

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**Fakulta strojní – Ústav letadlové techniky**



**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**NÁVRH CHLAZENÍ FREKVENČNÍHO  
MĚNIČE VOZU FORMULA STUDENT**

**DESIGN OF FORMULA STUDENT POWER INVERTER COOLING**

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím literárních zdrojů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů.

Datum: .....

Podpis

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Plesník** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **493614**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:  
**Návrh chlazení frekvenčního měniče vozu Formula Student**

Název bakalářské práce anglicky:  
**Design of Formula Student Power Inverter Cooling**

Pokyny pro vypracování:  
1) Proveďte rešerši chlazení výkonové elektroniky  
2) Proveďte vyhodnocení stávajícího stavu pomocí měření nebo CFD  
3) Pomocí CFD navrhnete nový chladič frekvenčního měniče


Seznam doporučené literatury:  
Dle pokynů vedoucího

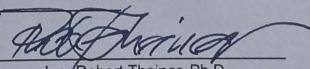
Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:  
**Ing. Jiří Teichman ústav letadlové techniky FS**

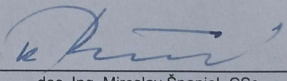
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **29.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **08.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Ing. Jiří Teichman  
podpis vedoucí(ho) práce

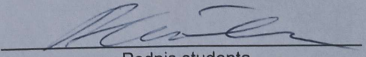
  
Ing./Robert Theiner, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.  
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

29.4.2022  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce za je chápavý přístup. Velké poděkování patří týmu eForce, zejména Bc. Michalovi Kopiárovi, Bc. Vojtovi Michalovi a Ing. Ondřeji Šeredovi. Poslední poděkování patří mým přátelům, kteří měli vůči mě pochopení v těžkých časech psaní této práce.

# **Anotační záznam**

**Jméno autora:** Jan Plesník  
**Název práce:** Návrh chlazení frekvenčního měniče vozu Formula Student  
**Anglický název:** Design of Formula Student Power Inverter Cooling  
**Rozsah práce:**  
40 stran  
20 obrázků  
10 tabulek

**Akademický rok:** 2021/2022  
**Ústav:** 12 122 Ústav letadlové techniky  
**Studijní program:** Bakalářský - TZSI  
**Vedoucí práce:** Ing. Jiří Teichman

**Klíčová slova:** Měnič, Chlazení, Simulace, CFD, Formula Student, Ansys, Průtok  
**Keywords:** Inverter, Cooling, Simulation, CFD, Formula Student, Ansys, Flow

## **Anotace**

Bakalářská práce se zabývá určením tepelného výkonu spínacího modulu frekvenčního měniče vozu týmu eForce FEE Prague Formula a návrhu chladicího bloku vodního chlazení. Vytvořil jsem několik modelů, které jsem pomocí programu Ansys Fulent ověřil. Na základě výsledků simulací jsem vybral nejlepší geometrii chladiče pro bezpečný provoz měniče.

## **Abstract**

This bachelor's thesis deals with determination of heat generated by tranzistor modules inside the frequency inverter used in a car of team eForce FEE Prague Formula and with design of heatsink. I have created several heatsink designs which I compared in CFD software Ansys FLUENT. Based on the results I have chosen the best performing heatsink geometry for safe inverter operation.

# Obsah

<b>Seznam obrázků</b>	II
<b>Seznam tabulek</b>	III
<b>Seznam použitých značek a symbolů</b>	IV
<b>1 Úvod</b>	1
1.1 Cíle bakalářské práce	1
1.2 Formula Student	1
<b>2 Navazující systémy formule</b>	3
2.1 Chladicí systém formule	3
2.2 Pohonný systém formule	4
<b>3 Teorie</b>	5
3.1 Chlazení	5
3.1.1 Pasivní chlazení	5
3.1.2 Aktivní chlazení	5
3.1.3 Dvojfázové chlazení	7
3.2 Přenos tepla	7
3.2.1 Vedení tepla	7
3.2.2 Proudění	7
3.2.3 Záření	8
3.2.4 Termická rezistivita	9
3.3 Hydraulické ztráty	10
3.3.1 Třecí ztráty	11
3.3.2 Místní ztráty	11
3.4 Frekvenční měniče	13
<b>4 Okrajové podmínky</b>	16
4.1 Tepelný výkon	16
4.2 Materiál a povrch chladiče	20
4.3 Měření průtoku	21
<b>5 Simulace</b>	23
5.1 Nastavení sítě	23
5.2 Nastavení simulace	24
5.3 Ověření nastavení simulace	24
<b>6 Návrhy chladiče</b>	27
6.1 Zástavba chlazení	27
6.2 Referenční plocha rovné desky	27
6.3 Var.1 - Přímé žebrování	29
6.4 Varianta 2	31
6.5 Verze 3	33

6.6 Verze 4 . . . . .	35
6.7 Verze 5 . . . . .	36
6.8 Verze 6 . . . . .	38
6.9 Verze 7 . . . . .	40
6.10 Porovnání . . . . .	41
<b>7 Závěr . . . . .</b>	<b>43</b>
<b>Seznam použité literatury a zdrojů . . . . .</b>	<b>44</b>



# Seznam obrázků

## Seznam obrázků

Obrázek 1	Body z jednotlivých disciplín [5]	2
Obrázek 2	Schéma chladicího okruhu formule	3
Obrázek 3	Umístění radiátoru a ventilátorů v bočním křídle formule	3
Obrázek 4	Schéma pohonného systému formule	4
Obrázek 5	Fischer motor	4
Obrázek 6	Spínací prvek Vinotech	4
Obrázek 7	Pasivní chlazení rezistorů v jednotce AMS (Accumulator Management system)	5
Obrázek 8	Aktivní vzdušné chlazení pro procesor počítače [2]	6
Obrázek 10	Vzdušné chlazení procesoru s dvojfázovým mezistupněm chlazení [4]	7
Obrázek 11	Přenos tepla skrz tepelné odpory [3]	10
Obrázek 12	Moodyho diagram [10]	12
Obrázek 13	Různé geometrie vstupů: a) Zaoblený, b) Ostrohranný, c) Bordův nátrubek [11]	12
Obrázek 14	Víření v 90° kolenu [7]	13
Obrázek 15	Vířivé páry: a) podélný řez, b) příčný řez hranatou trubkou, c) příčný řez kruhovou trubkou [7]	13
Obrázek 16	Proudění skrz náhlé rozšíření [7]	13
Obrázek 17	Schématické zobrazení tradičního frekvenčního měniče.	14
Obrázek 18	Schéma třífázového VSI měniče [9]	14
Obrázek 19	Vizualizace napětí $U_{DS}$ , proudu $I_D$ a ztrát v tranzistoru MOSFET [9]	15
Obrázek 20	Okruh Formula Student Alpe Adria	16
Obrázek 21	Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu	17
Obrázek 22	Napěťová ztráta na tranzistoru při daném proudu a teplotě. [14]	17
Obrázek 23	Tepelný výkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu	18
Obrázek 24	Spínací a vypínací energie v závislosti na procházejícím proudu [14]	19
Obrázek 25	Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu	20
Obrázek 26	Napěťová ztráta na tranzistoru při daném proudu a teplotě.	21
Obrázek 27	Tlaková charakteristika čerpadla [12]	22
Obrázek 28	Sít' původního zakoupeného chladiče	23
Obrázek 29	Testování měničů Lenze	25
Obrázek 30	Rozdíl chladicí kapaliny mezi vstupem a výstupem z měniče Lenze	25

Obrázek 31	Charakteristiky spínacích a vedených ztrát na spínacím prvku Vincotech 80-M3126PA150M7 [14] . . . . .	25
Obrázek 32	Ustálení residuí a výsledků simulace . . . . .	26
Obrázek 33	Rozložení teplot na kupovaném chlazení . . . . .	26
Obrázek 34	Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu . . . . .	27
Obrázek 35	Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu . . . . .	28
Obrázek 36	Dimenze modelu chladiče s přímým žebrováním . . . . .	29
Obrázek 37	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči . . . . .	30
Obrázek 38	Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči . . . . .	30
Obrázek 39	Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy . . . . .	31
Obrázek 40	Upravená redukce pro distribuci kapaliny do chladiče . . . . .	31
Obrázek 42	Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy . . . . .	32
Obrázek 43	Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 2 . . . . .	32
Obrázek 41	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 2 . . . . .	32
Obrázek 44	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny nad žebrováním verze 2 . . . . .	33
Obrázek 45	Dimenze modelu chladiče s přímými kanálky . . . . .	33
Obrázek 46	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 3 . . . . .	34
Obrázek 47	Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze3 . . . . .	34
Obrázek 48	Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 3 . . . . .	34
Obrázek 49	Dimenze modelu chladiče s odsazenými ploutvičkami . . . . .	35
Obrázek 50	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 4 . . . . .	35
Obrázek 51	Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze4 . . . . .	36
Obrázek 52	Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 4 . . . . .	36
Obrázek 53	Dimenze modelu chladiče s zúženými odsazenými ploutvičkami . . . . .	36
Obrázek 55	Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze5 . . . . .	37
Obrázek 56	Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 5 . . . . .	37
Obrázek 54	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 5 . . . . .	37
Obrázek 57	Caption . . . . .	37
Obrázek 58	Dimenze modelu chladiče s odsazenými lichoběžníkovými ploutvičkami . . . . .	38
Obrázek 60	Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze6 . . . . .	39
Obrázek 61	Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 6 . . . . .	39
Obrázek 59	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 6 . . . . .	39
Obrázek 62	Dimenze modelu chladiče s zúženými odsazenými obrácenými lichoběžníkovými ploutvičkami . . . . .	40
Obrázek 63	Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 7 . . . . .	40
Obrázek 64	Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze7 . . . . .	41
Obrázek 65	Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 7 . . . . .	41

# Seznam tabulek

## Seznam tabulek

Tabulka 1	Příklady koeficientů geometrie [3] . . . . .	10
Tabulka 2	Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli ztrátám vedením při akceleraci	18
Tabulka 3	Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli ztrátám vedením při autocrossu	18
Tabulka 4	Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli spínacím ztrátám při akceleraci	20
Tabulka 5	Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli spínacím ztrátám při autocrossu	20
Tabulka 6	Tepelná vodivost pro vybrané slitiny hliníku . . . . .	21
Tabulka 7	Výsledky chladiče verze 1 . . . . .	30
Tabulka 8	Výsledky chladiče verze 2 . . . . .	32
Tabulka 9	Výsledky chladiče verze 3 . . . . .	33
Tabulka 10	Výsledky chladiče verze 4 . . . . .	36
Tabulka 11	Výsledky chladiče verze 5 . . . . .	38
Tabulka 12	Výsledky chladiče verze 6 . . . . .	39
Tabulka 13	Výsledky chladiče verze 7 . . . . .	41
Tabulka 14	Porovnání verze 4, verze 4* se sníženým průtokem a verze 5 . . . . .	42

## Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Jednotky	Význam
$q$	$[W/m^2]$	Hustota tepelného toku
$\lambda$	$[W/mK]$	Tepelná vodivost
$T$	$[K]$	Teplota
$\alpha$	$[W/m^2K]$	Součinitel přestupu tepla
$Nu$	$[-]$	Nusseltovo číslo
$Pr$	$[-]$	Prandtlovo číslo
$Re$	$[-]$	Reynoldsovo číslo
$\rho$	$[kg/m^3]$	Hustota
$D_H$	$[m]$	Hydraulický průměr
$\bar{v}$	$[m/s]$	Průměrná rychlost tekutiny
$\mu$	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita
$\nu$	$[m^2/s]$	Kinematická viskozita
$\sigma_s$	$[W/m^2K^{-4}]$	Stefan-Boltzmannova konstanta
$R_T$	$[K/W]$	Termická rezistivita
$\dot{Q}$	$[W]$	Tepelný výkon
$S$	$[m^2]$	Obsah plochy
$V$	$[m^3]$	Objem
$\dot{V}$	$[m^3/s]$	Objemový průtok
$k_G$	$[m^{-1}]$	koeficient geometrie
$c_p$	$[J/kgK]$	Měrná tepelná kapacita
$m$	$[kg]$	Hmotnost
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Hmotnostní tok
$\epsilon$	$[-]$	Součinitel hydraulických ztrát
$p$	$[Pa]$	Tlak
$f$	$[s^{-1}]$	Frekvence
$O$	$[m]$	Obvod
$f_{Hc_p}$	$[-]$	Součinitel třecích ztrát
$u, U$	$[V]$	Napětí
$i, I$	$[A]$	Proud
$P$	$[W]$	Výkon
$R$	$[\omega]$	Odpor
$t$	$[s]$	Čas
$E_{SW}$	$[J]$	Spínací energie

# 1 Úvod

## 1.1 Cíle bakalářské práce

Pro návrh vlastního chlazení frekvenčního měniče jsem se rozhodl z důvodů vývoje kompletně vlastního řešení frekvenčního měniče v týmu studentské formule eForce FEE Prague Formula pro rok 2023 a protože současné komerční řešení je zbytečně těžké a nabízí se v této oblasti úspora váhy několika jednotek kilogramů. Cílem práce je navrhnout chlazení spínacích prvků frekvenčního měniče, aby se zaručila funkce měničů při zatíženém provozu a aby byl systém kompatibilní se zbytkem chladicího okruhu, a to vše za snahou minimalizace váhy navrhlého chlazení, popřípadě zbytku chladicího systému a maximalizace účinnosti. V této práci provádím základní rešerši různých možností chlazení, teoretických výhod a nevýhod a jejich aplikaci na naše komponenty skrze CFD simulační software ANSYS Fluent.

## 1.2 Formula Student

Formula student je studentská inženýrská soutěž organizovaná SAE International (Society of Automotive Engineers). Cílem soutěže je za školní rok navrhnout a postavit v rámci daných pravidel formuli, se kterou studenti soutěží v pěti dynamických disciplínách a zároveň musí své technické, obchodní a rozpočtové rozhodnutí obhájit ve třech statických disciplínách.

Soutěž začala v roce 1980 ve Spojených státech amerických s pomocí Texaské univerzity v Austinu, kdy se zúčastnily čtyři týmy. Od té doby se soutěž rozrostla do celého světa a ročně se pořádá okolo dvaceti soutěží, kterých se účastní přes 250 týmů ze tří kategorií.

Mezi tři kategorie formulí patří:

**Combustion** - pilotem řízené formule, které jsou omezovány zdvihovým objemem a restriktorem.

**Electrical** - pilotem řízené formule, které jsou omezovány maximálním elektrickým výkonem.

**Driverless** - bezpilotní formule, které mohou být spalovací, nebo elektrické.

Elektrická formule, pro kterou je tato práce psána, se účastní třech statických a pěti dynamických disciplín. Dohromady je možné získat ze všech disciplín 1000 bodů. Jednotlivé disciplíny soutěže jsou:

**Buisness plan** - statická disciplína za 75 bodů, ve které studenti představují svoji dovednost využít technologie používané ve formuli a prodat svoje řešení v reálném světě. Jednotlivé

prezentace jsou bodovány skupinou nezávislých porotců z komerčního sektoru.

**Cost** - statická disciplína za 100 bodů, ve které týmy obhajují svá rozhodnutí z hlediska cenových nákladů, kontroluje se realita odhadů cenových nákladů na návrh a výrobu formule a zároveň se hodnotí týmová flexibilita vůči cenovým a logistickým výkyvům.

**Engineering design** - statická disciplína za 125 bodů, ve které se hodnotí návrhové rozhodnutí a inženýrské postupy užití při návrhu formule.

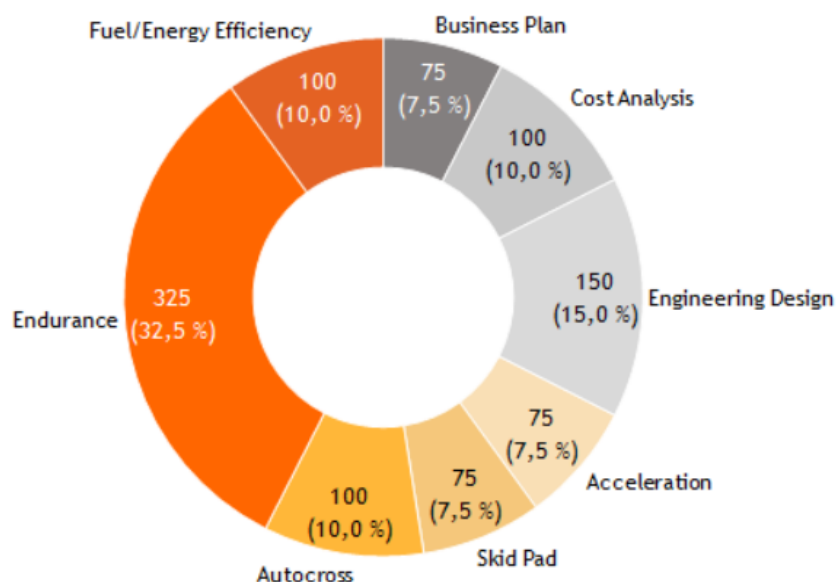
**Acceleration** - dynamická disciplína za 75 bodů, ve které je cílem nejrychleji projet rovnou trat' o délce 75 metrů. Každý tým má dva až čtyři pokusy (záleží na soutěži) a počítá se nejrychlejší pokus.

**Skid pad** - dynamická disciplína za 75 bodů, ve které pilot jede dva pravotočivé a dva levotočivé kruhy v sérii o středním průměru 18,25 metrů. Počítá se nejrychlejší pokus ze čtyř.

**Autocross** - dynamická disciplína za 125 bodů, ve které je cílem projet co nejrychleji závodní trasu. Každý tým má čtyři pokusy.

**Endurance** - hlavní dynamická disciplína za 325 bodů, ve které je cílem co nejrychleji projet navazující trat' podobné autocrossové trati. Celková ujetá vzdálenost musí být minimálně 22km a v polovině jízdy dochází ke střídání pilotů.

**Efficiency scoring** - dynamická disciplína za 100 bodů probíhající současně s Endurance disciplínou. Během Endurance se měří spotřeba formule a hodnotí se efektivita celého systému. [6]



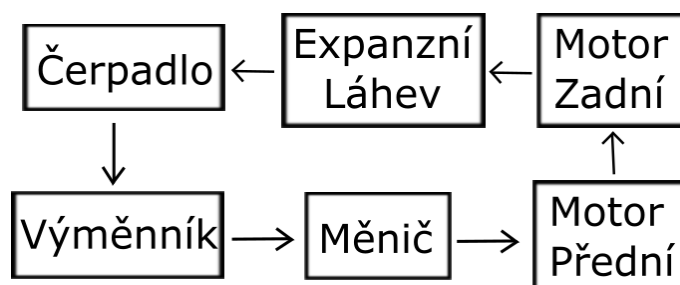
Obr. 1: Body z jednotlivých disciplín [5]

## 2 Navazující systémy formule

Navrhované chlazení je napojené na dvě sestavy formule. Na pohonný systém, který skrz tranzistory ve spínacích prvcích do chlazení teplo přivádí a na chladicí sestavu, která z chladiče teplo odvádí do okolní atmosféry.

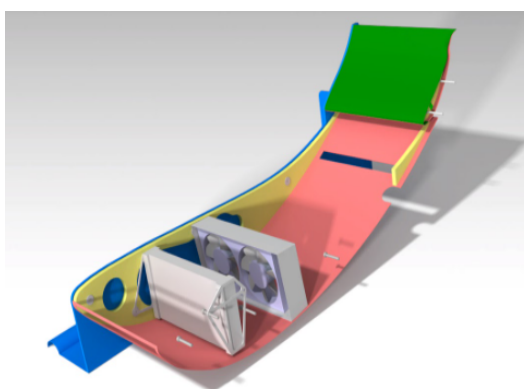
### 2.1 Chladicí systém formule

Chladicí systém formule se skládá ze dvou symetrických uzavřených vodních obvodů. Každý obvod má za úkol odvádět odpadní teplo od frekvenčního měniče, předního motoru a zadního motoru. Odpadní teplo je z elektrických komponentů tímto okruhem odváděno to tepelného výměníku uloženém v bočním křídle, který teplo předává do okolního prostředí. Celý systém je poháněn oběhovým čerpadlem. Celý okruh je uzavřen expanzní láhví.



Obr. 2: Schéma chladicího okruhu formule

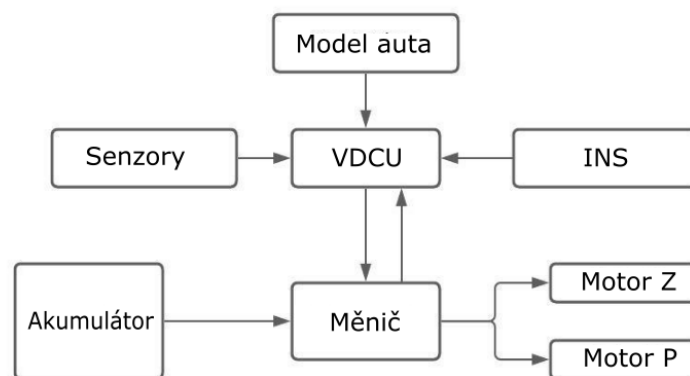
Teplotní výměník je radiátor od firmy Hanon s hliníkovými trubkami protkanými hliníkovými vzduchovými kanálky. Celkové rozměry radiátorů jsou 265x104x25mm. Použité čerpadla jsou 24V DC čerpadla WPDC-06.7L od firmy ROTEK s maximálním průtokem 6.7l/min a maximálním výtlakem 10m. Chlazení motorů zajišťují hliníkové kostry vlastního návrhu. Celý okruh je propojen silikonovými trubicemi o vnitřním průměru 8mm.



Obr. 3: Umístění radiátoru a ventilátorů v bočním křídle formule

## 2.2 Pohonný systém formule

Celý pohonný systém formule je napájen 600V jednosměrným napětím z našeho akumulátoru. To je přes frekvenční měniče převedeno na střídavý proud dle pokynu VDCU (Vehicle Dynamic Control Unit), které přes teoretický model zpracovává vstupy řidiče a zpětnou vazbu formule. Srdcem frekvenčního měniče a cílem navrhovaného chlazení jsou dva třífázové spínací prvky 10-PG126 od firmy Vinotech. Střídavý proud je poté poslán do dvou připojených synchronních motorů s permanentními magnety od firmy Fischer s maximálním výkonem 35kW a maximálními otáčkami 20 000 RPM při napětí 600V

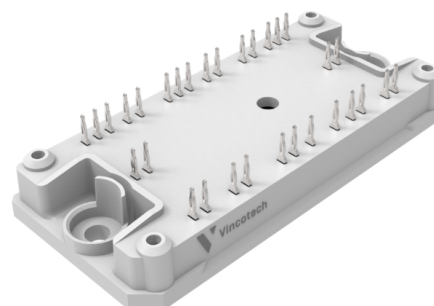


**Obr. 4:** Schéma pohonného systému formule

V jednom frekvenčním měniči jsou dva snímací prvky, které jsou potřeba chladit. Každý spínací prvek ovládá jeden motor. Elektrický výkon procházející skrz spínací prvky je ovlivňován signály posílanými z VDCU jednotky. Tepelný výkon spínacího prvku je pak závislý na protékajícím výkonu skrz tranzistory, napětí akumulátoru a teplotě tranzistorů. Elektrický výkon, který se pak vrací skrz rekuperaci zpět do akumulátoru, se tváří na první pohled jako negativní výkon, na tvorbu tepla má však stejný vliv jako při napájení motorů.



**Obr. 5:** Fischer motor



**Obr. 6:** Spínací prvek Vinotech



## 3 Teorie

### 3.1 Chlazení

Chlazení elektrických součástí je nezbytné pro jejich bezpečný a optimální provoz. Při provozu frekvenčních měničů se generuje odpadní teplo vlivem elektrických odporů v tranzistorech ve spínacích prvcích. Chlazení má za úkol toto odpadní teplo odvést od tranzistorů do okolní atmosféry takovým způsobem, aby nedošlo k přehřátí tranzistorů a tím k snížení jejich efektivity, popřípadě k jejich poruše.

V běžné praxi pro chlazení elektrotechnických součástí se aplikuje několik možností s ohledem na generované teplo, možnost zástavby a finanční požadavky.

#### 3.1.1 Pasivní chlazení

Každý objekt ve studenějším prostředí, gravitačním poli a obklopen stlačitelnou tekutinou emituje teplo skrz volnou konvekci. To platí i pro elektrosoučástky, a tudíž nejjednodušším řešením chlazení je nedělat nic speciálního, jen zvětšit co nejvíce plochu pro účinek přirozené konvekce. Toto řešení je ovšem limitováno pro případy s nízkou disipací tepla. Přirozená tepelná konvekce je také velice jednoduše ovlivnitelná externími vlivy, což může dělat pasivní chlazení v určitých aplikacích nepředvídatelným. Na stranu druhou jsou pasivní chlazení díky absenci pohyblivých součástí velice spolehlivá a levná.



Obr. 7: Pasivní chlazení rezistorů v jednotce AMS (Accumulator Management system)

#### 3.1.2 Aktivní chlazení

Aktivní chlazení funguje na principu nucené konvekce, kdy chladící médium je nuceně hnáno okolo ochlazované součásti. Na rozdíl od přirozené konvekce, efektivita nucené konvekce je silně ovlivňována režimem proudění, popsaným v podobnostní teorii číslem Reynoldsovým  $Re$  a Prandtlovým  $Pr$ , ze kterých lze získat součinitel přestupu tepla.

Aktivní chlazení dělíme především podle užitého chladícího média.

**a) Chlazení vzduchem** - Aktivní chlazení vzduchem využívá okolní atmosféru, která je vháněna většinou ventilátory do chlazení. Nucené proudění umožňuje návrhy s hustším umístěním chladících desek vedle sebe a tím i zvýšení chladícího výkonu. Potřeba větráků vyústí uje v nižší spolehlivost a větší hlasitost chladícího systému. Maximální výkon chlazení je limitován samotnými vlastnostmi vzduchu, jenž má nízké Prandtlovo číslo a tím i nízký koeficient přenosu tepla.



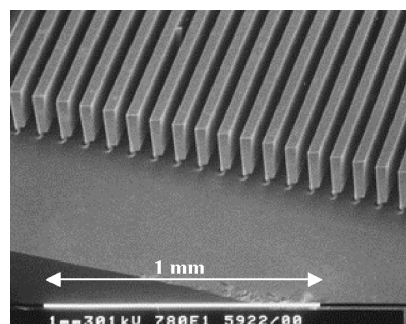
**Obr. 8:** Aktivní vzdušné chlazení pro procesor počítače [2]

**b) Chlazení kapalinou** - Chlazení kapalinou má oproti chlazení vzduchem výhodu o zhruba tři řády většího koeficientu přenosu tepla, což jej dělá vhodnou alternativou pro chlazení silných zdrojů tepla. Chlazení kapalinou může být buď otevřené (chlazení továren a elektráren z okolních řek) či uzavřené (počítačové chlazení). V uzavřené smyčce musí být kapalina poháněna čerpadlem a předávat naakumulované teplo do okolního prostředí skrz tepelný výměník.

Specifickým typem chlazení kapalinou je chlazení přes mikrokanálky. V tomto případě jsou miniaturní kanálky naleptány přímo na křemík, který je potřeba ochlazovat a chladící kapalina je v kontaktu přímo s křemíkem. Díky tomu se eliminuje přechod tepla přes ochranný obal čipu, teplovodivou pastu a kovový výměník.



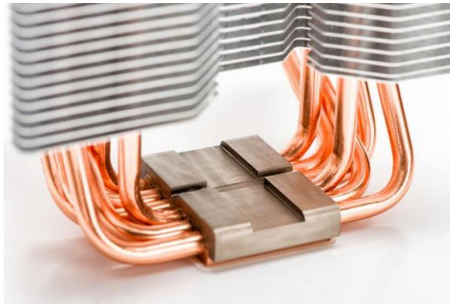
**(a)** Aktivní vodní chlazení pro procesor počítače [1]



**(b)** Řada mikrokanálek formovaných z křemíku [1]

### 3.1.3 Dvojfázové chlazení

Dvojfázové chlazení (heatpipes) obsahuje kapalinu na hranici bodu varu v uzavřené kovové trubici a vypařováním odvádí teplo od zdroje. Na chladné straně tekutina kondenzuje a po stěnách se vrací k teplé části trubice. Tento proces využívá toho, že fázová změna je proces isotermický a vaření kapaliny je proces s velmi vysokým koeficientem přenosu tepla. Typicky se dvojfázové chlazení využívá k odvedení velkého množství tepla na malé ploše do sekundárního chlazení popsaných výše.



Obr. 10: Vzdušné chlazení procesoru s dvojfázovým mezistupňem chlazení [4]

## 3.2 Přenos tepla

Přenos tepla je fyzikální jev uskutečňující se za předpokladu existence teplotního rozdílu. Regiony s existujícím teplotním gradientem se budou snažit dosáhnout rovnováhy a vznikne tepelný tok ve směru z místa s vyšší teplotou k místu s nižší teplotní hladinou. Teplo se může přenášet třemi způsoby: vedením, prouděním a zářením.

### 3.2.1 Vedení tepla

Vedením tepla, neboli kondukcí, myslíme přenos energie interakcí atomů a molekul ve spojitém prostředí za přítomnosti teplotního gradientu. Vztah mezi hustotou tepelného toku  $\vec{q}$  a teplotním gradientem  $\nabla T$  může být vyjádřen Furierovou rovnicí vedení tepla:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \nabla T \quad (1)$$

$\lambda [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  je skalárním součinitelem úměrnosti, který nazýváme tepelná vodivost a je to charakteristika přenosné látky, jež nám popisuje schopnost materiálu vést teplo. O vedení tepla v této práci mluvím v případě přenosu tepla mezi spínacím prvkem, teplovodivým médiem mezi spínacím prvkem a chladičem a chladičem.

### 3.2.2 Proudění

Sdílení tepla prouděním, neboli konvekcí, je proces výměny tepla makroskopickým pohybem spojitého prostředí. Konvekce je vyvolána teplotním rozdílem mezi povrchem omývaného

tělesa a okolním prostředím. Konvekce vyvolána čistě teplotním rozdílem je tzv. konvekce přirozená. Pokud je konvekce vyvolána uměle, například čerpáním, pak se jedná o konvekci umělou. Vztah mezi hustotou tepelného toku  $\vec{q}$  a teplotním rozdílem povrchu tělesa  $T_S$  a okolního prostředí  $T_f$  poskytuje Newtonova rovnice konvekce:

$$\vec{q} = \alpha(T_f - T_S) \quad (2)$$

Součinitel úměrnosti  $\alpha[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  není univerzální konstanta a v technické praxi se nazývá součinitel přestupu tepla. Hodnota  $\alpha$  se určuje ze stavu zkoumaného systému pomocí Nusseltového čísla:

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda_L \cdot L} \quad (3)$$

kde  $\lambda_L$  je tepelná vodivost tekutiny a  $L$  je charakteristická vzdálenost. Pro nucenou konvekci se dá Nusseltovo číslo vyjádřit většinou jako funkce  $Nu = Nu(Re, Pr)$ , kde  $Re$  je Reynoldsovo číslo a  $Pr$  je číslo Prandtlovo. Reynoldsovo číslo je bezrozměrné číslo, které indikuje poměr setrvačných a vazkých sil v tekutině:

$$Re = \frac{\rho \cdot D_H \cdot \bar{v}}{\mu} \quad (4)$$

kde  $\mu$  je dynamická viskozita kapaliny,  $\rho$  je hustota tekutiny a  $\bar{v}$  je střední rychlost tekutiny. Prandtlovo číslo  $Pr$  udává vztah mezi viskozitou a tepelnou vodivostí tekutiny:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (5)$$

kde  $\nu$  je kinematická viskozita tekutiny,  $\alpha$  je součinitel teplotní vodivosti a  $C_p$  je měrná tepelná kapacita tekutiny.

V případě zkoumaného chlazení se konvekce nachází při přestupu tepla mezi chladičem a chladičí kapalinou.

### 3.2.3 Záření

Záření je fyzikální jev vyznačující se přenosem tepla elektromagnetickým zářením. Látky s kinetickou energií (teplotou) vyzařují do svého okolí elektromagnetické záření o vlnových délkách  $10^{-7}$  až  $10^{-4}m$ . Dokonalý zářič (černé těleso) vyzařuje ve směru normály k povrchu hustotu tepelného toku:

$$\vec{q} \cdot \vec{n} = \delta_s \cdot T^4 \quad (6)$$

kde  $\delta_s$  je Stefan-Boltzmannova konstanta, která má hodnotu  $5.6 \cdot 10^{-8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$ . Jak je z rovnice (6) vidět, hustota tepelného toku je závislá na čtvrté mocnině teploty povrchu tělesa a proto se tento jev v technické praxi při nucené konvekci uvažuje pouze při vysokých teplotách. Rovnice (6) také platí pouze pro ideální těleso s absorbcí  $\alpha = 1$ , oproti např. hliníku, který dosahuje hodnot okolo  $\alpha = 0.1$  pro dané vlnové délky. Pro návrh chlazení, které je chlazeno nuceně kapalinou, jsem proto záření zanedbal. [3]

### 3.2.4 Termická rezistivita

Termická rezistivita je vlastnost systému odolávat toku tepla. Můžeme použít specifickou termickou rezistivitu, která nám popisuje vlastnost materiálu odolávat toku tepla, nebo absolutní termickou rezistivitu  $R_T [K \cdot W^{-1}]$ , jež nám popisuje schopnost systému jako celku odolávat tepelnému toku:

$$R_T = \frac{(T_{S1} - T_{S2})}{\dot{Q}} \quad (7)$$

Je na místě analogie s elektrickou rezistivitou v tom, že stejně jako rezistory elektrické můžeme termické odpory sestavit paralelně či sériově a skrz jednotlivé části popsat systém jako celek. Celkovou termickou rezistivitu  $R_T$  můžeme napsat jako sumu jednotlivých komponentů v sérii:

$$R_T = \sum R_T|_{\lambda} + \sum R_T|_{\alpha} \quad (8)$$

kde  $R_T|_{\lambda}$  je rezistivita vedením a  $R_T|_{\alpha}$  je rezistivita konvekcí. Zatímco rezistivita konvekcí závisí pouze na součiniteli přenosu tepla  $\alpha$  a ploše přenosu  $S [m]$ :

$$R_T|_{\alpha} = \frac{1}{\alpha S} \quad (9)$$

rezistivita vedením  $R_T|_{\lambda}$  závisí na tepelné vodivosti  $\lambda$  a na geometrii prostředí. Nemáme proto jednu rovnici pro popsání rezistivity vedením a můžeme ji zobecnit:

$$R_T|_{\lambda} = \frac{k_G}{\lambda} \quad (10)$$

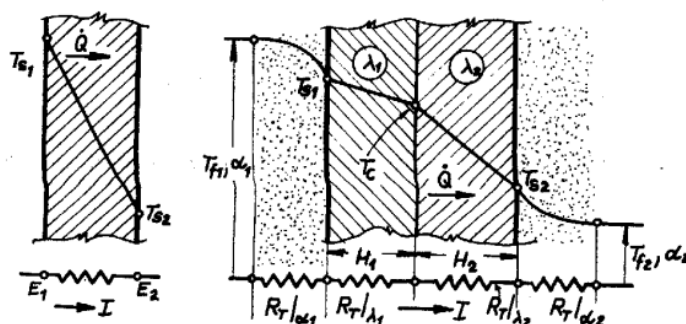
kde  $k_G [m^{-1}]$  je koeficient geometrie:

ačkoli jsou dané koeficienty od sebe relativně odlišné, zjednodušeně by se daly interpretovat jako vzdálenost zdroje tepla od dalšího materiálového rozhraní.

Pro ideální chlazení bychom chtěli, aby chladící médium přímo odebíralo teplo od zdroje. V realitě je toto ovšem nemožné, právě kvůli teplotním odporům jednotlivých materiálů, které komponenty chrání, a rozhraní mezi médiem a zdrojem tepla. Rovnici celkové termické

**Tab. 1:** Příklady koeficientů geometrie [3]

Geometrie	$k_G [m^{-1}]$
Vedení v neomezené desce $\square$	$\frac{H}{S}$
Vedení v dutém válci $\odot$	$\frac{\ln \frac{1}{K}}{2\pi L}$
Vedení v duté kouli $\circ$	$\frac{(\frac{1}{D_1} - \frac{1}{D_2})}{2\pi}$



**Obr. 11:** Přenos tepla skrz tepelné odpory [3]

rezistivity (8) tedy mohu použít jako jednu z funkcí pro optimalizaci návrhu, kde se snažím její hodnotu minimalizovat užitím ideálních materiálů a optimalizací geometrie chladiče a toku chladicího média.

### 3.3 Hydraulické ztráty

Pro náš chladicí systém lze předpokládat stacionární proudění vazké kapaliny, jelikož čerpadlo v chladicím systému čerpá kapalinu konstantním průtokem. Při vnitřním toku vazké tekutiny dochází k disipaci energie vlivem hydraulických odporů. V chladicím okruhu jsem omezen minimálním průtokem stanoveným pro chlazení motorů formule a maximální tlakovou ztrátou, při které je čerpadlo schopno čerpat požadovaný průtok chladicí kapaliny systémem. Disipace energie se dá zapsat jako násobek kinetické energie tekutiny:

$$e_z = gh = \frac{\Delta p}{\rho} = \zeta \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (11)$$

kde  $\zeta$  je ztrátový součinitel, který závisí na druhu ztrát.

Mezi dva hlavní druhy hydraulických ztrát se řadí ztráty třecí a ztráty místní.

### 3.3.1 Třecí ztráty

Třecí ztráty závisí na vlastnostech kapaliny a na rozměrech a povrchu kanálků. Ztrátový součinitel  $\zeta$  pro třecí ztráty nabývá podoby:

$$\zeta = f_H \cdot \frac{L}{D_H} \quad (12)$$

Dosažením do vzorce pro disipaci energie (8) dostaneme Darcy-Weibachový vzorec pro tlakové ztráty  $\Delta p$  :

$$\Delta p = f_H \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot D_H} \quad (13)$$

kde  $L$  je délka kanálku,  $\rho$  hustota chladicího média,  $\bar{v}$  střední rychlost toku,  $D_H$  hydraulický průměr a  $f_H$  je součinitel ztráty třením. Hydraulický průměr  $D_H$  se definuje jako poměr průtočné plochy a smočeného obvodu [11]:

$$D_H = \frac{4 \cdot S_H}{O_H} \quad (14)$$

Součinitel ztrát třením je také závislý na stavu toku tekutiny. Jestli je tok laminární nebo turbulentní pomáhá určovat Reynoldsovo číslo. Pro laminární toky ( $Re < 2000$ ) je součinitel ztráty tření funkcí pouze Reynoldsova čísla  $Re$ :

$$f_H(Re) = \frac{64}{Re} \quad (15)$$

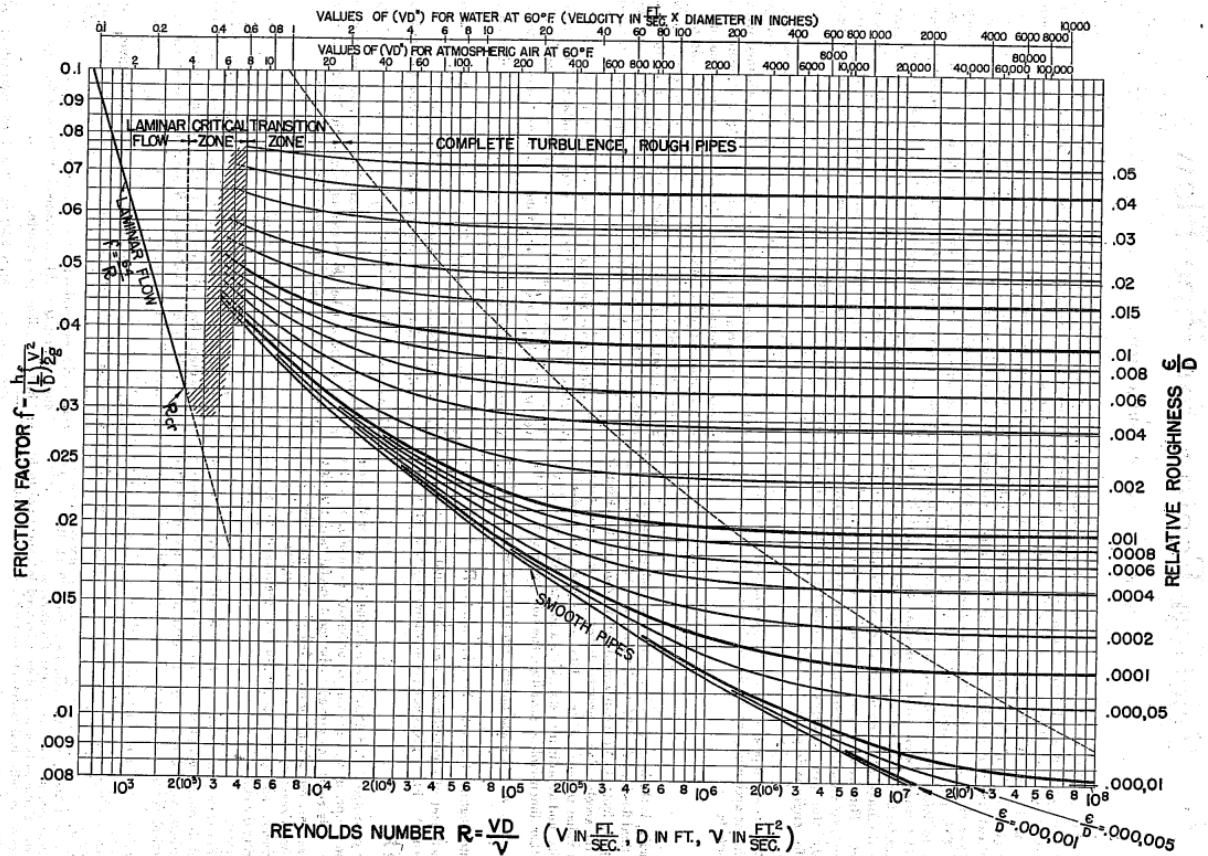
Pro turbulentní proudění ( $Re > 4000$ ), kdy dochází k míchání jednotlivých vrstev, už nelze předpokládat nulovou rychlost v oblasti povrchových nepřesností stěn kanálků a drsnost povrchu se musí zohlednit. K určení součinitele ztrát třením se užívá Moodyho diagram:

kde součinitel ztráty tření  $\lambda$  se vyčte protnutím hodnoty Reynoldsova čísla  $Re$  a křivky dané relativní drsností [10].

Darcy-Weibachova rovnice (13) mi může posloužit jako další optimalizační kritérium.

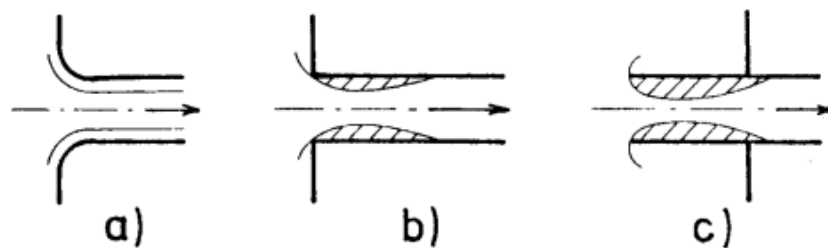
### 3.3.2 Místní ztráty

Místní ztráty jsou hydraulické ztráty způsobené změnou hybnosti tekutiny vlivem proměnlivé geometrie kanálu. Příklady změn geometrie jsou například vstup do potrubí, změny průřezu potrubí či změna směru toku. Ztrátový součinitel  $\zeta$  je tedy závislý na geometrii a určuje se většinou experimentálně.



Obr. 12: Moodyho diagram [10]

a) **Vstup toku** - Zaoblený vstup může dosahovat hodnot  $\zeta = 0,03$ , pro ostrohranný vstup se běžně bere hodnota  $\zeta = 0,5$  a pro Bordův náhubek může být hodnota ztrátového součinitele až  $\zeta > 1$ :

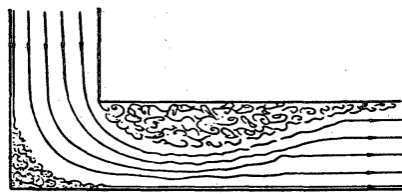


Obr. 13: Různé geometrie vstupů: a) Zaoblený, b) Ostrohranný, c) Bordův náhubek [11]

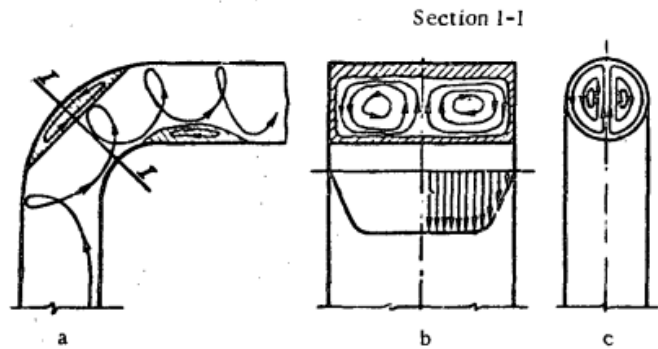
b) **Změna směru proudu** - změna směru toku proudění v zatočených kanálech vede ke vzniku odstředivých sil vedoucích od středu zaoblení k vnějším stěnám kanálů. To vede ke vzniku vířivých párů a při dostatečně ostrém přechodu dochází vlivem setrvačnosti kapaliny k odtržení proudění:

Hodnoty ztrátového součinitele  $\zeta$  pro zaoblené kanály závisí na součinu tří koeficientů. Na poměru hydraulického průměru a poloměru zaoblení  $A_l = A_l(\frac{R_o}{D_H})$ , úhlu zaoblení  $B_l = B_l(\delta_o)$  a poměru šířek potrubí  $C_l = C_l(\frac{a_o}{b_o})$ , pro různé geometrie se dané závislosti





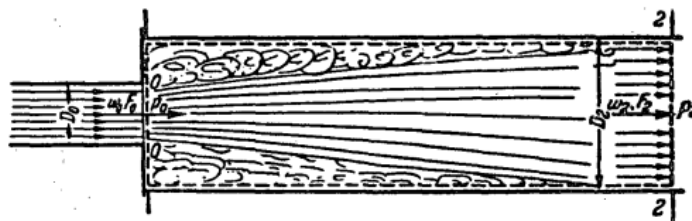
Obr. 14: Víření v 90° koleni [7]



Obr. 15: Vířivé páry: a) podélný řez, b) příčný řez hranatou trubkou, c) příčný řez kruhovou trubkou [7]

mění, ale zpravidla platí, že pro co nejnižší ztrátový součinitel se chceme přiblížit pravidelné rovné trubce, tudíž se snažíme o co nejnižší úhel zaoblení  $\delta_o$ , největší poloměr zakřivení  $R_l$  a poměr výšky ku šířce kanálu v rozmezí  $2 < \frac{a_o}{b_o} < 3$  [7]

c) **Náhlé rozšíření průřezu** - neboli Bordova ztráta. Vlivem setrvačnosti tekutiny dochází při průchodu oblastí s náhlým rozšířením k odtržení proudění a vytváří se zpětné víry.



Obr. 16: Proudění skrz náhlé rozšíření [7]

Pro turbolentní proudění je ztrátový součinitel hodnotou pouze poměru ploch před a po rozšíření a je spočten Borda-Carnotovou rovnicí:

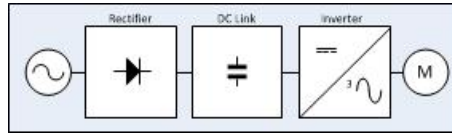
$$\zeta = \left(1 - \frac{F_o}{F_2}\right) \quad (16)$$

### 3.4 Frekvenční měniče

Frekvenční měniče jsou elektrické stroje, sloužící ke změně elektrického proudu s určitým napětím a frekvencí na jiný proud o jiné frekvenci i napětí. Právě schopnost ovládat napětí a frekvenci je nezbytná pro ovládání synchronních motorů o požadovaných otáčkách a kroutícím momentu.

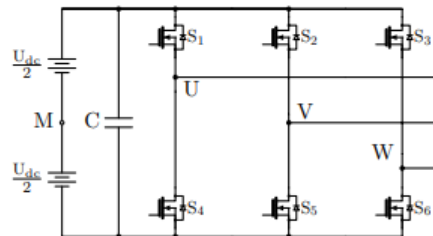
Běžné frekvenční měniče malých výkonů jsou běžně napájeny z jednofázové či trojfázové

sítě. Celý takový frekvenční měnič se dá tedy shrnout do tří částí: usměrňovač, stejnosměrný napěťový meziobvod a střídač.



**Obr. 17:** Schématické zobrazení tradičního frekvenčního měniče.

Pro napájení synchronních motorů v elektrických vozech je dané schéma měničů jednodušší, jelikož vstupní napětí z akumulátoru je stejnosměrné. Z předešlého schématu se tedy může vynechat usměrňovač. Vysokonapěťový modul frekvenčního měniče pro elektrická vozidla se pak skládá z kondenzátoru pro filtraci vstupního napětí a třech párů polovodičových spínačů tvořících třífázový můstek.



**Obr. 18:** Schéma třífázového VSI měniče [9]

V třífázovém můstku se tvoří dva typy elektrických ztrát, které se mění na teplo a je potřeba je chladit: spínací ztráty (switching losses) a ztráty vodivostní (conduction losses).

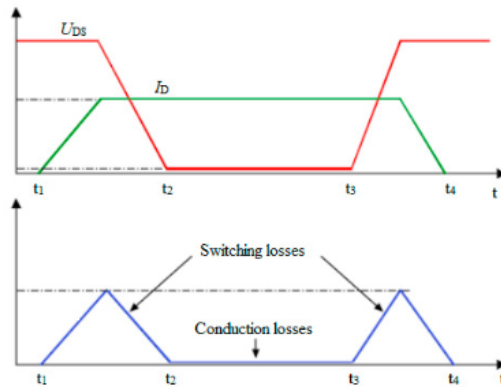
Spínací ztráty  $P_{SW}$  jsou ztracená energie vzniklá během sepnutí a vypnutí tranzistoru. Jako taková jsou tedy závislá na spínací frekvenci a na proudu a napětí procházející tranzistorem během sepnutí a vypnutí:

$$P_{SW} = \left( \int_{t_1}^{t_2} u(t)i(t)dt + \int_{t_3}^{t_4} u(t)i(t)dt \right) \cdot f_{SW} \quad (17)$$

kde  $f_{SW}$  je spínací frekvence a integrály v závorce reprezentují spínací a vypínací energii tranzistoru. Ta se dá buď zjistit komplikovaně analyticky, ale povětšinou se udává v technickém listu od výrobce.

MOSFET transistory mají nevýhodu, že při sepnutí se chovají jako rezistor. Rezistivita transistoru je ovlivňována nejen teplotou transistoru, ale i vstupním napětím. Vodivostní ztráty se pak dají vyjádřit jako:

$$P_{CO} = R_D(U_{DS}, T_D) \cdot I_D^2 \quad (18)$$



**Obr. 19:** Vizualizace napětí  $U_{DS}$ , proudu  $I_D$  a ztrát v tranzistoru MOSFET [9]

Závislost rezistivity transistoru na teplotě a vstupním napětí je opět složitá popsat analyticky, výrobci ovšem opět poskytují tyto závislosti v technických zprávách výrobku.

Jelikož v jednom spínacím modulu jsou tři páry tranzistorů, celkové elektrické ztráty, které je potřeba chladit, lze vyjádřit jako:

$$P_T = 3 \cdot (P_{CO} + P_{SW} + P_{DI}) \quad (19)$$

K celkovým ztrátám se ještě běžně přidávají ztráty na zpětných diodách  $P_{DI}$ . Ty vznikají, když motor posílá energii zpět do měničů při maximálních otáčkách či při brždění. Vzhledem k tomu, že maximálních otáček dosahuje motor při běžném provozu v řádech desetin sekund a při brždění se používá zpětná rekuperace energie zpět do akumulátoru, tato ztráta se pohybuje v řádech procent a není tedy problém ji zanedbat.

## 4 Okrajové podmínky

Pro správně řešení problému je potřeba správně definovat a určit okrajové podmínky řešeného systému. Tyto podmínky vzkvétají z elektrického systému, který je potřeba chladit, chladicího systému, na němž je navrhované chlazení napojeno, a z materiálu, ze kterého je chlazení zhotoveno. V této kapitole budu pomocí kombinace experimentálních metod a analytických prostředků definovaných v předešlé kapitole určovat tyto okrajové podmínky navrhovaného chlazení.

### 4.1 Tepelný výkon

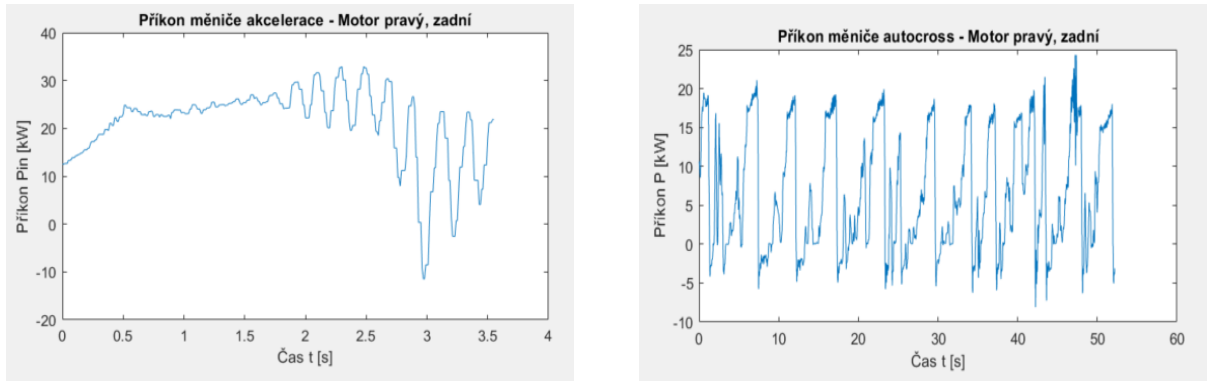
Pro správný návrh chlazení je nezbytné znát tepelný výkon, který je potřeba chladit. Pro co nejbližší určení hodnot tepelného výkonu, se kterými se bude navržený chladič potýkat, jsem se rozhodl pro využití co nejvíce experimentálních dat, jež mám k dispozici. Vzhledem k tomu, že daný frekvenční měnič v době psaní této práce není dokončen, jsem nucen tato experimentální data zkombinovat s analytickou metodou definovanou v předešlé kapitole.



**Obr. 20:** Okruh Formula Student Alpe Adria

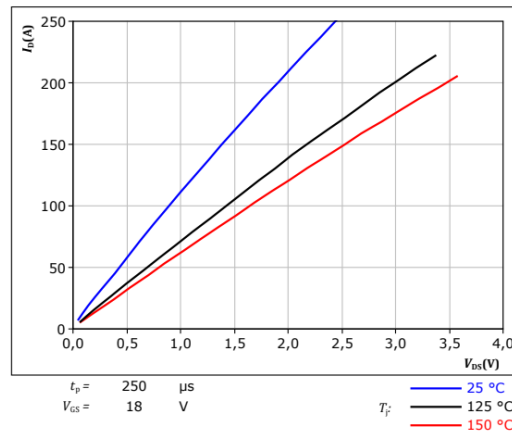
Pro zjištění ztrát vedením jsem použil experimentální data, která jsem vybral z nejvíce náročných závodů co se výkonu motorů týče, tedy chorvatských závodů Alpe Adria, které se vyznačují dlouhými rovinkami a rychlými zatáčkami. Z těchto závodů jsem vybral data ze dvou disciplín, akceleraace a autocrossu. Z akceleraace proto, že je to jediná disciplína, ve které se naplno využije všech povolených 80kW a autocrossu, protože udává dobrý poměr maximálního výkonu a času jízdy. Disciplíny jako skid pad a endurance jsem vynechal, jelikož skid pad je limitován hlavně mechanickou dynamikou auta a endurance se jezdí s polovičním výkonem a vypnutým odbuzováním kvůli šetření baterie.

Jak je vidět, tak data příkonu  $P_{IN}$  do měničů nabývají i záporných hodnot. Záporný příkon označuje regenerativní brždění a tím zpětné nabíjení baterie. Z hlediska tepelného výkonu se ale tento zpětný proud chová zcela stejně jako normální napájení motoru. Pro další výpočty jsem tedy bral absolutní hodnotu příkonu  $abs(P_{IN})$ , kterou jsem použil pro výpočet ztrát



**Obr. 21:** Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu

vedením. Z rovnice ztrát vedením (18) vydané teplo tímto způsobem je závislé na proudu procházejícím tranzistoru  $I_D$  a rezistivitou tranzistoru  $R_D$ . Běžně se tato závislost vyjadřuje jako funkce průchozího proudu v závislosti na napěťové ztrátě na tranzistoru  $I_D = f(U_{DS})$ . Tato funkce je popsána v technické zprávě pro použitý spínací prvek Vincotech 10-PG126PA010MR:



**Obr. 22:** Napěťová ztráta na tranzistoru při daném proudu a teplotě. [14]

Závislost  $I_D = f(U_{DS})$  jsem bral pro nejhorší tepelnou variantu  $T = 150^\circ\text{C}$  převedl jsem ji na polynomiální funkci  $U_{DS} = f(I_D) = 0.015 \cdot I_D + 10^{-5} \cdot I_D^2$ . Pro získání napěťové ztráty  $U_{DS}$  na transistorech jsem převedl absolutní příkon na tranzistorů protékající proud  $I_D$ :

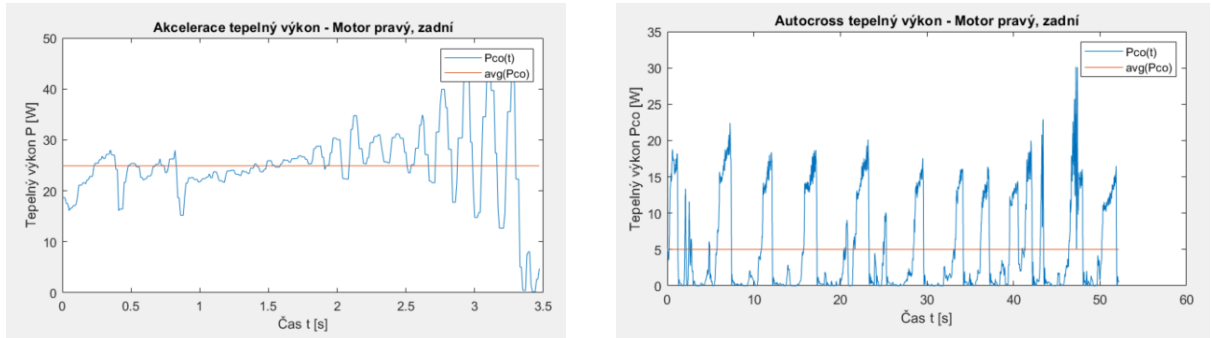
$$I_D(t) = \frac{P_{IN}(t)}{U_D(t)} \quad (20)$$

kde  $U_D(t)$  je napětí motorů, které je přímo úměrné otáčkám motorů. Tepelnou ztrátu vedením na tranzistoru v daném čase jsem pak získal skrz vyjádření elektrického výkonu  $t_F$ :

$$P_{CO}(t) = U_{DS}(t) \cdot i_D(t) \quad (21)$$

Průměrnou tepelnou ztrátu jsem pak získal podílem integrace momentální tepelné ztráty vedením na tranzistorech přes čas výkonu a celkovou dobou výkonu:

$$P_{CO} = \frac{\int_{t_0}^{t_F} P_{CO}(t) dt}{t_F} \quad (22)$$



**Obr. 23:** Tepelný výkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu

Dohromady jsem získal z každé z disciplín 4 sety dat a v každém setu jsou data pro každý ze čtyř spínacích prvků obsluhujících vždy jeden ze čtyř motorů formule. Dohromady jsem zpracoval 14 setů dat pro akceleraci a 16 setů pro autokros:

**Tab. 2:** Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli ztrátám vedením při akceleraci

Akcelerace	PP max [W]	PZ max [W]	LP max [W]	LZ max [W]	PP avg [W]	PZ avg [W]	LP avg [W]	LZ avg [W]
1. set	15.4	27.9	15.9	29.7	6.3	16.3	6.2	17.1
2. set	12.6	25.2	12.1	4.5	5.5	15.7	6.1	2.1
3. set	11.4	24.2	10.9	4.2	5.2	14.7	5.7	1.9
4. set	15.4	29.1	25.3	28.7	6.7	15.1	7.4	16.2
MAX	15.4	29.1	25.3	29.7	6.7	16.3	7.4	17.1
AVG	13.7	26.6	16.0	16.8	5.9	15.5	6.3	9.3

**Tab. 3:** Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli ztrátám vedením při autocrossu

Autocross	PP max [W]	PZ max [W]	LP max [W]	LZ max [W]	PP avg [W]	PZ avg [W]	LP avg [W]	LZ avg [W]
1. set	9.9	16.5	7.4	19.2	1.8	3.3	2.0	3.7
2. set	7.5	17.5	7.9	19.7	1.9	3.2	2.0	3.8
3. set	7.4	17.4	10.3	25.7	1.5	2.4	1.6	2.9
4. set	7.4	17.4	10.3	25.7	1.5	2.4	1.6	2.9
MAX	9.9	17.5	10.3	25.7	1.9	3.3	2.0	3.8
AVG	8.0	17.2	8.9	22.6	1.6	2.8	1.8	3.3

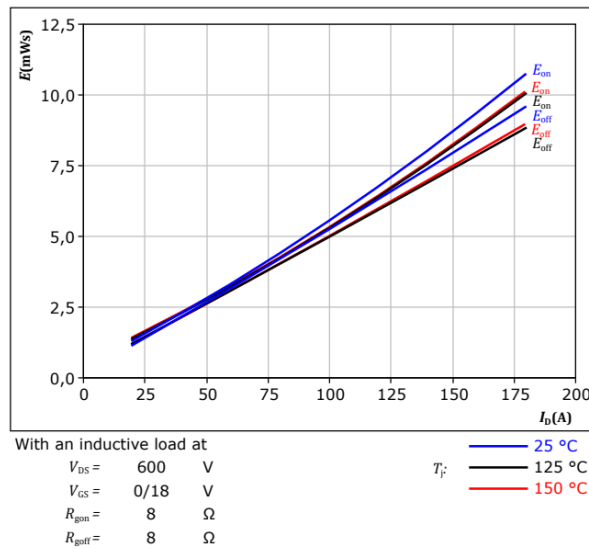
Z nasbíraných dat je vidět, že největší teplo se generuje na zadních motorech při akceleraci. Maxima zde dosahují až 59W na tranzistorový pár. Tato maxima jsou ale způsobena elektromechanickými oscilacemi při dosažení vysokých otáček o periodě 0,2s, a tím pádem budou zachycena mechanickou zástavbou tranzistorů. Pro návrh chladiče jsem tedy použil maximální naměřený průměr z akcelerace  $P_{CO} = 17W$  na tranzistorový pár. Průměrně hodnoty z autocrossu se pohybují okolo třikrát menších hodnot a maxima jsou na úrovni průměru akcelerace. Data z autocrossu jsou ovšem cenná při návrhu celého chladičového

systemu formule. Vzhledem k tomu, že ztráty vedením jsem získal z relativně malého množství dat získaných v omezených podmínkách, rozhodl jsem se teplo vedením znásobit bezpečnostní konstantou  $k_{CO} = 1.5$ .

Spínací ztráty tranzistorů jsem určoval podobným způsobem. Z rovnice pro určení spínacích ztrát (17) je vidět, že spínací ztráty závisí na spínací frekvenci tranzistorů. Ta je pro náš měnič  $f_{SW} = 20000 Hz$ . Integrály vyjadřující energii vydanou při sepínání a vypínání tranzistoru závisí na teplotě tranzistoru a průchozím proudu a dají se vyjádřit jako:

$$E_{on}(T, I_D) = \int_{t_1}^{t_2} u(t, T)i(t)dt, \quad E_{off}(T, I_D) = \int_{t_3}^{t_4} u(t, T)i(t)dt \quad (23)$$

Podobně jako závislost napěťové ztráty na průchozím proudu, závislost spínací a vypínací energie na procházejícím proudu jsem vyjádřil z tabulek poskytnutých výrobcem v technické zprávě pro spínací prvek Vincotech 10-PG126PA010MR. Z těchto tabulek jsem udělal regresi pro polynomiální rovnici pro energie spínacích ztrát pro teplotu  $T = 150^\circ C$ :



**Obr. 24:** Spínací a vypínací energie v závislosti na procházejícím proudu [14]

$$E_{on}(I_D) = 0.23 + 0.047 \cdot I_D + 6 \cdot 10^{-6} \cdot I_D^2 \quad (24)$$

$$E_{off}(I_D) = 0.59 + 0.041 \cdot I_D + 7 \cdot 10^{-5} \cdot I_D^2 \quad (25)$$

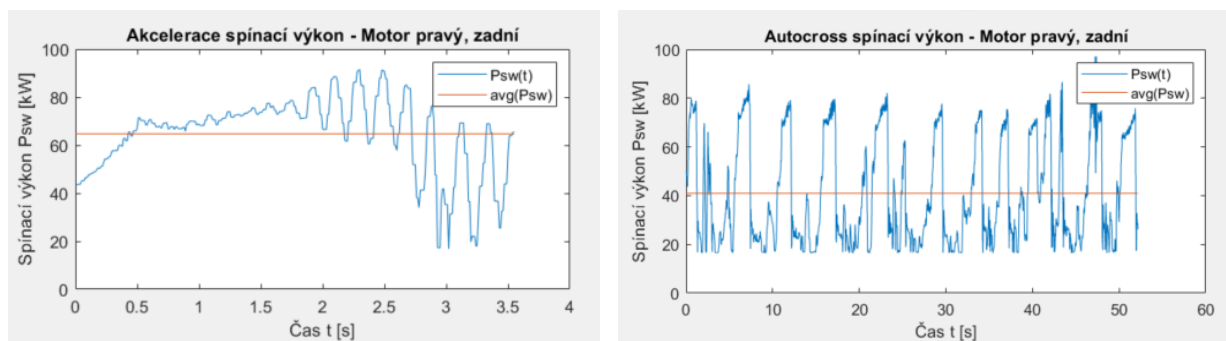
Průběh spínacích ztrát je pak dán jako:

$$P_{SW}(t) = \{E_{on}(I_D(t)) + E_{off}(I_D(t))\} \cdot f_{SW} \quad (26)$$

Pro výpočet průměrných spínacích ztrát jsem pak, stejně jako pro ztráty vodivé, zintegroval

přes čas průběh spínacích ztrát a podělil celkovou dobou výkonu:

$$P_{SW} = \frac{\int_{t_0}^{t_F} P_{SW}(t) dt}{t_F} \quad (27)$$



**Obr. 25:** Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu

**Tab. 4:** Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli spínacím ztrátám při akceleraci

Akcelerace	PP max [W]	PZ max [W]	LP max [W]	LZ max [W]	PP avg [W]	PZ avg [W]	LP avg [W]	LZ avg [W]
1. set	49.4	65.0	50.1	67.0	32.4	50.3	32.4	51.4
2. set	45.1	62.0	44.3	28.6	30.7	49.4	32.3	17.1
3. set	43.1	60.9	42.2	28.0	30.1	47.8	31.5	15.9
4. set	49.4	66.3	62.1	65.8	33.6	48.2	34.7	49.9
MAX	49.4	66.3	62.1	67.0	33.6	50.3	34.7	51.4
AVG	46.7	63.5	49.7	47.4	31.7	48.9	32.7	33.6

**Tab. 5:** Maxima a průměry tepelných výkonů kvůli spínacím ztrátám při autocrossu

Autocross	PP max [W]	PZ max [W]	LP max [W]	LZ max [W]	PP avg [W]	PZ avg [W]	LP avg [W]	LZ avg [W]
1. set	40.4	51.0	35.5	54.7	17.2	21.0	18.3	22.1
2. set	35.8	52.4	36.6	55.2	17.9	21.1	18.7	22.3
3. set	35.8	52.4	36.6	55.2	17.9	21.1	18.7	22.3
4. set	35.8	50.9	38.6	68.0	15.9	17.7	17.0	19.4
MAX	40.4	52.4	38.6	68.0	17.9	21.1	18.7	22.3
AVG	36.9	51.7	36.8	58.3	17.2	20.2	18.2	21.5

Celkový tepelný výkon, který je potřeba chladit na jednom spínacím prvku, je pak dán:

$$P_T = 6 \cdot (k_{CO} \cdot P_{CO} + k_{SW} \cdot P_{SW}) = 6 \cdot (1.5 \cdot 17 + 1.5 \cdot 68.5) = 612W \quad (28)$$

## 4.2 Materiál a povrch chladiče

Nejčastěji používané materiály pro vodní chlazení jsou měď a hliník. Měď vyniká především svojí skvělou tepelnou vodivostí, hliník zase dobrou tepelnou kapacitou, váhou a cenou. Pro konstrukci tohoto chlazení jsem se rozhodl použít hliník ze dvou důvodů: a) Možnost výroby sintrováním a za b) zbytek chladičského systému je taktéž z hliníku. Druhý bod je obzvláště důležitý, jelikož při kombinaci mědi a hliníku v jednom chladičském okruhu by



docházelo

k galvanické korozi hliníku, jelikož by se choval jako obětovaná anoda [8]. Rozhodl jsem se použít tyto materiály:

**Tab. 6:** Tepelná vodivost pro vybrané slitiny hliníku

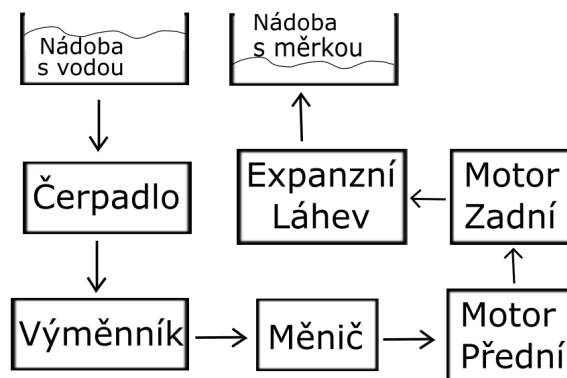
Slitina	$\lambda[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
EN AW 6063	201
AlSi10Mg	160

EN AW 6063 je standardní středně odolná slitina hliníku se skvělou odolností vůči korozi a dobrou tepelnou vodivostí. Je to ideální slitina pro návrhy zhotovené obráběcí metodou. Drsnost povrchu při těchto metodách v rozsahu rozměrů řezů  $0.2 - 2mm$  se pohybuje v rozsahu  $1 - 3.2\mu mRa$  v závislosti na hloubce, rychlosti a posuvu řezu.

AlSi10Mg je vysokopevnostní prášková slitina hliníku a křemíku užívaná oři sintrování hliníkových dílů. Sintrování má obrovskou výhodu možnosti tvorby jinak nevyrobitelných geometrií, které jsou už z výroby uzavřené a vodotěsné. Drsnosti povrchu jsou relativně konzistentní po celém povrchu okolo  $Ra = 20\mu m$ .

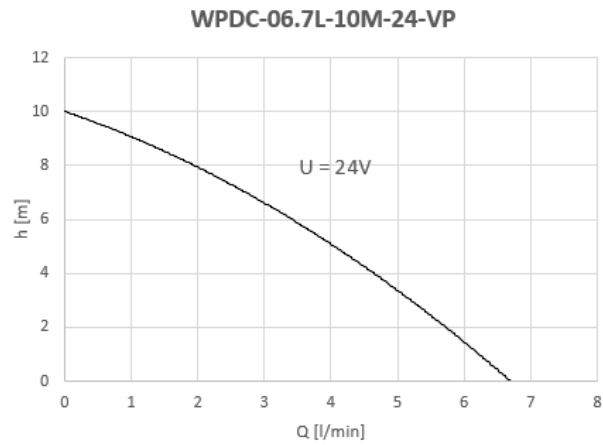
### 4.3 Měření průtoku

Pro správné určení vstupních podmínek tekutiny v CFD simulaci je potřeba naměřit průtok chladící tekutiny a tlakovou ztrátu v chladícím okruhu. Měření jsem provedl na formuli se zapojenými motory a zbytkem chladícího systému. Měření bylo relativně jednoduché. Kapalina se čerpala z nádoby s vodou umístěné před čerpadlem, které vodu čerpalo přes celý chladící okruh do prázdné nádoby s měrkou. Následně jsem měřil dobu, za kterou se nádoba naplnila do určitého objemu.



**Obr. 26:** Napěťová ztráta na tranzistoru při daném proudu a teplotě.

Naměřený průtok pro celý okruh činil  $4.3\text{ l/min}$ . Z technického listu pro použité čerpadlo jsem vyčetl závislost průtoku čerpadla na maximální hydrostatické výšce vody, které může čerpadlo dosáhnout. Při průtoku  $4.3\text{ l/min}$  činní tlaková ztráta přibližně  $46\text{ kPa}$ .



**Obr. 27:** Tlaková charakteristika čerpadla [12]

## 5 Simulace

Všechny CFD simulace jsem prováděl v programu ANSYS Fluent, v němž jsem zároveň vytvářel sítě pro modelování a zpracování dat. Veškeré simulace jsou stacionární.

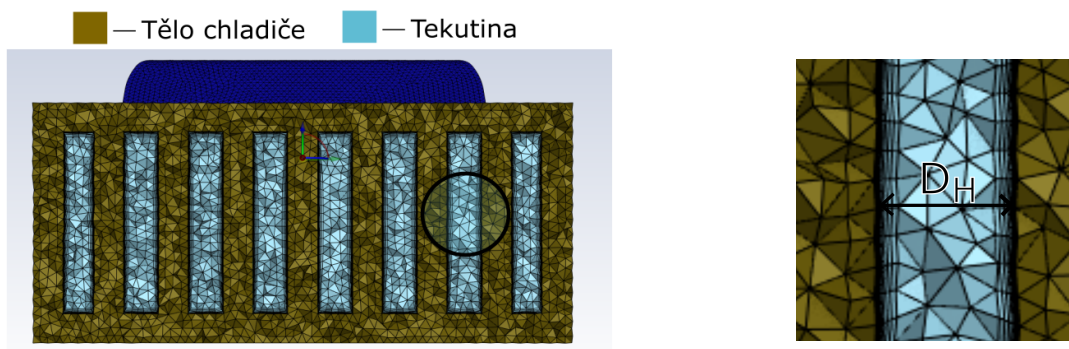
V rámci nastavení simulace jsem zároveň provedl testování na stávajícím měničím formule, přemodeloval jsem geometrii jeho chlazení a z výše teoretických metod pro výpočet tepelných ztrát jsem poměřil nastavení simulace s naměřenými daty.

### 5.1 Nastavení sítě

Pro každou simulaci jsem tvořil jednu objemovou síť pro tělo chladiče a pro chladicí kapalinu. Za síťové elementy jsem zvolil mnohostěny, které v případech s měnící se geometrií, přenosem tepla a nedominantním směrem toku vykazují stejné výsledky při menším počtu buněk a lepší konvergenci než čtyřstěnné nebo šestistěnné elementy. Pro síť tekutiny jsem zároveň nastavil růst prismatické vrstvy na stěnách chlazení. Ta je normálně doporučena pro správné vymodelování mezní vrstvy a pro správné modelování přenosu tepla mezi stěnou a kapalinou je nezbytná.

Pro velikost sítě jsem se řídil stálým poměrem přibližného hydraulického průměru a minima  $l_{min}$  a maxima  $l_{max}$  velikosti buněk sítě. Tuto specifickou velikost  $l_{Smax}$  a  $l_{Smin}$  buněk jsem pak užíval pro všechny simulované modely.

$$l_{Smin} = \frac{D_H}{l_{min}} = 100, \quad l_{Smax} = \frac{D_H}{l_{max}} = 4 \quad (29)$$



Obr. 28: Síť původního zakoupeného chladiče

Prismatické vrstvy jsem nastavil na 8 vrstev o výšce závislé na šířce základní buňky a s geometrickou posloupností. Celkový počet buněk se pohybuje v řádu 1-2 milionů buněk pro tělo chlazení a 2-3 milionů buněk pro síť chladicí tekutiny [13].

## 5.2 Nastavení simulace

Při vnitřním průměru trubice chlazení  $D_i = 8\text{mm}$  a průtokem okolo  $\dot{V} = 4\text{l/min}$  je průměrná rychlost toku  $\bar{v}$ :

$$\bar{v} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V} \cdot 4}{D_i^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{8^2 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot \pi} = 1.32\text{m/s} \quad (30)$$

a Reynoldsovo číslo pro tok vody v trubce je pak:

$$Re = \frac{\rho \cdot D_H \cdot \bar{v}}{\mu} = \frac{997 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1.32}{8.9 \cdot 10^{-4}} = 1.2 \cdot 10^4 \quad (31)$$

Plně vyvinuté turbulentní proudění v trubici začíná při  $Re = 4000$ . Při nastavování simulace jsem tedy uvažoval plně turbulentní proudění. Jako turbulentní model jsem vybral SST k-Omega model, který kombinuje k-Epsilon model, jenž adekvátně modeluje turbulenci ve volném prostoru a k-Omega model, který lépe modeluje turbulenci omývání stěn, což je obzvláště důležité při modelování tepelné konvekce.

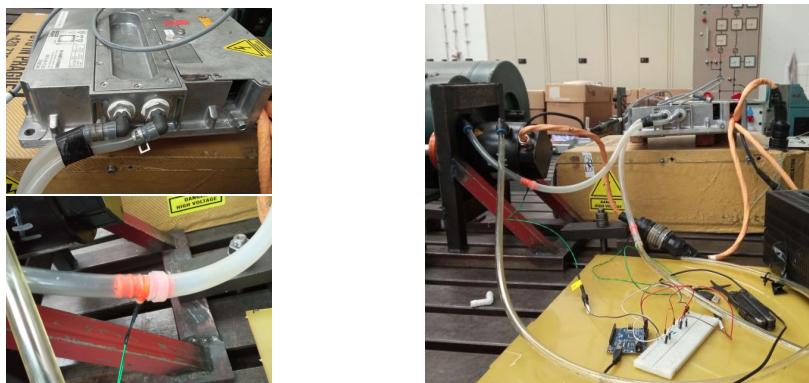
Jako vstup tekutiny do simulace jsem zvolil okrajovou podmínku hmotnostním tokem a výstup tekutiny jako tlakový výstup. U stěn chladiče jsem zároveň nastavil výšku hrubosti podle simulovaného materiálu a konstantu drsnosti jsem nechal na původních  $C_k = 0.5$ . Jako zdroj tepla jsem nastavil tepelný tok  $q$  jako spočtžený tepelný výkon tranzistorů  $P_T$  na plochu chlazeného spínacího prvku:

$$q = \frac{P_T}{A} = \frac{6 \cdot 102}{57 \cdot 10^{-3} \cdot 33 \cdot 10^{-3}} = 516\text{kW/m}^2 \quad (32)$$

Relaxační faktory jsem nechal podle původního nastavení. Simulace jsem nechal běžet po 200 iterací.

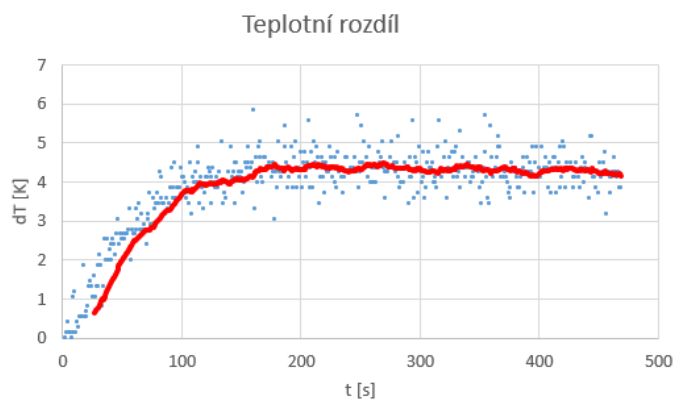
## 5.3 Ověření nastavení simulace

Pro ověření nastavení simulace jsem provedl testování v prostorách laboratoří ČVUT FEL na frekvenčních měničích Lenze DCU 60/60 se spínacími prvky Vincotech 80-M3126PA150M7-K829F70. Měření probíhalo při konstantním výkonu motoru a měničů. Naměřil jsem teplotu okolí, objemový průtok chladicí kapaliny a vstupní a výstupní teplotu kapaliny z měniče. Měření teploty jsem dělal pomocí termistorů NTC, které jsem zpracovával skrz platformu Arduino a data zaznamenával pomocí mého softwaru do počítače. Oba termistory jsme před měřením zkalibrovali.



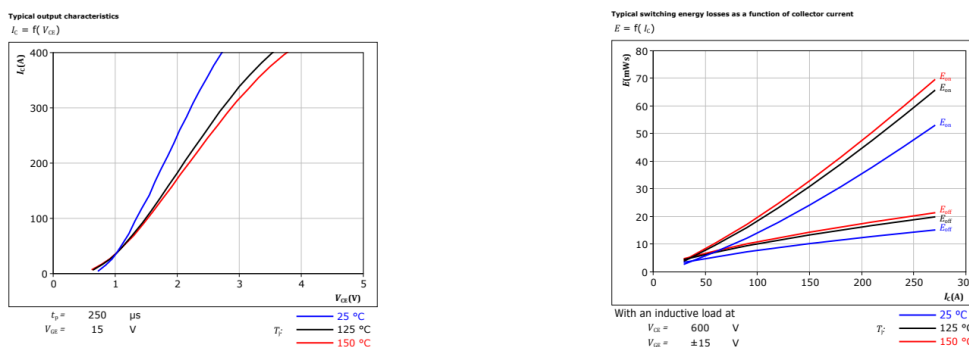
**Obr. 29:** Testování měničů Lenze

Při naměřeném průtoku  $\dot{V} = 0.0277\text{l/s}$  a naměřeném stabilním výkonu  $P = 13\text{kW}$  jsme po převedení dat naměřili teplotní rozdíl mezi vstupem a výstupem chlazení po ustálení  $\Delta T = 4.36\text{K}$ :



**Obr. 30:** Rozdíl chladící kapaliny mezi vstupem a výstupem z měniče Lenze

Chlazení zakoupeného měniče jsem přeměřil a přemodeloval pro simulaci. Síť jsem vytvořil podle výše popsané metody a stejně tak jsem nastavil simulaci. Jediný rozdíl v nastavení simulace byl výpočet tepelného toku spínacího prvku, jelikož kupované měniče mají jiné spínací prvky.

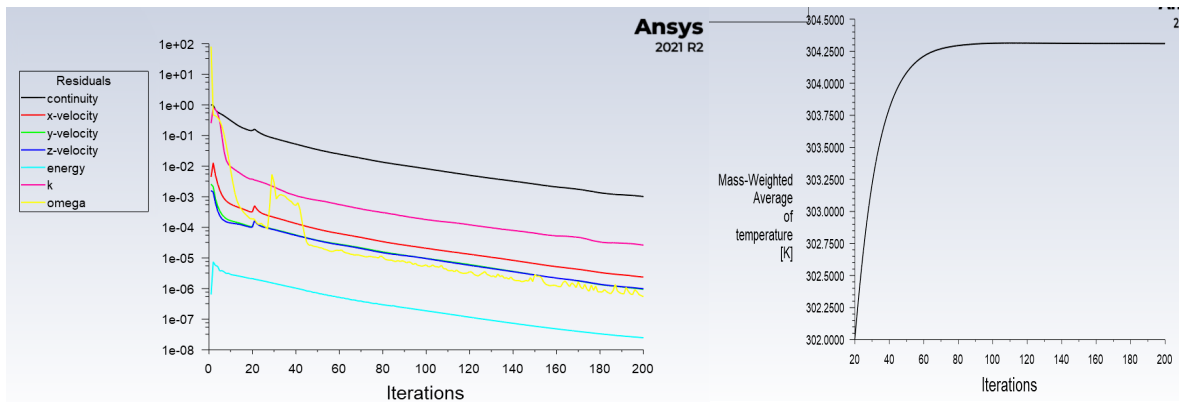


**Obr. 31:** Charakteristiky spínacích a vedených ztrát na spínacím prvku Vincotech 80-M3126PA150M7 [14]

Stejnou metodou jako popsanou v kapitole 4.1 jsem spočítal tepelný výkon spínacího prvku při měřeném výkonu měniče a vypočítal jsem tepelný výkon  $P_T = 518W$ . Naměřený tepelný výkon jsem spočítal jako:

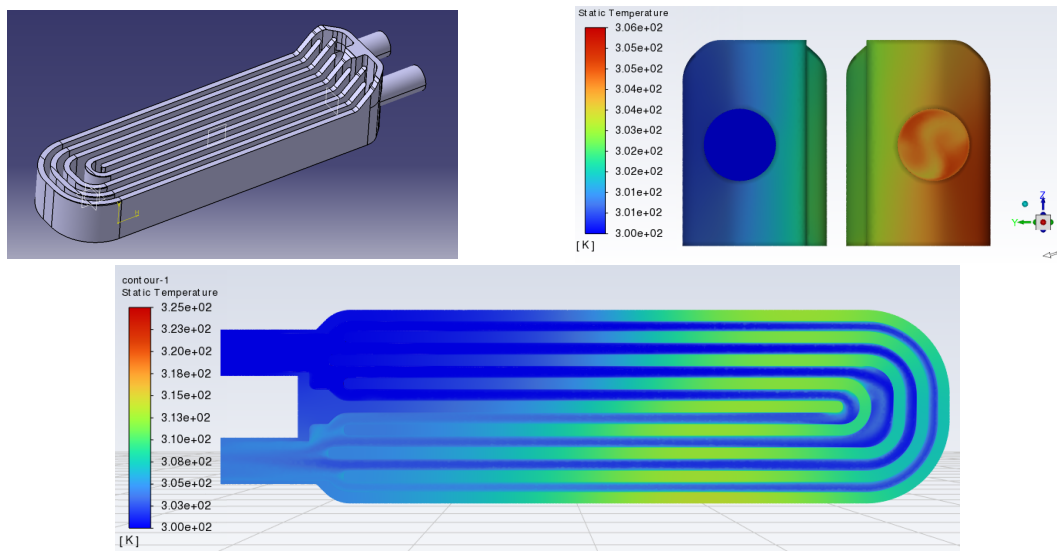
$$P_{Tex} = C_p \cdot \Delta T \cdot \dot{V} \cdot \rho = 4180 \cdot 4.36 \cdot 0.0277 \cdot 0.997 = 522.5W \quad (33)$$

Simulaci jsem spustil s vypočtenými hodnotami na 200 iterací:



**Obr. 32:** Ustálení residuí a výsledků simulace

Výsledky simulace se ustálili už během 80 iterace a během 200 iterace se residua ustálila. Až na začátek simulace se residua chovají stabilně.



**Obr. 33:** Rozložení teplot na kupovaném chlazení

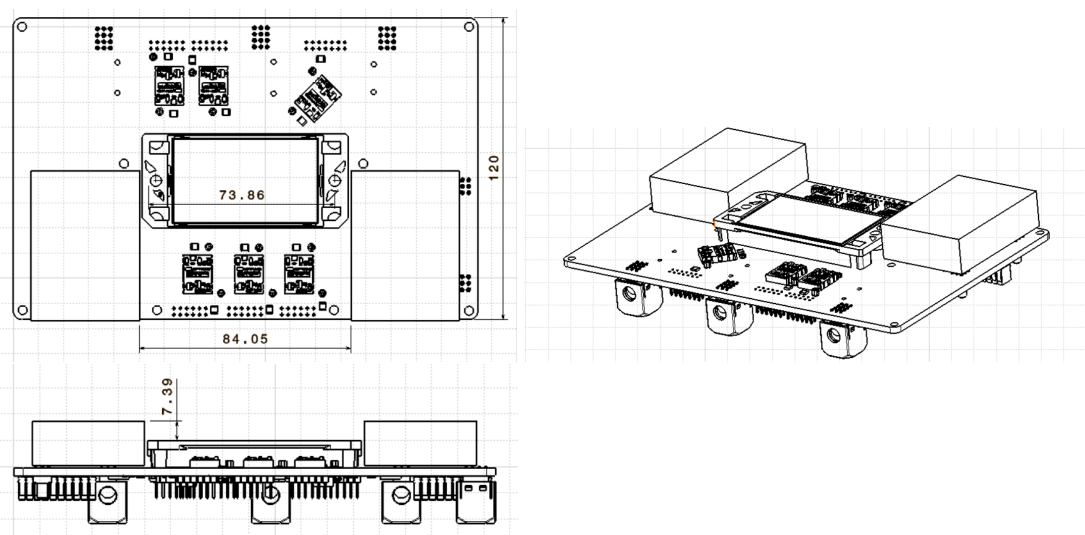
Simulovaná výstupní průměrná teplota pro toto nastavení simulace je  $T_{out} = 304.31K$  a při vstupní teplotě  $T_{in} = 300K$  činí teplotní rozdíl  $\Delta T = 4.31K$ . Oproti testovanému případu se výsledek simulace mění o  $0.05K$ , což činí rozdíl  $1.15\%$ . Nastavení simulace a sítě považuji tedy za dostatečné.

## 6 Návrhy chladiče

Všechny geometrie chlazení mají společnou snahu maximalizovat svůj povrch, který je v kontaktu s vodou. V této kapitole představuji různé běžně užívané návrhy a analyticky vypočítávám počáteční dimenze. V této kapitole zároveň porovnávám jednotlivé návrhy z hlediska vyrobiteľnosti.

### 6.1 Zástavba chlazení

Vnější rozměry chladiče jsou omezeny především umístěním kondenzátorů v okolí spínacího prvku a rozměry vysokonapěťové desky měniče. Kvůli nároku na co nejmenší dimenze měniče jsem se rozhodl omezit výšku chladiče na výšku kondenzátorů v okolí spínacího prvku.



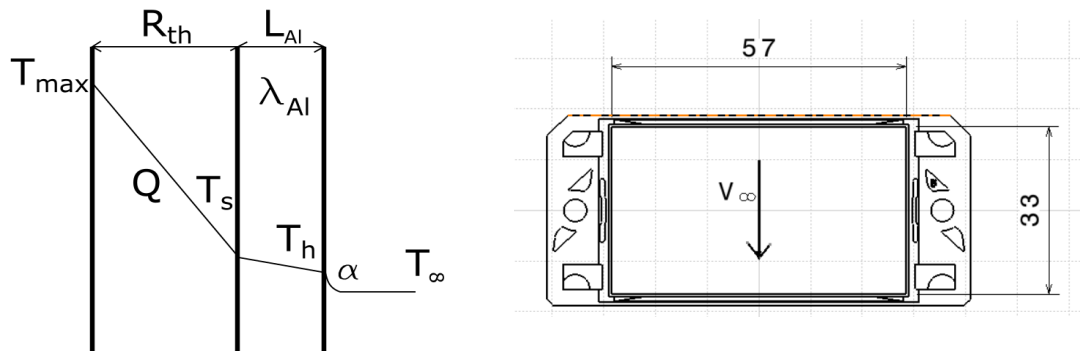
Obr. 34: Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu

chladičí plocha spínacího prvku má dimenze  $L = 33\text{mm} \times W = 57\text{mm}$ . Vzdálenost mezi vrcholem kondenzátoru a chladičí plochou spínacího prvku je 7.39mm. Samotný chladič jsem navrhoval v prostoru  $33 \times 57 \times 7.39\text{mm}$ , nepočítaje prostor potřebný na redukci z trubice na chladič.

### 6.2 Referenční plocha rovné desky

Pro počáteční odhad dimenzí ostatních návrhů jsem se řídil kritériem stejné plochy, kdy se snažím jako první iteraci každého návrhu simulovat geometrii o stejné smočené ploše jako analyticky vypočtená plocha chladiče z rovné desky. Při jízdě může dosáhnout teplota chladičí kapaliny v chladičím systému  $T_{\infty} = 50^{\circ}\text{C}$ . Pro cílovou teplotu na povrchu tranzistorů jsem zvolil  $T_{max} = 125^{\circ}\text{C}$  jako přijatelnou provozní teplotu. Rychlost proudění beru ekvivalentní rychlosti proudění v trubce. Tepelný odpor mezi tranzistorem a povrchem

spínacího prvku je podle technické zprávy spínacího prvku  $R_{th} = 0.33K/W$  na tranzistor. Referenční rovná deska je z 2mm tlustého AlSi10Mg, stejně jako základna všech ostatních návrhů.



**Obr. 35:** Příkon spínacího prvku ovládající pravý zadní motor při akceleraci a autocrossu

Celkový tepelný odpor se dá vyjádřit jako:

$$R_{celk} = R_{th} + \lambda \cdot \frac{S_s}{L_{Al}} + \alpha \cdot S_s \quad (34)$$

Reynoldsovo číslo pro obtékanou desku kde charakteristický rozměr je délka ve směru proudění  $L_H$ :

$$Re = \frac{\rho \cdot L_H \cdot \bar{v}}{\mu} = \frac{997 \cdot 0.057 \cdot 1.32}{8.9 \cdot 10^{-4}} = 3.9 \cdot 10^5 \quad (35)$$

Prandtlovo číslo pro vodu je:

$$Pr = \frac{C_{pH_2O} \cdot \mu_{H_2O}}{\lambda_{H_2O}} = \frac{4180 \cdot 8.9 \cdot 10^{-4}}{0.609} = 6.1 \quad (36)$$

Rovnice pro Nusseltovo číslo poloviny obtékané desky v turbulentním proudění je:

$$Nu = 0.5 \cdot (0.037 \cdot Re^{0.8} - 870) \cdot Pr^{1/3} = 0.5 \cdot (0.037 \cdot (3.9 \cdot 10^5)^{0.8} - 870) \cdot 6.1^{1/3} = 134 \quad (37)$$

Z definice Nusseltova čísla jsem pak vyjádřil koeficient přenosu tepla:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{H_2O}}{L_H} = \frac{13 \cdot 0.609}{0.033} = 2474W/m \cdot K \quad (38)$$

Tepelný výkon jsem vyjádřil jako:



$$q = \frac{T_{max} - T_{\infty}}{R_{th} + \frac{L_{Al}}{\lambda \cdot S_s} + \frac{1}{\alpha \cdot S_s}} \quad (39)$$

Z tohoto výrazu jsem si pak vyjádřil plochu  $S_s$ :

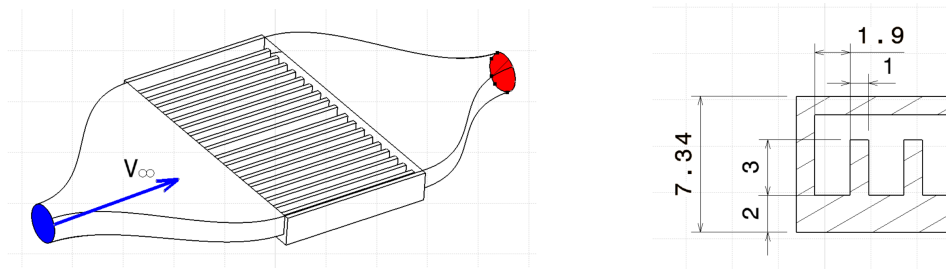
$$S_s = \frac{q \cdot \left(\frac{L_{Al}}{\lambda_{Al}} + \frac{1}{\alpha}\right)}{T_{max} - T_{\infty} - q \cdot R_{th}} = 0.00103m^2 \quad (40)$$

Pro všech šest tranzistorů pak ekvivalentní plocha dělá  $S_s \cdot 6 = 0.0062m^2$

### 6.3 Var.1 - Přímé žebrování

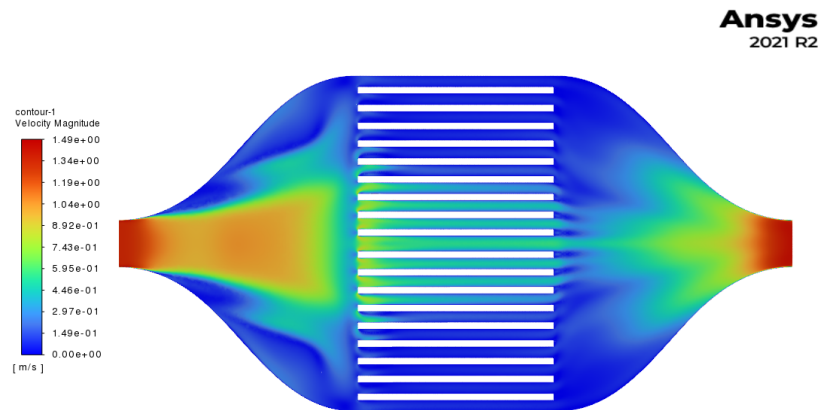
Jako první návrh jsem zvolil jednoduché rovné žebrování po celé šířce chladiče. Kapalina do chladiče vtéká skrz redukci z kruhového profilu trubky na obdélníkový profil chladiče. Přes ekvivalentní plochu chladiče jsem počítal 18 žebrování na chladič o výšce  $h_r = 3.5mm$ :

$$n_r = \frac{\frac{S_s}{L_H} - W}{2 \cdot h_r} = \frac{\frac{6200}{33} - 57}{2 \cdot 3.5} \approx 18 \quad (41)$$

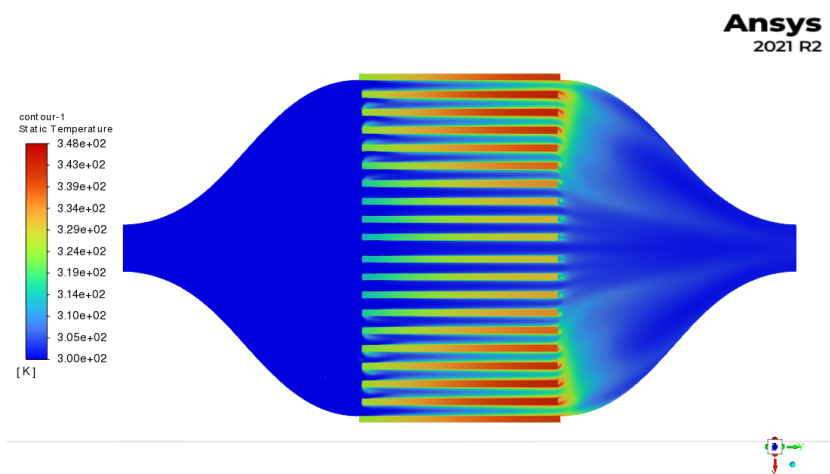


**Obr. 36:** Dimenze modelu chladiče s přímým žebrováním

Na zobrazení rychlosti proudění chladicí kapaliny je jasně vidět, že drtivá většina kapaliny protéká pouze prostředním žebrováním a na bocích stagnuje. To zapříčiňuje zahřátí kapaliny na bocích chladiče, snížení teplotního gradientu mezi chladičem a kapalinou a zároveň snížení Nusseltového čísla v této oblasti.



**Obr. 37:** Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči

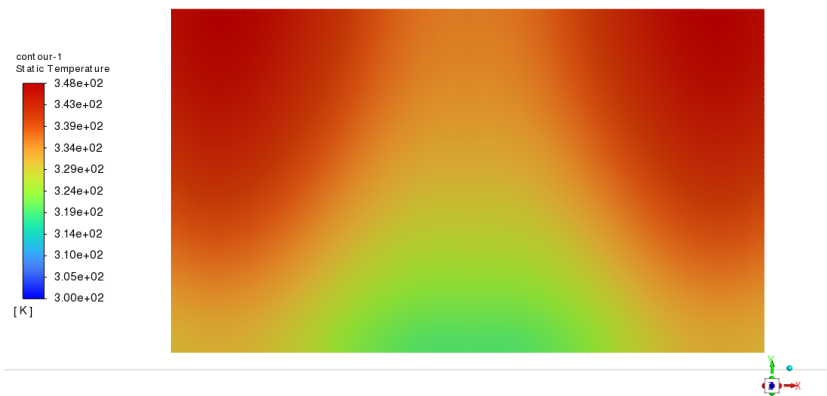


**Obr. 38:** Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči

To má pak za následek nerovnoměrné ohřívání ochlazované plochy a celkové snížení účinnosti. Na některých částech chlazené plochy je teplotní rozdíl až  $48^{\circ}\text{C}$ , což už hraničí s možnou poruchou tranzistoru

**Tab. 7:** Výsledky chladiče verze 1

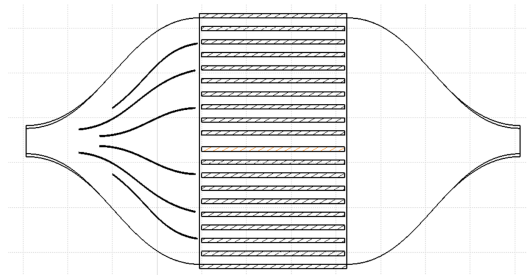
Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	$48\text{K}$
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	$35.6\text{K}$
Tepelný odpor chladiče $R_c$	$0.35\text{K/W}$
Tlaková ztráta $P$	$482\text{Pa}$



**Obr. 39:** Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy

## 6.4 Varianta 2

Druhá varianta chladiče je identická s první variantou až na redukcí chladicí trubice na chladič. Tu jsem upravil, aby distribuovala chladicí kapalinu rovnoměrně po celé šířce chladiče přidáním šesti rozvětvených přepážek.

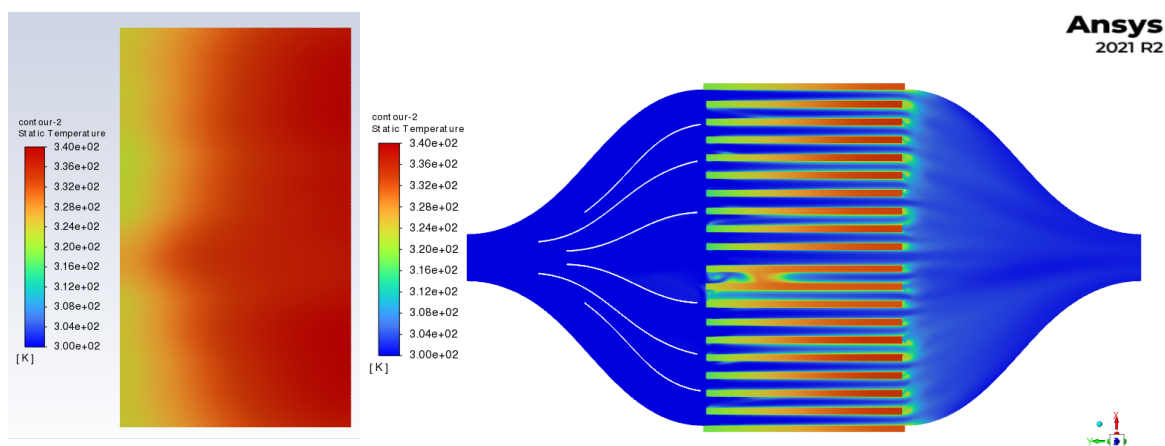


**Obr. 40:** Upravená redukce pro distribuci kapaliny do chladiče

Na zobrazení rychlosti kapaliny v chladiči je vidět, že rychlost kapaliny je distribuována rovnoměrněji po šířce chladiče. Rozložení teploty na chlazené ploše je pak rovnoměrnější a efektivita chladiče se zvýšila.

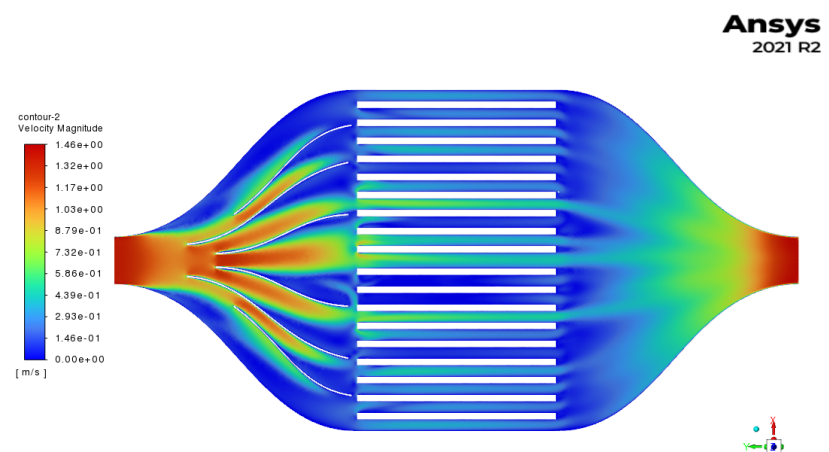
**Tab. 8:** Výsledky chladiče verze 2

Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	40K
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	33.1K
Tepelný odpor chladiče na tranzistor $R_c$	0.32K/W
Tlaková ztráta $P$	578Pa



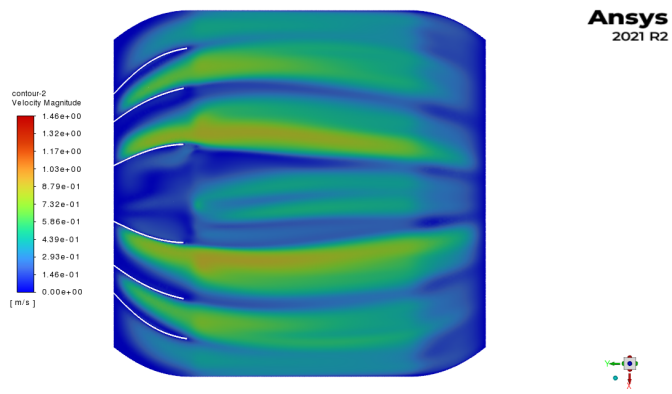
**Obr. 42:** Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy

**Obr. 43:** Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 2



**Obr. 41:** Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 2

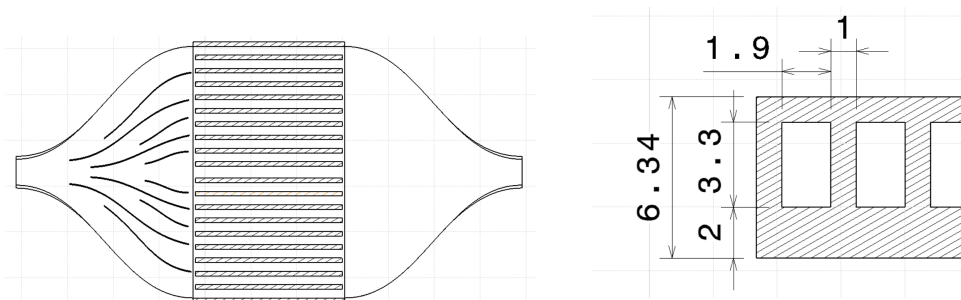
Při zobrazení rychlosti kapaliny mezi žebrováním a stropem chladiče je vidět, že většina kapaliny teče nad žebrováním cestou nejmenšího odporu. Tato část kapaliny tím pádem minimálně přispívá k přenosu tepla a v chladiči je téměř zbytečná.



**Obr. 44:** Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny nad žebrováním verze 2

## 6.5 Verze 3

V následující verzi jsem se zbavil mezery mezi žebrováním a tělem chladiče, čímž jsem vytvořil sadu paralelních kanálků. Zároveň jsem přidal jeden pár přepážek do vstupní redukce pro lepší distribuci kapaliny v centru chladiče

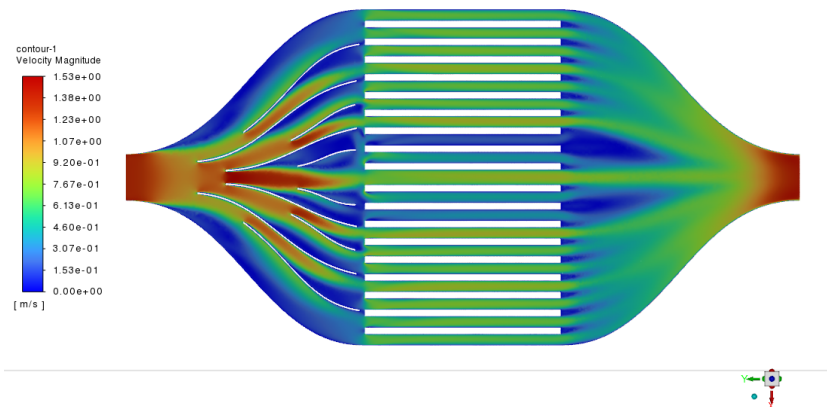


**Obr. 45:** Dimenze modelu chladiče s přímými kanálky

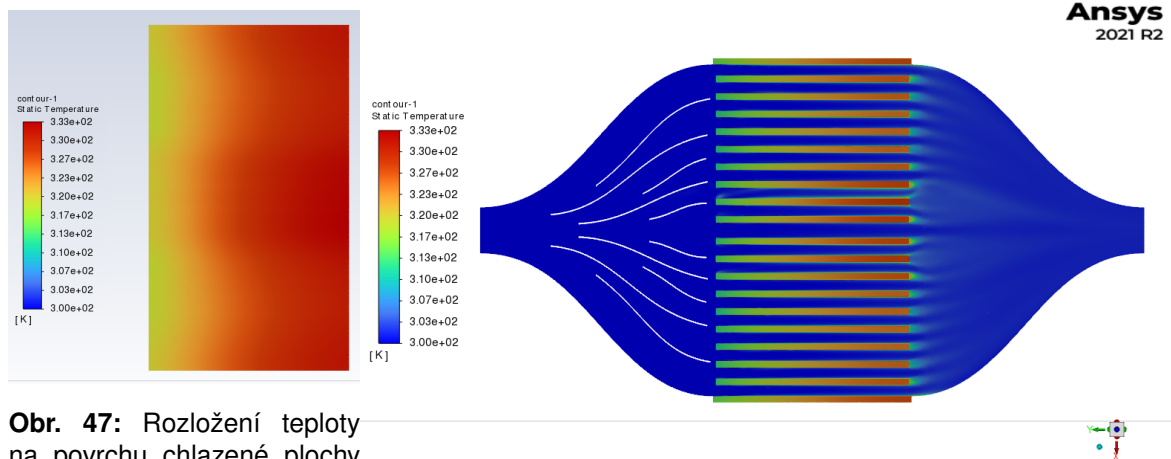
**Tab. 9:** Výsledky chladiče verze 3

Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	33K
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	26.6K
Tepelný odpor chladiče na tranzistor $R_c$	0.26K/W
Tlaková ztráta $P$	778Pa

Tento návrh razantně zvýšil průtok okolo teplých částí chladiče a celková přenos tepla se zvýšil o 33% za zároveň větší tlakové ztráty.



Obr. 46: Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 3



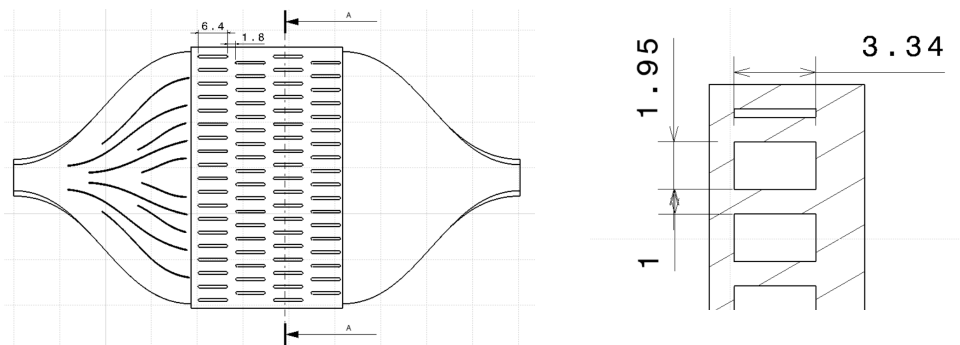
Obr. 47: Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze3

Obr. 48: Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 3

Při průtoku rovnými kanálky je vidět, že nedochází k dostatečnému míšení mezi mezní vrstvou a zbytkem proudění. Stěny kanálků se pak ve směru proudění oteplují, i když kanálkama prochází dostatek studené vody.

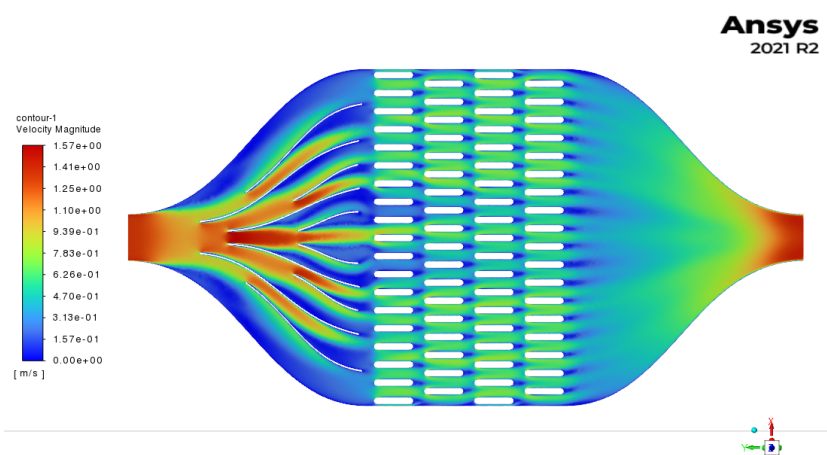
## 6.6 Verze 4

Abych podpořil míšení kapaliny a chladil stěny rovnoměrně po celé délce chladiče, rozdělil jsem kanálky na 4 odsazené řady ploutviček. Mezní vrstva se pak nestihne zcela vytvořit než chladicí kapalina musí přejít na další řadu ploutviček.

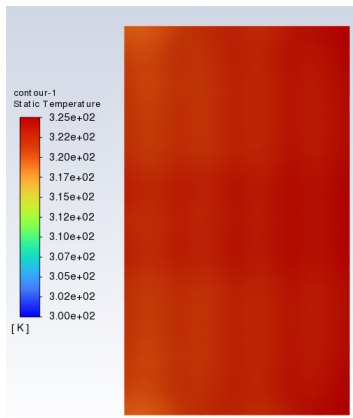


Obr. 49: Dimenze modelu chladiče s odsazenými ploutvičkami

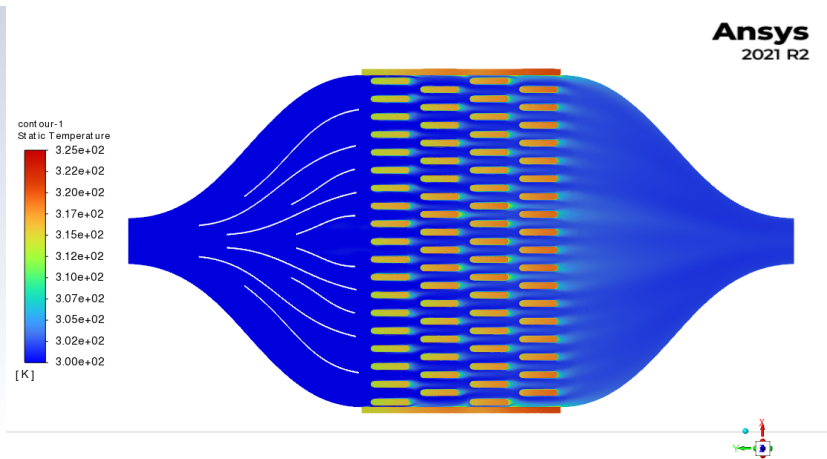
Rozdělení kanálků na 4 řady ploutviček dosáhly rovnoměrného rozdělení teploty na chlazené ploše a celkový přestup tepla se zlepšil o 16%. Vytvoření několika řad odsazených ploutviček ovšem způsobilo nárůst tlaku o zhruba 100Pa.



Obr. 50: Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 4



**Obr. 51:** Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze4



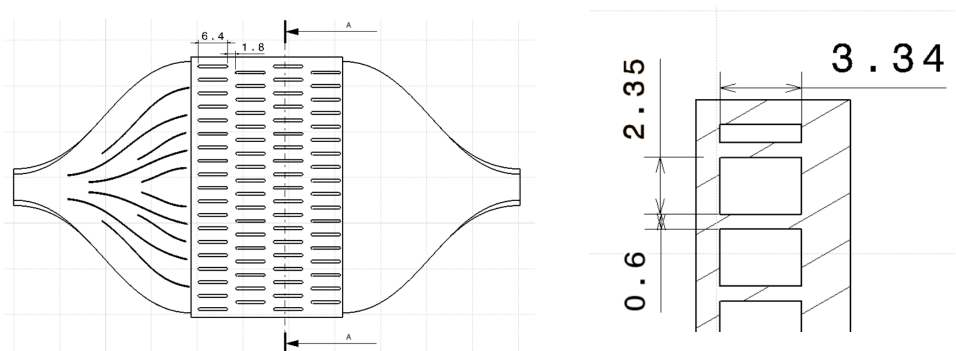
**Obr. 52:** Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 4

**Tab. 10:** Výsledky chladiče verze 4

Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	24.6K
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	22.3K
Tepelný odpor chladiče na tranzistor $R_c$	0.218K/W
Tlaková ztráta $P$	892Pa

## 6.7 Verze 5

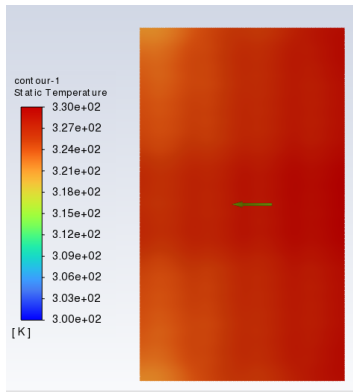
Pro snížení tlakové ztráty jsem zúžil ploutvičky o 40%.



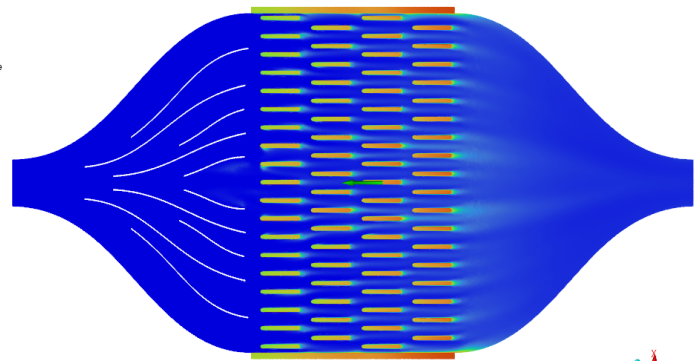
**Obr. 53:** Dimenze modelu chladiče s zúženými odsazenými ploutvičkami

Zúžení ploutviček dosáhlo stejného přestupu tepla jako verze s uzavřenými rovnými kanálky za menší tlakové ztráty a rovnoměrnějšího rozložení teploty na chlazené ploše.

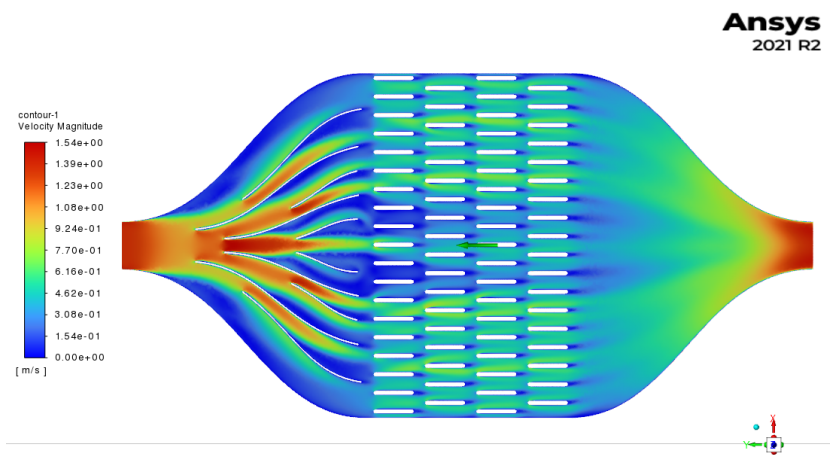




**Obr. 55:** Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze5

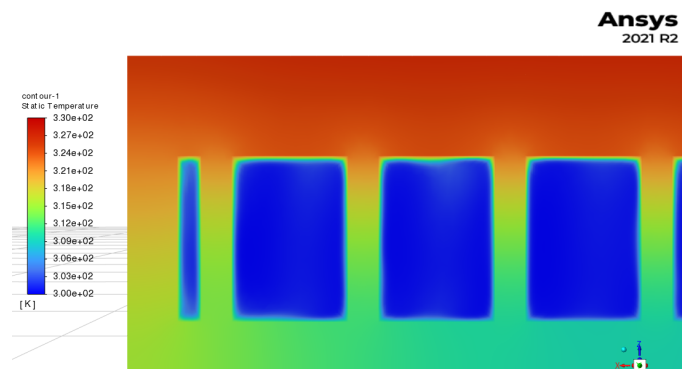


**Obr. 56:** Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 5



**Obr. 54:** Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 5

V zobrazení teploty v řezu A:A je vidět, že teplota ploutviček postupně směrem od zdroje tepla klesá a na vrchu chladiče neprobíhá přestup tepla ve stejné míře jako ve spodku chladiče.



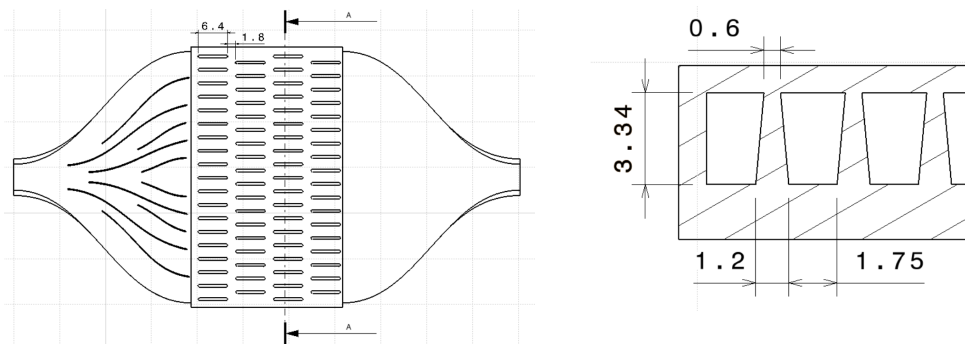
**Obr. 57:** Caption

**Tab. 11:** Výsledky chladiče verze 5

Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	30K
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	26.8K
Tepelný odpor chladiče na tranzistor $R_c$	0.262K/W
Tlaková ztráta $P$	728Pa

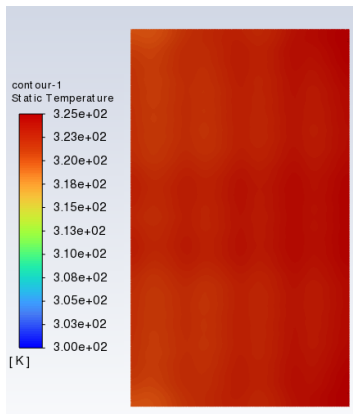
## 6.8 Verze 6

Pro šestou verzi chladiče jsem se pokusil snížit teplotní gradient mezi spodkem a vrškem chladiče přemodelováním ploutviček do lichoběžníkového tvaru, aby se více tepla stihlo odvést od základny.

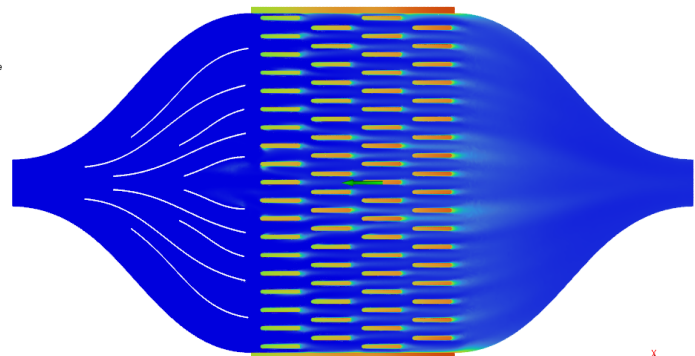


**Obr. 58:** Dimenze modelu chladiče s odsazenými lichoběžníkovými ploutvičkami

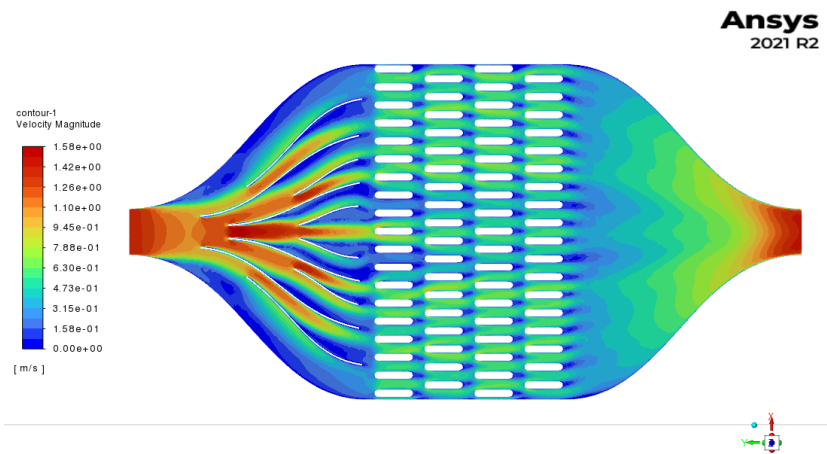
Úprava tvaru ploutviček neměla veliký dopad na celkovou účinnost chladiče oproti verzi 4. Přes upravené ploutvičky se sice více tepla odvedlo od základny chladiče, samotná kontaktní plocha základny se ale zmenšila.



**Obr. 60:** Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze 6



**Obr. 61:** Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 6



**Obr. 59:** Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 6

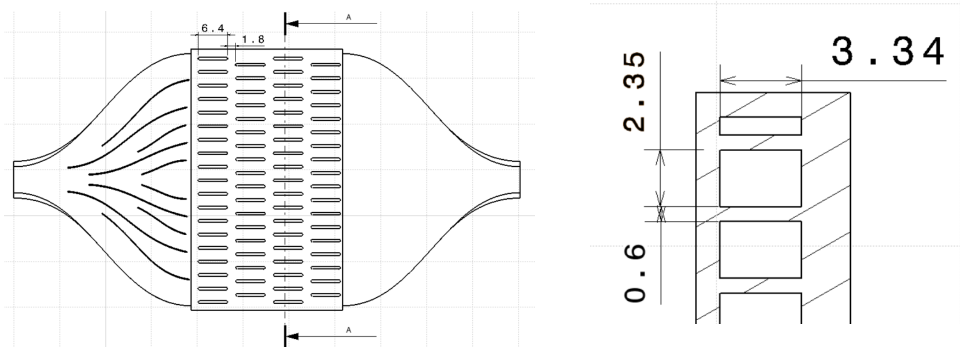
Rozšíření základny ploutviček má také za následek nerovnoměrné proudění chladicí kapaliny u základny a u vršku chladiče, kdy více kapaliny protéká širší oblastí, která je zároveň chladnější.

**Tab. 12:** Výsledky chladiče verze 6

Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	25K
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	23K
Tepelný odpor chladiče na tranzistor $R_c$	0.225K/W
Tlaková ztráta $P$	833Pa

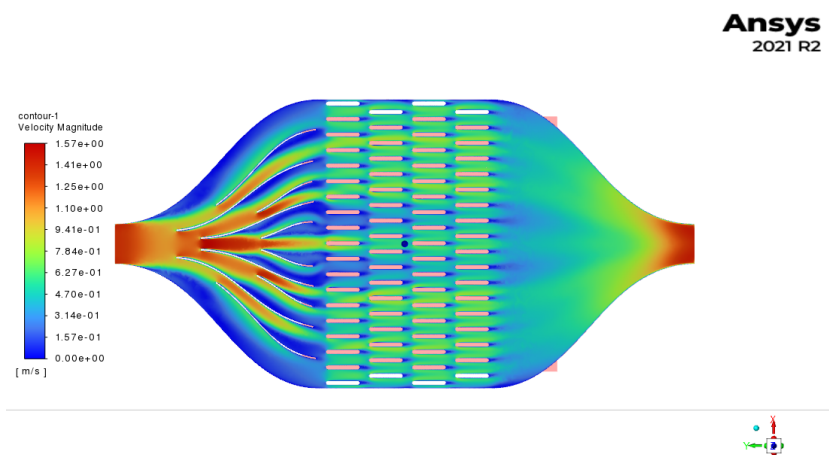
## 6.9 Verze 7

Pro sedmou verzi jsem přemodeloval lichoběžníkový tvar ploutviček, aby širší základna byla na vrchu chladiče a aby oblast kapaliny s větším průtokem byla v přímém kontaktu s teplejší základnou.

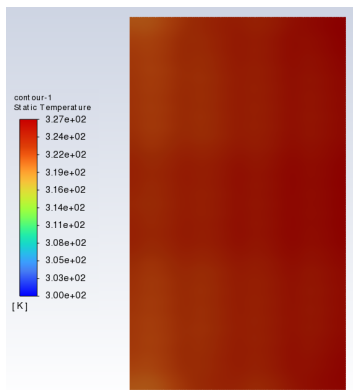


**Obr. 62:** Dimenze modelu chladiče s zúženými odsazenými obrácenými lichoběžníkovými ploutvičkami

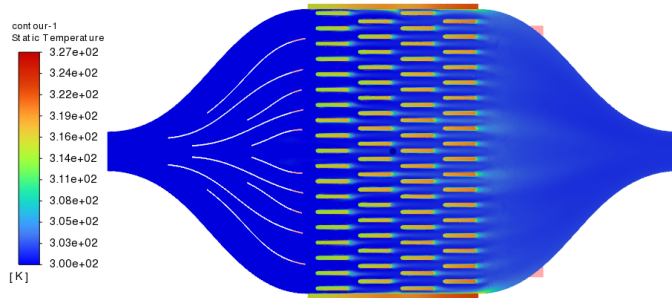
Změna tvaru měla oproti ostatním ploutvičkovým verzím minimální dopad a oproti verzi 4 a 6 došlo k zhoršení.



**Obr. 63:** Zobrazení rychlosti chladicí kapaliny v chladiči verze 7



**Obr. 64:** Rozložení teploty na povrchu chlazené plochy verze7



**Obr. 65:** Zobrazení teploty chladicí kapaliny v chladiči verze 7

ANSYS  
2021 R2



**Tab. 13:** Výsledky chladiče verze 7

Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	27.1K
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	24.3K
Tepelný odpor chladiče na tranzistor $R_c$	0.238K/W
Tlaková ztráta $P$	832Pa

## 6.10 Porovnání

Nejlepšího celkového přestupu tepla za rovnoměrného rozložení teploty na chlazené ploše dosáhla verze chladiče 4. Verze 5 s zúženými ploutvičkami dosáhla o 16.8% horšího přestupu tepla za 18.2% menší tlakové ztráty. Obě verze by v případě nejhorší vstupní teploty vody  $T_\infty = 90^\circ C$  udržely teplotu na tranzistoru pod limitních  $T_{max} = 150^\circ C$ . Varianty s lichoběžníkovou geometrií kanálků vypadají, že neposkytují žádnou větší výhodu nad variantou s přímými ploutvičkami.

Tlakový rozdíl mezi variantou 4 a 5 je u dvou chladičů zapojených v sérii 328Pa. Taková tlaková ztráta pro použité čerpadlo značí snížení průtoku o 0.024l/min. Simulaci verze 4 jsem znovu spustil se sníženým průtokem a porovnal výsledky.

**Tab. 14:** Porovnání verze 4, verze 4\* se sníženým průtokem a verze 5

Verze chladiče	V4	V4*	V5
Maximální teplotní rozdíl $\Delta T_{max}$	24.6K	24.7K	30K
Průměrný teplotní rozdíl $\Delta T$	22.3K	22.4K	26.8K
Tepelný odpor chladiče na tranzistor $R_c$	0.218K/W	0.219K/W	0.225K/W

Po úpravě průtoku se maximální i průměrná teplota zvýšila o 0.1K a v porovnání s ostatními variantami dosahuje nejvyššího přenosu tepla mezi spínacím prvkem a chladicí kapalinou.

## 7 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout chlazení frekvenčního měniče v rámci soutěže Formula Student. K dosažení funkčního návrhu jsem navrhl metodu pro určení tepelného výkonu tranzistorů frekvenčního měniče a navrhl jsem simulační metodu pro ověřování návrhů. Zároveň jsem dané metodiky ověřil na starším modelu frekvenčního měniče. V rámci této práce jsem vymodeloval několik návrhů chladiče, které jsem pak odsimuloval v programu Ansys FLUENT a porovnal výsledky simulací. Vybraná 3. varianta zaručuje funkčnost a bezpečnost komponent frekvenčního měniče i v okrajových případech a zároveň nevyžaduje rozšíření obalu frekvenčního měniče.

## Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] ARCTIC: [arctic.de/en/Liquid-Freezer-II-280/](http://arctic.de/en/Liquid-Freezer-II-280/) [online], [cit. 2022-08-25].
- [2] Computer, A.: [alamincomputer.com/2022/07/cooling-system-in-pc](http://alamincomputer.com/2022/07/cooling-system-in-pc) [online], [cit. 2022-08-24].
- [3] Prof. Ing. Jiří Šesták DrSc., P. I. F. R. D.: *Přenos Hybnosti, Tepla a Hmoty*. Vydavatelství ČVUT, 1998.
- [4] Electronics, A.: [arrow.com/en/research-and-events/articles/heat-pipe-technology-thermal-effective](http://arrow.com/en/research-and-events/articles/heat-pipe-technology-thermal-effective) [online], [cit. 2022-08-26].
- [5] eForce FEE Prague Formula: [eforce.cvut.cz/formula-student](http://eforce.cvut.cz/formula-student) [online], [cit. 2022-08-19].
- [6] Germany, F. S.: FS-Rules 2022 v1.0.pdf. [www.formulastudent.de/fsg/rule/](http://www.formulastudent.de/fsg/rule/) [online], [cit. 2022-08-19].
- [7] Idelchik, I. E.: *Handbook of Hydraulic Resistance*. Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1986.
- [8] Kane, H. E.: *Galvanic Corrosion Prevention Guide for Water Cooling Systems*. , Advanced Energy Industries, Inc, 2017.
- [9] Michal, V.: *Development of software for motor controller of an electric formula*. Diplomová práce, ČVUT v Praze, Fakulta Elektrotechnická, 2022.
- [10] Moody, L. F.: *Friction Factors for Pipe Flow*. Transaction of A.S.M.E, 1944.
- [11] Prof. Ing. Jan Ježek DrSc., I. J. A. C., Ing. Blanka Váradiová CSc.: *Mechanika tekutin*. Vydavatelství ČVUT, 2000.
- [12] ROTEK: [rotek.at/a000/003/000003759\\_0RT\\_Ad\\_e.html](http://rotek.at/a000/003/000003759_0RT_Ad_e.html)[online], [cit.2022 – 09 – 12].
- [13] Spiegel, M.; Redel, T.; Zhang, Y.; aj.: Tetrahedral vs. polyhedral mesh size evaluation on flow velocity and wall shear stress for cerebral hemodynamic simulation. *Computer methods in biomechanics and biomedical engineering*, ročník 14, 02 2011: s. 9–22, doi:10.1080/10255842.2010.518565.
- [14] Vincotech: [vincotech.com/products.html](http://vincotech.com/products.html) [online], [cit. 2022-09-12].