_{w;o}$	K	- výstupní teplota chladicího okruhu
$R_{t;wb}$	K · W <sup>-1</sup>	- tepelný odpor konvekce pláště v chladicím okruhu
$R_{t;wf}$	K · W <sup>-1</sup>	- tepelný odpor prostupu tepla žebry v chladicím okruhu
$R_{t;Al}$	K · W <sup>-1</sup>	- tepelný odpor vedení v hliníkové slitině
$R_{t;ob}$	K · W <sup>-1</sup>	- tepelný odpor konvekce pláště v chlazeném okruhu
$R_{t;of}$	K · W <sup>-1</sup>	- tepelný odpor prostupu tepla žebry v chlazeném okruhu
$m_w$	m <sup>-1</sup>	- konstanta diferenciální rovnice přestupu tepla v chladicím okruhu
$m_o$	m <sup>-1</sup>	- konstanta diferenciální rovnice přestupu tepla v chlazeném okruhu
$h_w$	W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup>	- součinitel přestupu tepla vodního okruhu
$h_o$	W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup>	- součinitel přestupu tepla olejového okruhu
$Nu_w$	-	- Nusseltovo číslo vodního okruhu
$Nu_o$	-	- Nusseltovo číslo olejového okruhu
$Gz_w$	-	- Graetzovo číslo vodního okruhu
$Gz_o$	-	- Graetzovo číslo olejového okruhu

$f_{w;m}$	-	- třecí součinitel měřený vodního okruhu
$f_{o;m}$	-	- třecí součinitel měřený olejového okruhu
$f_{w;t}$	-	- třecí součinitel teoretický vodního okruhu
$f_{o;t}$	-	- třecí součinitel teoretický olejového okruhu
$Re_w$	-	- Reynoldsovo číslo pro vodní okruh
$Re_o$	-	- Reynoldsovo číslo pro olejový okruh
$v_w$	$m \cdot s^{-1}$	- rychlost proudění ve vodním okruhu
$v_o$	$m \cdot s^{-1}$	- rychlost proudění v olejovém okruhu
$Pr_w$	-	- Prandtlovo číslo vodního okruhu
$Pr_o$	-	- Prandtlovo číslo olejového okruhu
$V$	$m^3$	- objem tělesa chladiče
$D_{h,w}$	m	- hydraulický průměr kanálu vodního okruhu
$D_{h,o}$	m	- hydraulický průměr kanálu olejového okruhu
$S_w$	$m^2$	- plocha průtočného kanálu ve vodním okruhu
$S_o$	$m^2$	- plocha průtočného kanálu v olejovém okruhu
$S_{ch,w}$	$m^2$	- průtočná plocha ve vodním okruhu
$S_{ch,o}$	$m^2$	- průtočná plocha v olejovém okruhu
$a_w$	m	- šířka průtočného kanálu vodního okruhu
$a_o$	m	- šířka průtočného kanálu olejového okruhu
$b_w$	m	- výška průtočného kanálu vodního okruhu
$b_o$	m	- výška průtočného kanálu olejového okruhu
$L_{c,w}$	m	- korigovaná výška žebra ve vodním okruhu
$L_{c,o}$	m	- korigovaná výška žebra v olejovém okruhu
$A_{c,w}$	$m^2$	- podélná plocha žebra ve vodním okruhu
$A_{c,o}$	$m^2$	- podélná plocha žebra v olejovém okruhu
$P_w$	m	- podélný obvod žebra ve vodním okruhu
$P_o$	m	- podélný obvod žebra v olejovém okruhu
$L_{f,w}$	m	- délka žebra ve vodním okruhu
$L_{f,o}$	m	- délka žebra v olejovém okruhu
$L$	m	- délka tělesa chladiče
$n_{f,w}$	-	- počet příčných žebor ve vodním okruhu
$n_{f,o}$	-	- počet příčných žebor v olejovém okruhu
$n_{fL,w}$	-	- počet podélných žebor ve vodním okruhu
$n_{fL,o}$	-	- počet podélných žebor v olejovém okruhu

$n_{d,w}$	-	- počet desek vodního okruhu
$n_{d,o}$	-	- počet desek olejového okruhu
$d_w$	m	- podélná vzdálenost žebrování ve vodním okruhu
$d_o$	m	- podélná vzdálenost žebrování v olejovém okruhu
$t_f$	m	- tloušťka žebra
$t$	m	- tloušťka stěny chladiče
$w$	m	- šířka chladiče
$c_{p,w}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	- měrná tepelná kapacita vody
$c_{p,o}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	- měrná tepelná kapacita oleje
$\eta_w$	$Pa \cdot s$	- dynamická viskozita vody
$\eta_o$	$Pa \cdot s$	- dynamická viskozita oleje
$k_w$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	- součinitel tepelné vodivosti vody
$k_o$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	- součinitel tepelné vodivosti oleje
$Q_w$	$m^3 \cdot s^{-1}$	- objemový průtok vody
$Q_o$	$m^3 \cdot s^{-1}$	- objemový průtok oleje
$\nu_w$	$m^2 \cdot s^{-1}$	- kinematická viskozita vody
$\nu_o$	$m^2 \cdot s^{-1}$	- kinematická viskozita oleje

## Příloha E Moodyho diagram



obr. 12- 21 Moodyho diagram [60]

## Příloha F Test procesních parametrů a výšky vrstvy

tab. 12- 1 Procesní parametry testu tenkých stěn s výškou vrstvy  $l_h = 50 \mu\text{m}$

ID [-]	Beam compensation [ $\mu\text{m}$ ]	Focus offset [mm]	Výkon laseru [W]	Skenovací rychlost [mm/s]	Tloušťka vrstvy [ $\mu\text{m}$ ]	Vstupní plošná energie [J/mm <sup>2</sup> ]
1-6	500-450	6	325	1000	50	6.50
7-12	500-450	6	350	900	50	7.78
13-18	500-450	6	350	1000	50	7.00
19-24	500-450	6	350	1100	50	6.36
25-30	500-450	6	350	1200	50	5.83
31-36	500-450	6	375	1000	50	7.50
37-42	500-450	6	375	1100	50	6.82
43-48	500-450	6	375	1200	50	6.25
49-54	500-450	6	375	1300	50	5.77
55-60	500-450	6	400	1000	50	8.00

tab. 12- 2 Procesní parametry testu s tloušťkou vrstvy 30 µm

ID [-]	Beam compensation [µm]	Focus offset [mm]	Výkon laseru [W]	Skenovací rychlost [mm/s]	Tloušťka vrstvy [µm]	Vstupní plošná energie [J/mm <sup>2</sup> ]
1-6	500-450	6	325	1670	30	6.49
7-12	500-450	7	350	1500	30	7.78
13-18	500-450	8	350	1660	30	7.03
19-24	500-450	9	350	1830	30	6.38
25-30	500-450	10	350	2000	30	5.83
31-36	500-450	11	375	1670	30	7.49
37-42	500-450	12	375	1830	30	6.83
43-48	500-450	13	375	2000	30	6.25
49-54	500-450	14	375	2170	30	5.76
55-60	500-450	15	400	1660	30	8.03

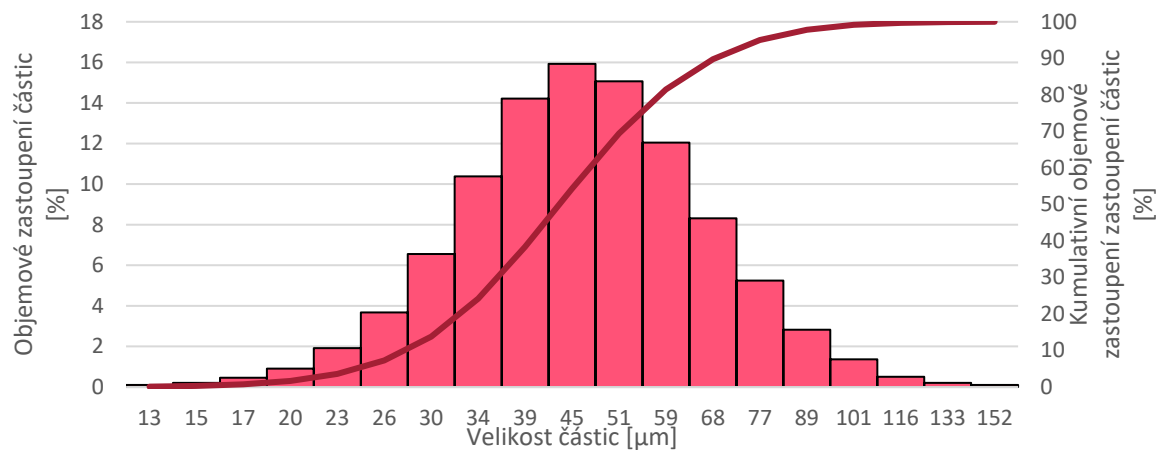
## Příloha G Seznam komponent měřicího zařízení

tab. 12- 3 Seznam komponent měřicího zařízení

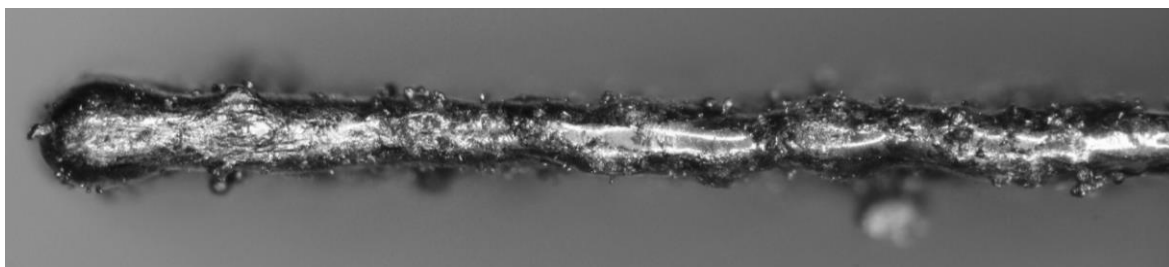
Položka	Počet
Čerpadlo Extol Craft 9740 ¾"	2
Průtokoměr Open-Smart 3P ¾"	2
Tlakoměr Open-Smart 0-0,5 MPa G1/4"	4
Teplotní senzor PT100	4
Keramické topné těleso 24 V 40W	16
Termistor Semitec NTC 3950 100k	6
Arduino Mega 2560	1
Arduino Uno	1
Relé modul 4 kanály 10A/250V s optickým oddělením	2
A/D převodník HX711	4



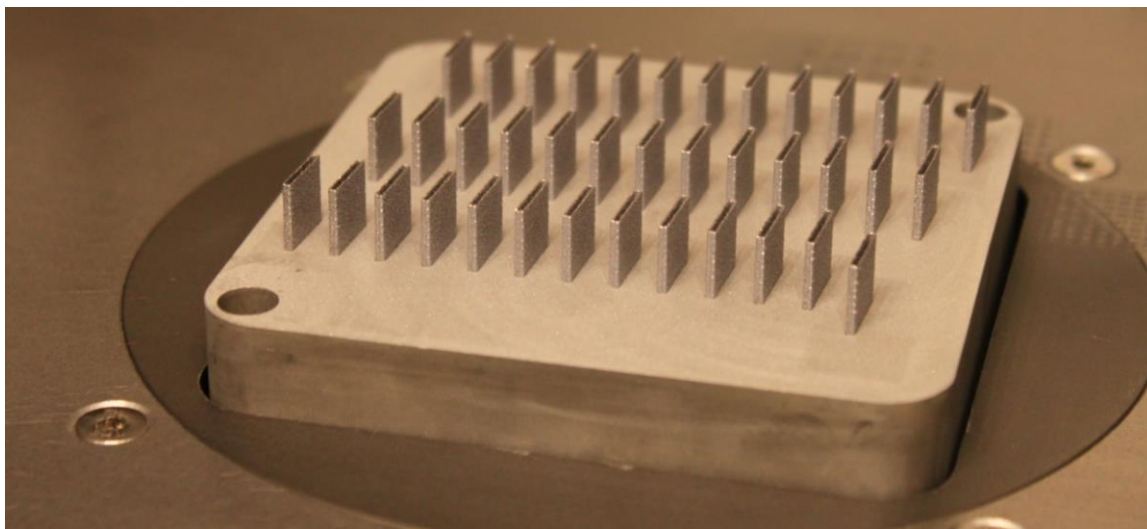
## Příloha H Dokumenty a obrázky



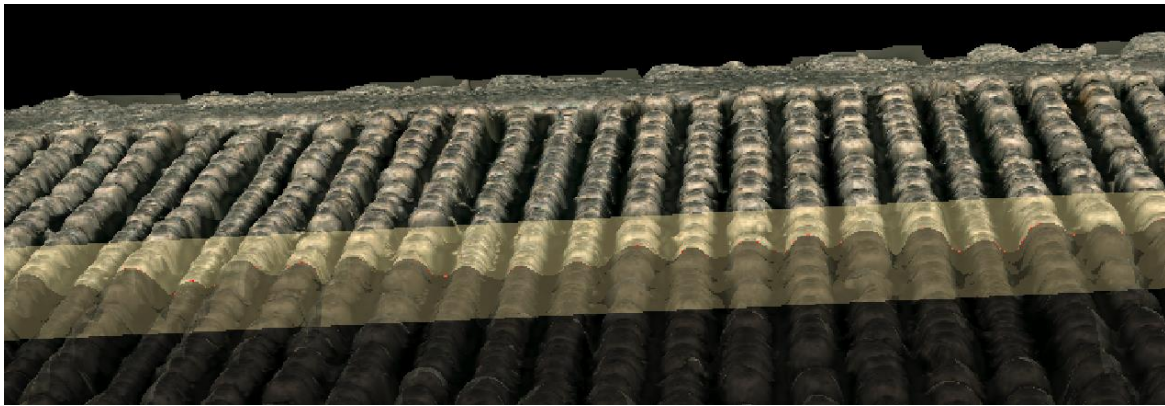
obr. 12- 22 Distribuce částic prášku AISi7Mg0,6 SLM Solutions [54]



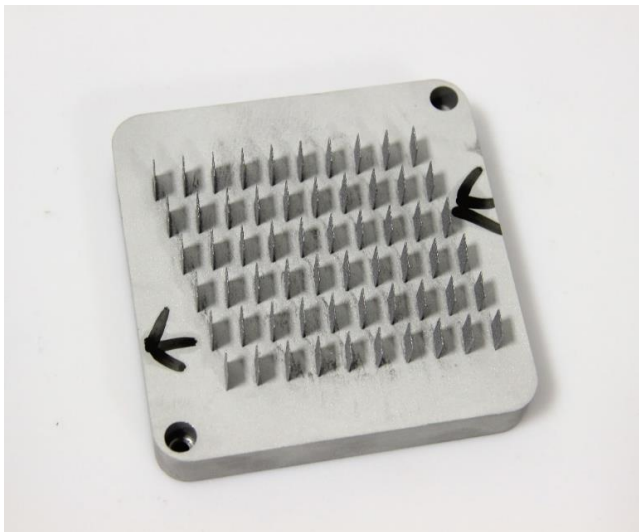
obr. 12- 23 Tenká stěna při  $l_h = 50 \mu\text{m}$  ,  $t = 242 \mu\text{m}$



obr. 12- 24 Stavba pro vyhodnocení vlivu zaostření laseru



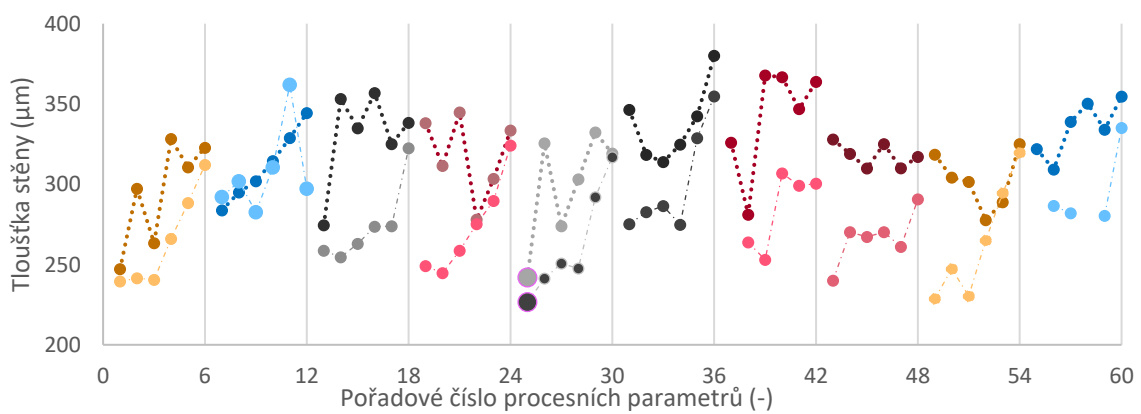
obr. 12- 25 Měření vzdálenosti žebér pomocí mikroskopu Keyence



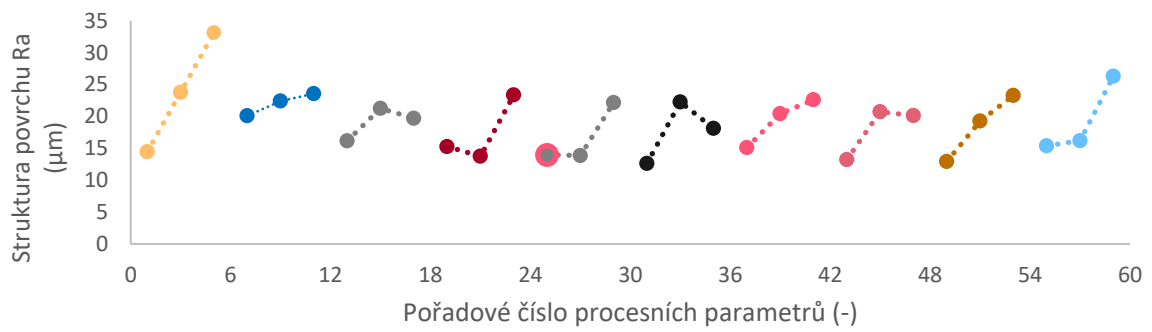
obr. 12- 26 Dokončená stavba tenkých stěn s výškou vrstvy  $l_h = 50 \mu\text{m}$



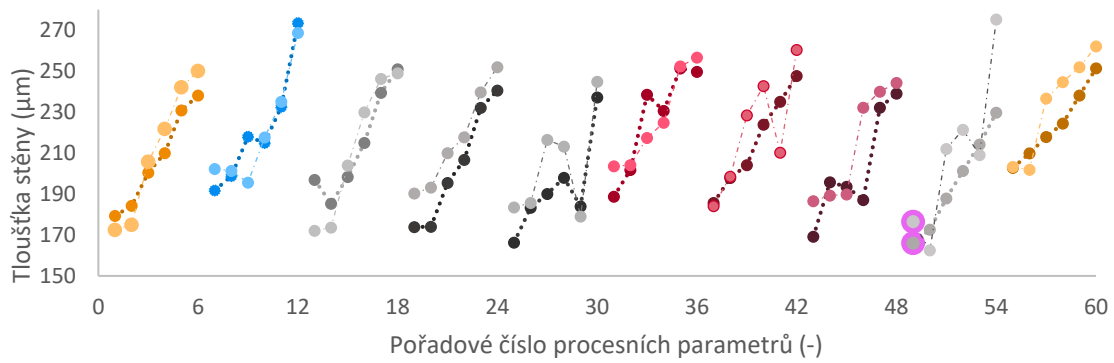
obr. 12- 27 Výbrus tenkých stěn testu s  $l_h = 50 \mu\text{m}$



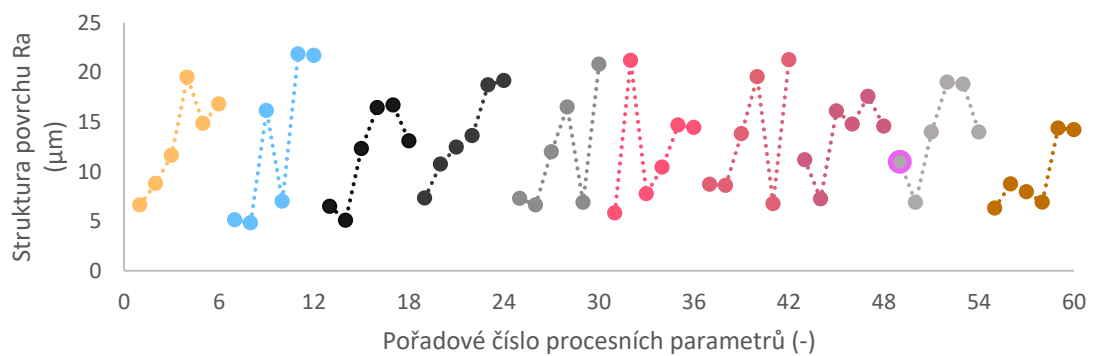
obr. 12- 28 Zobrazení tloušťky stěny pro příslušné procesní parametry při  $l_h = 50 \mu\text{m}$  (čárkovaná – výbrus; čerchovaná – horní vrstva)



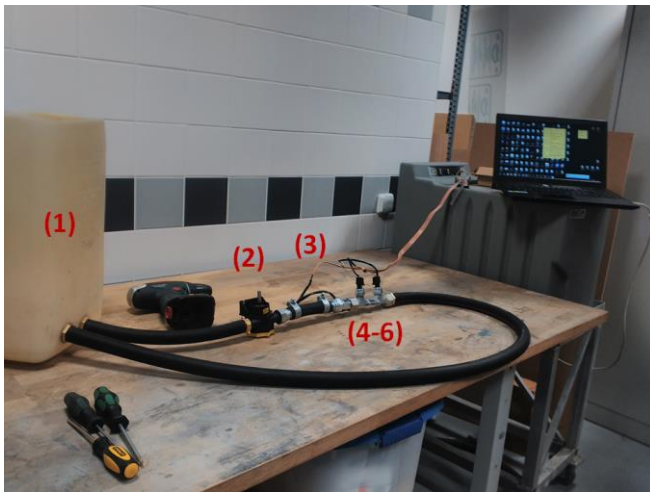
obr. 12- 29 Drsnost povrchu stěn příslušných procesních parametrů pro  $l_h = 50 \mu\text{m}$



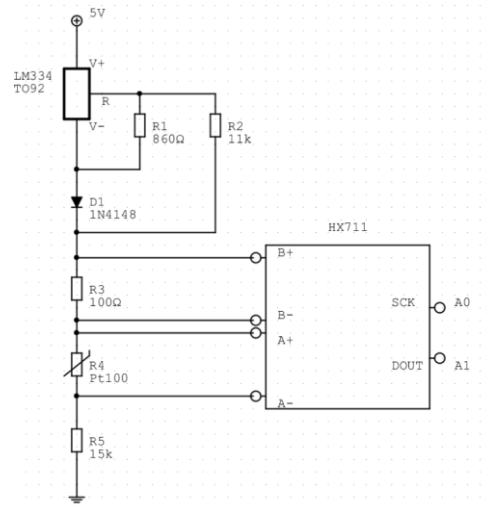
obr. 12- 30 Zobrazení tloušťky stěny pro příslušné procesní parametry při  $l_h = 30 \mu\text{m}$   
(čárkovaná – výbrus; čerchovaná – horní vrstva)



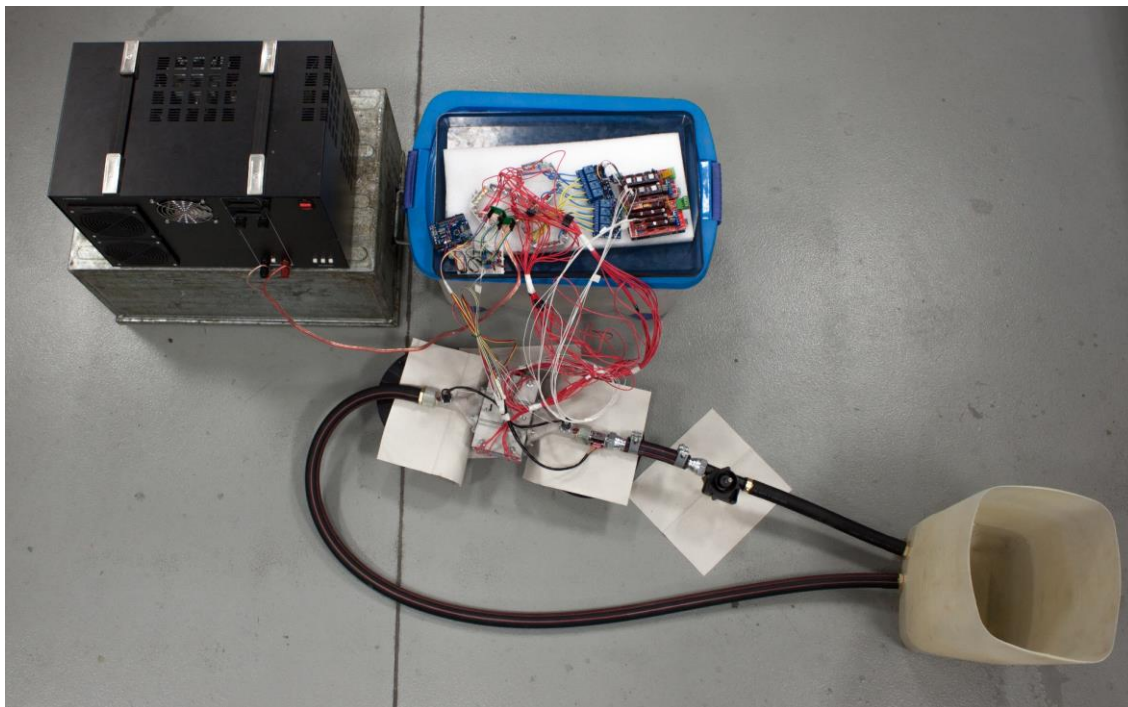
obr. 12- 31 Drsnost povrchu stěn příslušných procesních parametrů pro vrstvu  $\mu\text{m } 30 \mu\text{m}$



obr. 12- 32 Měřicí okruh tlakových ztrát: (1) – zásobník, (2) – čerpadlo,(3) – průtokoměr, (4-6) – snímače tlaku s chladičem

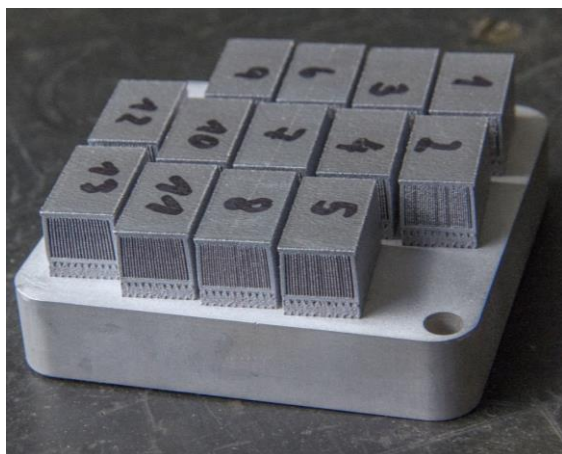


obr. 12- 33 Zapojení snímače teploty [61]



obr. 12- 34 Výroba měřicího okruhu

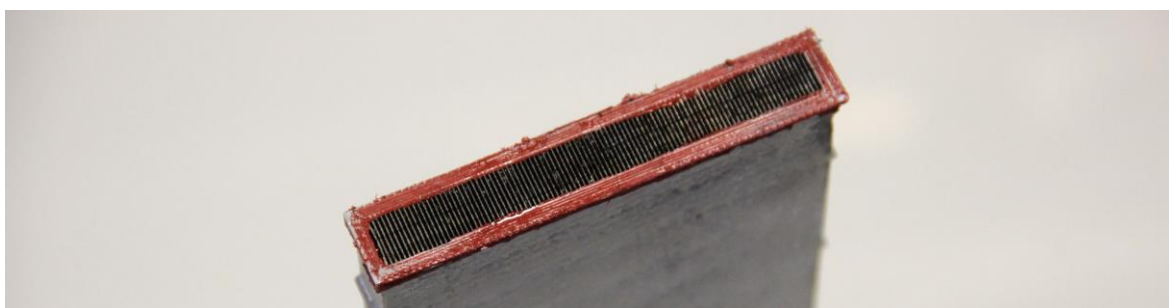




obr. 12- 35 Dokončený tisk testovacích chladičů



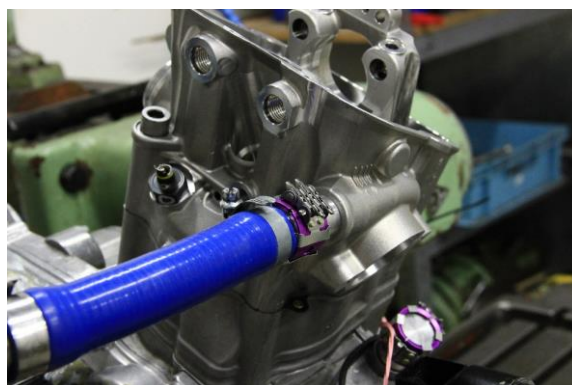
obr. 12- 36 Přiblížení deformace vzniklé smrštěním horních vrstev



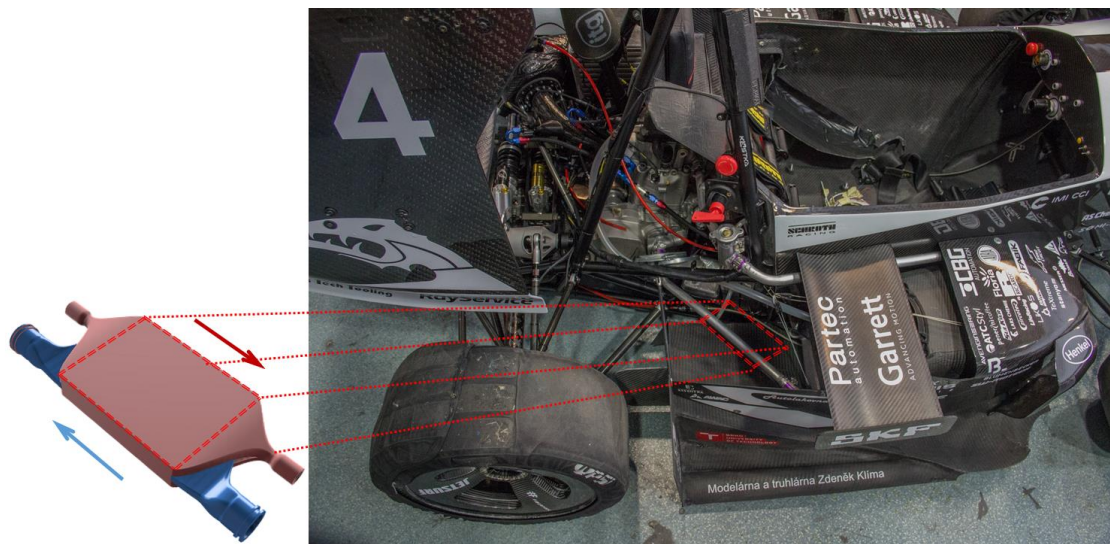
obr. 12- 37 Žebrování chladiče pro měření výkonnostních parametrů



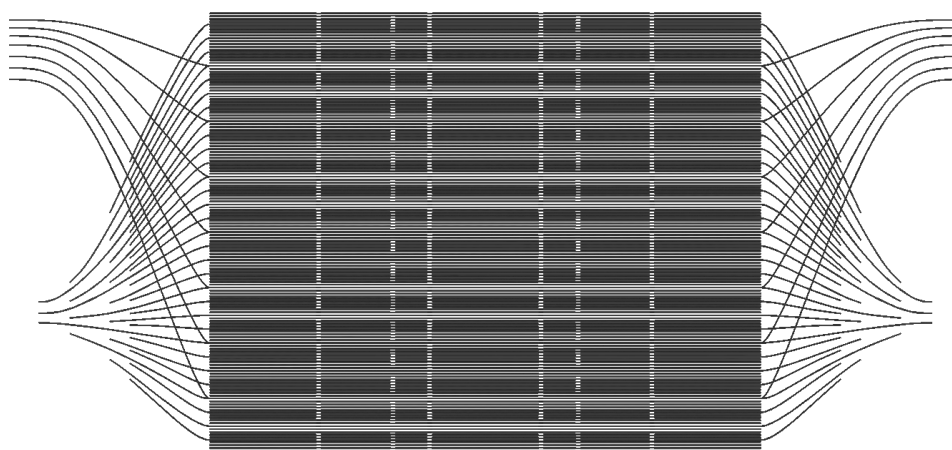
obr. 12- 38 Přívod vodního okruhu do motoru formule



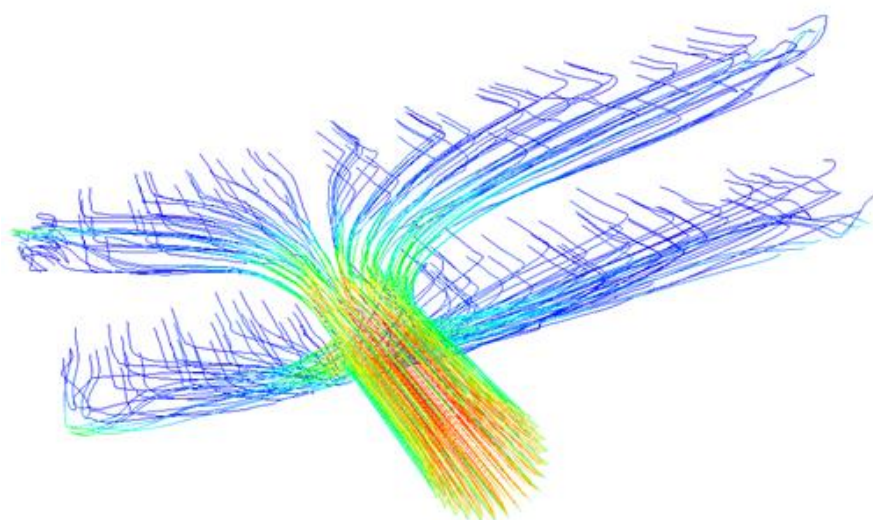
obr. 12- 39 Výstup vodního okruhu z motoru formule



obr. 12- 40 Konečné umístění a konstrukce chladiče



obr. 12- 41 Žebrování vyvinutého chladiče



obr. 12- 42 Optimalizované proudění olejovou přírubou