



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

VYUŽITÍ POTENCIÁLU KOVOVÉ ADITIVNÍ VÝROBY PŘI NÁVRHU TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU

USE OF POTENTIAL OF METAL ADDITIVE MANUFACTURING IN HEAT EXCHANGER DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Bc. Petr Šnajdr

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Vaverka

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Ing. Bc. Petr Šnajdr**
Studijní program: Konstrukční inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Vaverka**
Akademický rok: 2024/25

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

Využití potenciálu kovové aditivní výroby při návrhu tepelného výměníku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Aditivní výroba má široké využití od rychlého prototypování, přes personalizované implantáty až po funkční strojní součásti. Ve všech se využívá její unikátní schopnost vyrobit komplexní tvary, které není možné získat jinak. Oblastí, která může významně těžit z této výhody, je návrh a výroba tepelných výměníků, které se sice již vyráběly aditivně, ale zatím nedokázaly využít nabízený potenciál. Je nutné zamyslet se nad jejich návrhem jinak a přijít s tvarovými prvky, které nejenže budou poskytovat vysoký prostup tepla, ale zároveň nebudou výrazně zvyšovat tlakovou ztrátu, což je častý problém.

Typ práce: vývojová – konstrukční

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

Projekt: MŠMT

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je navrhnout tepelný výměník, který bude využívat tvarové prvky vhodné pro aditivní výrobu. Takovýto výměník by měl mít srovnatelný tepelný výkon a rozměry jako referenční deskový a zároveň by měl poskytovat jiné výhody specificky se pojící k aditivní výrobě.

Dílčí cíle diplomové práce:

- rešerše současných řešení této problematiky,
- návrh několika variant tvarových prvků,
- porovnání jednotlivých tvarových prvků pomocí simulace,
- návrh a výroba tepelného výměníku.

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

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

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske-studium-ukoncení/>

Seznam doporučené literatury:

RÖVER, T., et al. Design and numerical assessment of an additively manufactured Schwarz diamond triply periodic minimal surface fluid-fluid heat exchanger. Journal of Laser Applications. 2023, 35(4), 042071. ISSN 1938-1387. Dostupné z: doi:10.2351/7.0001184

PRACHT, S., et al. Experimental and numerical study of a 3D-printed aluminium cryogenic heat exchanger for compact Brayton refrigerators. Cryogenics [online]. 2022, 123, 103418. ISSN 1879-2235. Dostupné z: doi:10.1016/j.cryogenics.2021.103418

SEPTET, C., et al. Experimental investigation of two-phase liquid–vapor flows in additive manufactured heat exchanger. Applied Thermal Engineering [online]. 2020, 179, 115638. ISSN 1873-5606. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.115638

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá potenciálem využití LPBF technologie pro návrh efektivnějších tepelných výměníků. Cílem práce je návrh aditivně vyráběného chladiče využívající periodicky se opakující struktury dle výkonnostních parametrů referenční komponenty. K nalezení možných výhod aditivně vyráběných tepelných výměníků oproti v současnosti nejefektivnějším pájeným deskovým je přistupováno ve třech vzájemně navazujících částech.

První částí je návrh několika komplexních periodických teplosměnných struktur výrobitelných primárně aditivní technologií, jejichž snahou je zajistit výhodnější termo-hydraulické vlastnosti než současně zkoumané TPMS struktury. Druhá část je zaměřena na vývoj matematického modelu určeného pro návrh tepelného výměníku využívající periodické struktury. Konkrétně jde o výpočet potřebné velikosti buňky a výsledných tlakových ztrát, pro zadané rozměry, tepelný výkon a teplotní spády. Nakonec třetí část integruje obě předchozí do návrhu aditivně vyráběného tepelného výměníku dle parametru referenčního deskového chladiče. Navržený chladič je nakonec experimentálně otestován a porovnán s referenční komponentou, čímž je i validován vyvinutý matematický model.

Výsledky ze CFD simulací ukazují nejlepší termo-hydraulické vlastnosti má navržená struktura Twist Twin následovaná Diamond strukturou. Vzhledem k omezením výrobitelnosti Twist Twin struktury je však do finální aditivně vyrobeného chladiče aplikována Diamond struktura. Ten dle experimentu vykazuje oproti referenčnímu deskovému chladiči o 7,8 % vyšší tepelný výkon, o 223,5 % vyšší tlakové ztráty chladiva a o 161,3 % vyšší tlakové ztráty v případě chladicí kapaliny. Navrhovaný tepelný výkon chladiče se vůči matematickému modelu liší o 4,3 % a tlakové ztráty o 74,1 %.

Výsledky z experimentálního měření ukazují na dobrou přesnost vyvinutého matematického modelu, díky němuž může být návrh tepelných výměníků využívající periodické struktury značně usnadněn a v budoucnu může najít využití v generativním designu tepelných výměníků. Aditivně vyrobený výměník ukazuje možné limity a potenciál rozvoje do budoucna a je potřeba se vývoje dále zabývat pro zlepšení jeho vlastností.

KLÍČOVÁ SLOVA

Teplosměnné struktury, TPMS struktury, kovová aditivní výroba, tepelný výměník

ABSTRACT

This paper explores the potential of using LPBF technology to design more efficient heat exchangers. The aim of the work is to design additively manufactured heat exchanger using periodically repeating structures according to the performance parameters of a reference component. Finding the potential advantages of additively manufactured heat exchangers over the currently most efficient soldered plate heat exchangers is approached in three interrelated parts.

The first part is the design of several complex periodic heat transfer structures primarily fabricated by additive manufacturing technology, which aim to provide more favourable thermo-hydraulic properties than the currently investigated TPMS structures. The second part focuses on the development of a mathematical model intended for the design of a heat exchanger using periodic structures. Specifically, this involves the calculation of the required cell size and the resulting pressure losses, for given dimensions, heat capacity and temperature gradients. The third part integrates the two previous ones into the design of an additively manufactured heat exchanger according to the parameter of a reference plate cooler. Finally, the designed heat exchanger is experimentally tested and compared with the reference component, which also validates the developed mathematical model.

The results from CFD simulations show the best thermo-hydraulic properties of the proposed Twist Twin structure followed by the Diamond structure. However, due to the manufacturability limitations of the Twist Twin structure, the Diamond structure is applied to the final additively manufactured heat sink. According to the experiment, it shows 7.8% higher thermal performance, 223.5% higher refrigerant pressure drop and 161.3% higher coolant pressure drop compared to the reference plate cooler. The proposed heat output of the cooler differs from the mathematical model by 4,3 % and the pressure drop by 74,1 %.

The results from the experimental measurements show the good accuracy of the developed mathematical model, which can greatly facilitate the design of heat exchangers using periodic structures and may find application in generative heat exchanger design in the future. The additively manufactured heat exchanger shows possible limitations and potential for future development and further development is needed to improve its performance.

KEYWORDS

Heat transfer structures, TPMS structures, metal additive manufacturing, heat exchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠNAJDR, Petr. *Využití potenciálu kovové aditivní výroby při návrhu tepelného výměníku*. Brno, 2025. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí diplomové práce Ondřej Vaverka.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Ondřeji Vavrkovi za věcné připomínky a odborné rady v průběhu zpracování této práce. Kromě toho tímto děkuji panu Ing. Jiřímu Vondálovi Ph.D. za rady v oblasti CFD simulací a taky průmyslovému partnerovi, konkrétně panu Ing. Jiřímu Bazalovi Ph.D. a Ing. Viktorovi Poláškovvi za spolupráci a jejich odborné připomínky v průběhu práce. V neposlední řadě děkuji své rodině za podporu v průběhu celého mého studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

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

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	14
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	15
2.1	Rešeršní metody	15
2.1.1	Vyhledávání a filtrace zdrojů	15
2.2	Rešerše na stav techniky	16
2.2.1	Rekuperační tepelné výměníky	16
2.2.2	Referenční deskový výměník tepla	17
2.2.3	Požadavky a parametry tepelných výměníků	19
2.2.4	Geometrie jádra tepelných výměníků	23
2.2.5	Vstupní a výstupní příruby tepelných výměníků	29
2.2.6	Kovové aditivně vyrobené výměníky tepla	33
2.2.7	CFD modelování periodických struktur	39
2.2.8	Výpočet výkonu výměníku tepla využívající periodické struktury	43
2.2.9	Možnosti a omezení aditivní výroby	44
2.3	Shrnutí hlavních zjištění	45
2.4	Identifikace novosti a příležitostí	47
3	CÍLE PRÁCE	48
3.1	Vymezení problému	48
3.1.1	Klasifikace produktu	48
3.1.2	Specifikace zákazníka	48
3.1.3	Specifikace spotřebitele	48
3.1.4	Specifikace trhu, ceny a použitých výrobních technologií	48
3.1.5	Vymezení problémové situace a atributů produktu	49
3.2	Cíle vývoje	50
4	KONCEPČNÍ NÁVRH	51
4.1	Analýza cílů a specifikace omezení	51
4.1.1	Analýza cílů	51
4.1.2	Specifikace omezení	52
4.2	Postup práce	53
4.3	Technická funkční analýza	54
4.4	Návrh alternativních řešení	55
4.4.1	Zkoumané TPMS struktury	55

4.4.2	Návrh periodických struktur	57
4.4.3	Ověření vyrobiteľnosti navržených struktur	61
4.5	Analýza alternativních řešení a výběr nejlepších	62
4.5.1	CFD metodika výpočtu periodických struktur	62
4.5.2	Porovnání navržených struktur	69
5	PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH	77
5.1	Matematický model	77
5.1.1	Validace matematického modelu bez fázové přeměny	82
5.1.2	Rozšíření matematického modelu o fázovou přeměnu	84
5.2	Určení tvarů, rozměrů a materiálů	88
5.2.1	Určení tvaru těla výměníku	88
5.2.2	Základní rozměry tepelného výměníku	91
5.2.3	Použité materiály	92
6	DETAILNÍ NÁVRH	94
6.1	Konstrukční řešení	94
6.1.1	Proces návrhu tepelného výměníku	94
6.1.2	Optimalizace jádra tepelného výměníku	95
6.1.3	Testování těsnosti struktury	98
6.1.4	Finální rozměry struktury	100
6.2	Výroba navrženého tepelného výměníku	101
6.3	Odhad výrobních nákladů a objemu výroby	102
6.4	Experimentální měření	104
6.4.1	Měřicí okruh	104
6.4.2	Výsledky měření	105
6.5	Porovnání výpočtů s experimentálním měřením	106
6.6	Porovnání navrženého tepelného výměníku s referenční komponentou	108
6.7	Hodnocení klíčových parametrů	111
6.7.1	Matematický model	111
6.7.2	Navržený aditivně vyrobený tepelný výměník	113
7	ZÁVĚR	117
8	VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV	119
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	122
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	126

11	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	131
12	SEZNAM TABULEK	135
13	SEZNAM PŘÍLOH	136

1 ÚVOD

Vývoj elektrických vozidel a eVTOL (elektricky poháněných letadel s vertikálním vzletem a přistáním) roste exponenciální rychlostí a očekává se jejich masivní využití v blízké budoucnosti. Termální management těchto dopravních prostředků je však komplikovanější než u tradičních vozidel či letadel se spalovacím motorem. Li-ion baterie aplikované v těchto strojích při zátěži generují velké množství tepla, což vede k nízké efektivitě, degradaci a snížení životnosti baterie a v kritických případech až ke vzplanutí. Optimální regulaci teploty elektrických komponent dojde k zamezení těchto negativních vlivů, což povede k vyšší bezpečnosti posádky, snížení spotřeby energie, vyšší účinnosti systémů, a nakonec nižším provozní nákladům a zátěži životního prostředí. Správně navržený tepelný management je tedy zcela zásadní pro rozvoj moderních dopravních prostředků.

Jedním z řešení předcházející přehřívání elektrických baterií mohou být komplexní struktury aplikované v tepelných výměnících, které mohou zvýšit efektivitu přestupu tepla, snížit tlakové ztráty a tím snížit nejen energetickou náročnost, ale i zvýšit efektivitu a bezpečnost celých technologických celků. Komplikované geometrie je však náročné či dokonce nemožné vyrábět konvenčními technologiemi, a proto je zde potenciál využití aditivních technologií. Ty umožní výrobu komplexních struktur s monolitickou konstrukcí tepelného výměníku zajišťující vyšší strukturální pevnost a spolehlivost provozu. Právě potenciálem využití aditivních technologií v tepelném managementu vozidel se zabývá tato práce, jejíž cílem je ověřit využití komplexních struktur v aditivně vyráběných tepelných výměnících. I přes rozsáhlý vývoj v této oblasti je zde stále řada nedokonale prozkoumaných oblastí, kterými se tato práce bude zabývat.

Jednou z těchto oblastí je navržení zcela nových struktur oproti současně zkoumaným TPMS (Triply Periodic Minimal Surfaces) strukturám, které nebyly původně navrženy pro využití k přestupu tepla a z toho důvodu mohou mít určité limity. Nově navrhované struktury se tak zaměřují na výrobitelnost primárně aditivními technologiemi při současné snaze zajistit vysoký tepelný výkon a nízké tlakové ztráty. Další oblastí jsou výpočty celých tepelných výměníků využívající periodicky se opakující struktury. V současnosti se při návrhu tepelných výměníků často využívá CFD simulací, které však pro komplikované struktury vyžadují vysokou časovou a výpočetní náročnost, což není praktické při provádění velkého množství návrhových smyček. Proto je v práci vyvinut matematický model, který umožňuje efektivně navrhovat tepelné výměníky využívající periodické struktury. Poslední a nejpodstatnější oblastí na kterou je kladena pozornost je aplikace navržených struktur a výpočtového modelu na návrh aditivně vyrobeného tepelného výměníku, který je následně porovnán s referenčním deskovým chladičem, čímž je nejen prozkoumán možný směr využití aditivně vyráběných tepelných výměníků, ale také validován vyvinutý matematický model.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Rešeršní metody

Současný stav poznání byl zpracován metodou systematické rešerše, pomocí níž bylo možné efektivně nalézt konkrétnější směr vývoje a zpřesnit cíle pro návrh aditivně vyráběného tepelného výměníku, který by přinesl inovativní přístup do této oblasti. Rešerše byla rozdělena do čtyř částí. První část se zabývala požadavky a konstrukcí současných tepelných výměníků. Druhá část mapovala použití tvarových struktur pro jádro tepelných výměníků, včetně geometrie vstupních a výstupních přírub. Třetí oblast byla zaměřena na CFD simulace periodických struktur a výpočet celého tepelného výměníku s těmito strukturami. Poslední část pojednává o limitech LPBF technologie při výrobě TPMS struktur.

Pro rychlejší vyhledávání relevantní literatury byly definovány výzkumné otázky, které vycházeli z požadavků práce a možných směrů vývoje. Celkem bylo položeno pět otázek:

- Jaké teplosměnné geometrie a struktury se využívají u aditivně vyráběných tepelných výměníků?
- Jak geometrie a pozice vstupní/výstupních přírub ovlivňuje vlastnosti tepelného výměníku?
- Jaká se používá CFD metodika pro výpočet periodických struktur?
- Jaké jsou limity LPBF technologie pro výrobu TPMS struktur?

2.1.1 Vyhledávání a filtrace zdrojů

Pro každou položenou otázku byl sestaven rešeršní dotaz, který se skládal z klíčových slov a logických operátorů k filtrování vyhledávané odborné literatury. Dotazy byly dle potřeby laděny a zadávány do vědeckých databází Scopus a Web of Science. Kromě vyhledávání odborných publikací bylo využito také jednoduchého vyhledávání na webovém prohlížeči. Tímto přístupem bylo možno získat širokou škálu literárních pramenů, které posloužily jako vstupní bod pro zodpovězení položených otázek.

Na začátku vyhledávání bylo nalezeno 79 zdrojů, které byly dále vyfiltrovány podle duplicity, irelevance, staří publikace či kvality. Celkový počet zdrojů, které byly podrobněji rozebrány, byl zredukován na 18 pramenů. Ty se skládaly především z vědeckých článků, odborných knih a firemních dokumentů. Díky této kombinaci literatury bylo možno obsáhnout komplexnost problematiky a najít odpovědi k vytyčeným otázkám.

2.2 Rešerše na stav techniky

Tato kapitola bude zaměřena na současný stav poznání především rekuperačních tepelných výměníků, které jsou předmětem zájmu této práce.

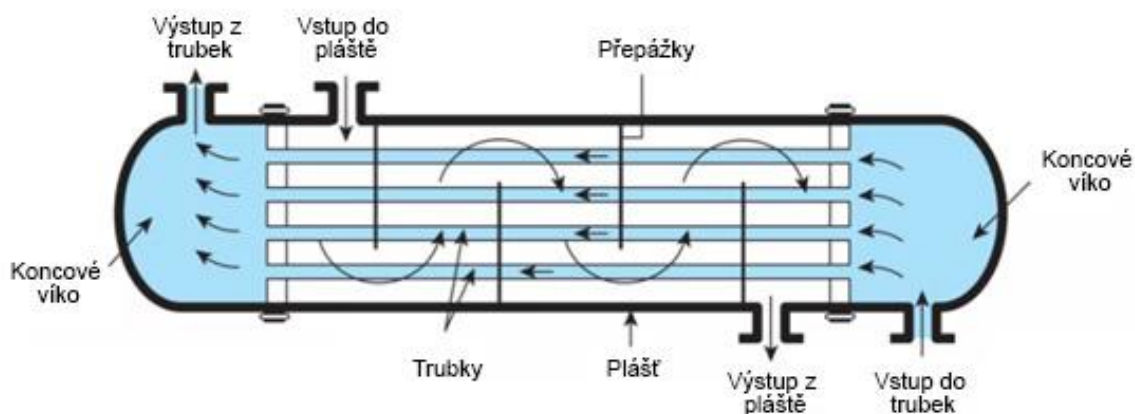
2.2.1 Rekuperační tepelné výměníky

Rekuperační výměníky tepla oddělují od sebe pracovní látky nepropustnou stěnou, která zároveň tvoří teplosměnnou plochu, přes kterou dochází k přestupu tepla mezi pracovními médii [1]. Konvenční rekuperační tepelné výměníky dle typu konstrukce rozdělujeme na:

- Trubkové výměníky tepla
- Deskové výměníky tepla

Trubkové výměníky tepla

Trubkové výměníky se dle svého konstrukčního řešení dělí na několik podkategorií. Nejpoužívanějším typem je plášťový trubkový výměník, který se skládá z vnějšího pláště, přepážek a trubkovnic, do nichž jsou zapuštěny trubky. Na okrajích trubkovnic jsou upevněny koncová víka, která směřují tekutinu do trubek. Vnitřním prostorem trubek proudí jedna tekutina, zatímco vnějším prostorem mezi trubkami a pláštěm proudí druhá tekutina, čímž dochází k přenosu tepla mezi tekutinami přes stěny trubek, viz Obr. 2-1 [1].

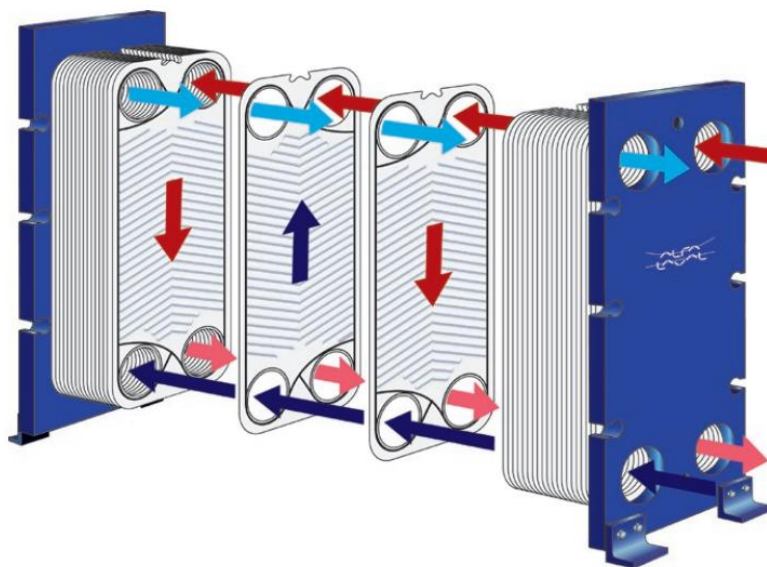


Obr. 2-1 Schéma plášťového výměníku tepla s trubkami [2]

Výhodou tohoto řešení je především jednoduchá konstrukce a údržba, vysoká variabilita využití a provozních podmínek z pohledu teplot, tlaků a pracovních látek [2]. Nevýhodou pak může být nižší efektivita oproti deskovým výměníkům tepla.

Deskové výměníky tepla

Deskové výměníky jsou v současnosti nejúčinnější sériově vyráběné tepelné výměníky. Jsou složeny ze série seskládaných tenkých kovových desek, které jsou společně svařeny, pájeny nebo sevřeny pevnými deskami s elastomerovým těsněním. V rozích desek jsou vstupní a výstupní otvory, které jsou v každé druhé desce utěsněny pro jednu konkrétní tekutinu. Každý druhý kanál je tak určen pro chladnou tekutinu a zbývající kanály jsou vyhrazeny pro horkou tekutinu. Díky tomu je na každé straně desky tekutina s rozdílnou teplotou, což zajišťuje efektivní přestup tepla, viz Obr. 2-2. Teplosměnné desky mohou být zvlněny či jinak prolisovány pro zvětšení povrchu, rozvoj turbulentního proudění a snížení zanášení ploch nečistotami, případně mohou být rovinné a v meziprostoru vyplněny vlnovcovou strukturou [1].



Obr. 2-2 Schéma deskového výměníku tepla [3]

Výhodou deskových výměníků tepla je jejich vysoká účinnost, kompaktnost a možnost zvýšení výkonu přidáním desek v případě, že se jedná o rozebíratelných výměník s elastomerovým těsněním. Nevýhodou je nižší variabilita využití vzhledem ke konstrukci, která není určena pro vysoké teploty a tlaky, především z důvodu těsnosti a pevnosti sevřených či pájených desek [3].

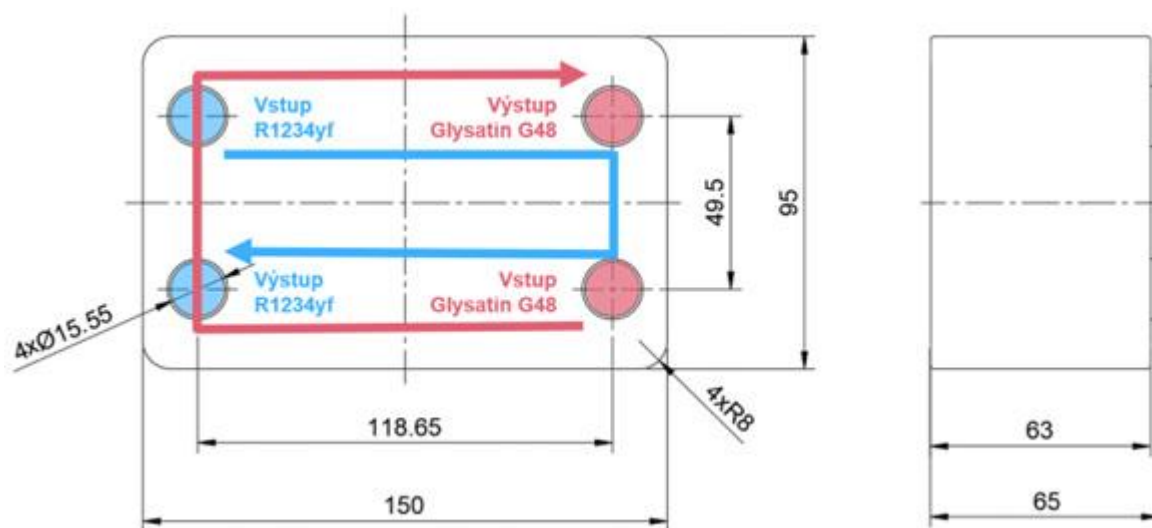
2.2.2 Referenční deskový výměník tepla

Právě nižší pevnost a spolehlivost deskových tepelných výměníků mohou řešit aditivně vyráběné výměníky, které jsou vyrobeny z monolitické konstrukce, a navíc umožňují využití komplexnějších tvarů, které mohou zajistit lepší poměr tepelného výkonu vůči tlakovým ztrátám, což může následně vést ke snížení velikosti a hmotnosti celé komponenty.

Pro nalezení možného potenciálu aditivně vyráběných rekuperačních tepelných výměníků je potřeba zvolit reprezentativní referenční výměník tepla, který bude sloužit jako předloha pro návrh aditivně vyráběného výměníku a s nímž bude následně porovnán v několika aspektech.

Za tímto účelem byla navázána spolupráce s nejmenovaným průmyslovým partnerem, který dodal referenční deskový výměník tepla určený pro klimatizační systémy osobních vozidel či chlazení baterií elektromobilů. Výměník se celkem skládá ze 40 teplosměnných desek vyrobených lisováním z hliníkové slitiny. Desky jsou následně společně pájeny, čímž dojde ke spojení do jedné komponenty.

Rozměry výměníku jsou 95 mm na výšku, 65 mm na šířku a 150 mm na délku ve směru proudění, viz Obr. 2-3. Celková teplosměnná plocha činní cca 0,43 m², což dává kompaktnost kolem 614 m²/m³. Konstrukce je navržena pro souproudý tok do tvaru písmene U, viz schématické znázornění na Obr. 2-3



Obr. 2-3 Základní rozměry referenčního výměníku s vyznačenými vstupy/výstupy tekutin

Tepelný výměník pracuje jako chladič v režimu výparníku na jedné straně s pracovní látkou chladivem R1234yf (2,3,3,3-tetrafluorpropan) a na druhé straně s chladicí kapalinou Glystatin G48, což je ethylen-glykol ředěný s vodou v poměru 50:50.

Chladicí kapalina ethylen-glykolu ředěného s vodou slouží k odvodu tepla z komponent pohonného ústrojí, čímž dochází ke zvyšování její teploty. Teplota z chladicí kapaliny je následně v jádru chladiče předávána chladivu, čímž dochází opět ke snížení její teploty.

Chladivo R1234yf expanduje v expanzním ventilu z kapalně fáze na plynou, čímž dojde k prudkému ochlazení tekutiny a do chladiče vstupuje jako dvoufázové médium v hmotnostním poměru 74 % kapalina a 26 % plyn. V tepelném výměníku následně dochází k přenosu tepla z horké chladicí kapaliny do chladného chladiva, čímž dochází k vypařování jeho kapalně fáze a následnému ohřevu na přehřátou páru, která z něj vystupuje.

2.2.3 Požadavky a parametry tepelných výměníků

Jedním z požadavků na tepelné výměníky je jejich vysoká účinnost, které můžeme dosáhnout vhodnou geometrií teplosměnných ploch a materiálem jak samotného tepelného výměníku, tak pracovních médií.

Dobrý výměník tepla by měl kromě vysoké účinnosti splňovat několik dalších parametrů:

- vysoký tepelný výkon
- nízké tlakové ztráty
- malé rozměry
- nízká hmotnost
- spolehlivost provozu

Výše zmíněné parametry jsou si často protichůdné, a proto se při návrhu často jedná o kompromis např. mezi nízkými tlakovými ztrátami a menšími rozměry s nižší pořizovací cenou či nízkou hmotností a vyšší spolehlivostí [4].

V dalších odstavcích jsou uvedeny základní výpočtové vztahy, které se často používají pro návrh a výpočet tepelných výměníků.

Tepelný výkon

Nejpodstatnějším parametrem tepelných výměníků je množství přeneseného tepla, tzv. tepelný výkon Q . Ten může být vyjádřen rovnicí vycházející ze středního logaritmického rozdílu teplot pracovních médií [5]:

$$Q = A_s \cdot U \cdot \Delta T_{ln} \quad (1)$$

kde A_s je teplosměnná plocha v m^2 , U je celkový součinitel prostupu tepla v $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ a ΔT_{ln} střední logaritmický rozdíl teplot v K ($^{\circ}C$).

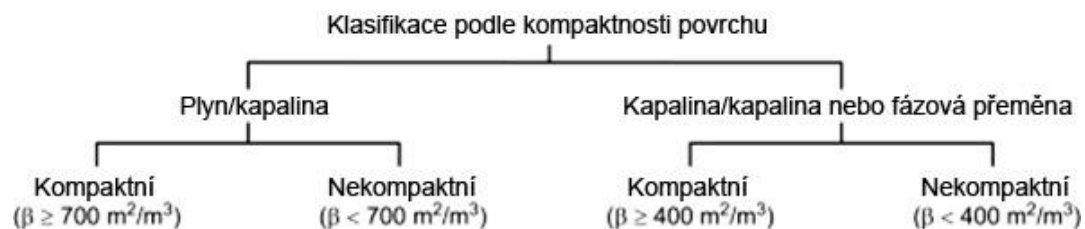
Kompaktnost

Jak z rovnice pro výpočet tepelného výkonu vyplývá, pro zajištění maximálního přeneseného tepla je zapotřebí co možná největší teplosměnná plocha v definovaném objemu, což je vyjádřeno kompaktností β [6]:

$$\beta = \frac{A_s}{V_{hex}} \quad (2)$$

kde V_{hex} je obálkový objem tepelného výměníku v m^3 .

Tepelný výměník můžeme definovat jako kompaktní, pokud hodnota β je větší než $700 m^2/m^3$ pro pracovní média plyn/plyn a v případě látek kapalina/plyn či fázová přeměna se udává hodnota $400 m^2/m^3$, Obr. 2-4 [6].



Obr. 2-4 Klasifikace tepelných výměníků dle kompaktnosti [6]

Pro zvýšení kompaktnosti se v praxi využívá žeber či vlnitých lamel, které zvýší teplosměnnou plochu bez výrazného zvětšení objemu anebo mikrokanálkové struktury, které při zachování tenkých stěn umožňují na jednotku objemu maximalizovat teplosměnnou plochu.

Součinitel prostupu tepla

Další veličinou ovlivňující tepelný výkon je součinitel prostupu tepla U , který je definován jako [7]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{h}{\lambda_S} + \frac{1}{\alpha_C}} \quad (3)$$

kde α_H a α_C je součinitel přestupu tepla horké, respektive chladné tekutiny ve $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, h je tloušťka stěny oddělující tekutiny v m a λ_S je tepelná vodivost materiálu stěny ve $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Součinitel přestupu tepla α závisí na tvaru geometrie, vlastnostech pracovních látek, a především na rychlosti a charakteru proudění [7]. Jedná se o veličinu, kterou můžeme nejvíce ovlivnit vhodným tvarováním teplosměnných ploch.

Při turbulentním proudění dosahuje součinitel přestupu tepla vyšších hodnot než u laminárního, a proto je obvykle snahou při návrhu geometrie teplosměnných ploch zajistit turbulentní proudění při současné minimalizaci tlakových ztrát [7].

Střední logaritmický rozdíl teplot

Posledním parametrem v rovnici pro výpočet tepelného výkonu výměníku je střední logaritmický rozdíl teplot ΔT_{ln} , který se liší v závislosti na směru proudění pracovní látek. Pro souprůdý tok je dán rovnicí [5]:

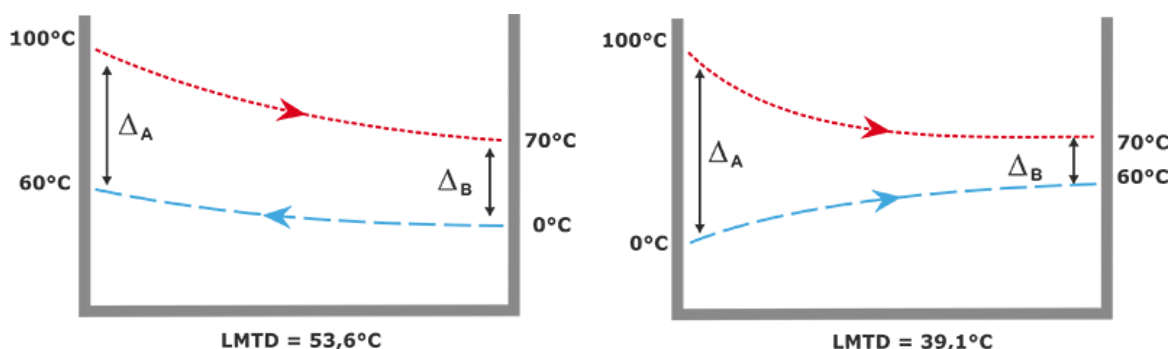
$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{Hin} - T_{Cout}) - (T_{Hout} - T_{Cin})}{\ln\left(\frac{(T_{Hin} - T_{Cout})}{(T_{Hout} - T_{Cin})}\right)} \quad (4)$$

Pro protiproudý tok je definován jako [5]:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{Hin} - T_{Cin}) - (T_{Hout} - T_{Cout})}{\ln\left(\frac{(T_{Hin} - T_{Cin})}{(T_{Hout} - T_{Cout})}\right)} \quad (5)$$

kde T_{Hin} , T_{Cin} je vstupní teplota horké, respektive chladné tekutiny v K (°C) a T_{Hout} , T_{Cout} je výstupní teplota horké, respektive chladné tekutiny v K (°C).

Protiproudý tok vykazuje vyšší efektivitu oproti souproudému toku, což je dáno vyšším středním logaritmickým rozdílem teplot po celé délce výměníku oproti souproudém, kde je na vstupu vysoký rozdíl teplot pracovních médií a na výstupu se jejich teplota vyrovnává, což snižuje jeho výslednou hodnotu [8]. Porovnání teplotních spádů obou toků je znázorněno na Obr. 2-5.



Obr. 2-5 Porovnání průběhu teplot v protiproudém (vlevo) a souproudém (vpravo) tepelném výměníku [8]

Tlakové ztráty

Tlakové ztráty udávají, kolik energie proudící tekutina ztratí při průchodu tepelným výměníkem. Snahou je tyto ztráty snižovat, kvůli snížení spotřeby energie na udržování potřebného toku v systému. Celkové tlakové ztráty Δp jsou dány třecími a místními tlakovými ztrátami, vyjádřeny vztahem [9]:

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_m \quad (6)$$

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot \left(f \cdot \frac{L}{D_h} + \xi \right) \quad (7)$$

kde ρ je hustota proudící tekutiny v kg/m^3 , v je rychlost proudění v m/s , f je bezrozměrný faktor tření, L je délka proudění v m , D_h je hydraulický průměr v m a ξ je bezrozměrný součinitel místních ztrát.

Jak z rovnice vyplývá tlakové ztráty ovlivňuje především charakter proudění pracovních látek, tvarování průtočných kanálů a změna jejich průřezu, včetně drsnosti povrchu. Celkové tlakové ztráty obvykle s drsnějším povrchem a náhlými změnami průtočných průřezů rostou i přesto, že faktor tření s turbulentním prouděním klesá. Toto navýšení tlakových ztrát je dáno především nestabilitami proudění a náhlými změnami rychlosti [10].

Je tedy patrné, že při návrhu tepelných výměníků se hledá vhodný kompromis mezi tepelným výkonem a tlakovými ztrátami, protože turbulentní proudění zvyšuje součinitel přestupu tepla, a tedy i přenesený tepelný výkon, ale taky dochází k navýšení nežádoucích tlakových ztrát.

Účinnost

Účinnost η v tepelných výměnících udává, jak efektivně probíhá přenos tepla z jednoho média do druhého. Určuje se jako poměr skutečně přeneseného tepla k maximálně možnému přenosu tepla, dle rovnice [5]:

$$\eta = \frac{q_s}{q_{max}} \quad (8)$$

kde q_s je skutečně přenesené teplo v W a q_{max} je maximálně možné přenesené teplo ve W.

Účinnost lze zvyšovat velikostí teplosměnné plochy a součinitelem prostupu tepla. Dále pak teplotními rozdíly a velikostí průtoků pracovních médií a taky jejich vlastnostmi.

Pevnost

Konstrukce tepelných výměníků je nejčastěji namáhána tlakovými rozdíly pracovních látek, tepelnými šoky a vibracemi. Tyto zátěžné stavy mohou způsobovat porušení konstrukce a její následné selhání. Proto je obvykle zapotřebí konstrukci ověřovat vůči mezi pevnosti, únavové životnosti a vlastním frekvencím pro zamezení rezonancí.

Odolnost proti zanášení

U pracovních látek, které mají tendenci zanášet teplosměnné povrchy je potřeba brát v potaz taky možnost čištění či samočištění povrchů. Samočištěcí efekt zvyšují turbulence vlivem vyššího smykového napětí τ_w na povrchu teplosměnných ploch, které je vyjádřeno rovnicí [4]:

$$\tau_w = f \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (9)$$

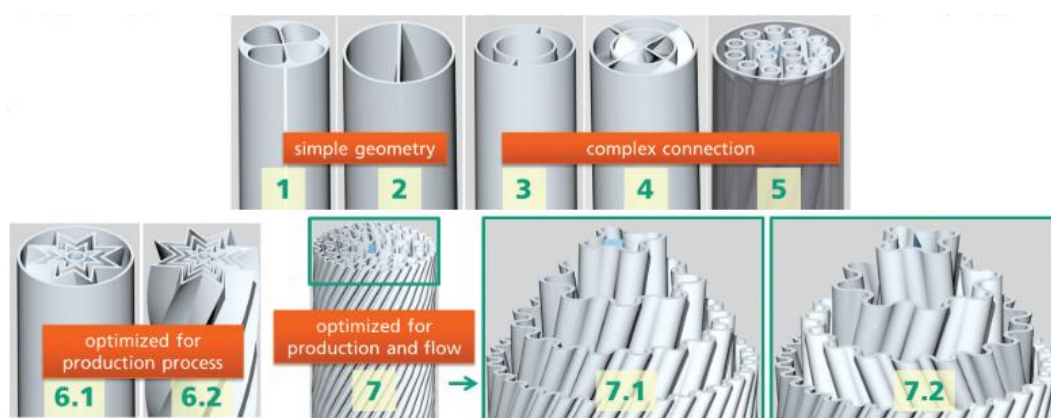
$$\tau_w = \Delta p \cdot \frac{D_h}{4 \cdot L} \quad (10)$$

2.2.4 Geometrie jádra tepelných výměníků

Tato kapitola bude zaměřena především na studie zabývající se výzkumem progresivních struktur vyrobitelných aditivními technologiemi s potenciálem předčít geometrie používané u konvenčních trubkových a deskových výměníků tepla.

2D tažené struktury

Scheithauer U. a kol. [11] se ve své studii zabývali návrhem geometrických struktur na principu tažených a kroucených 2D profilů vyrobitelných aditivní technologií. Cílem bylo navrhnout 2D křivky se stejným hydraulickým průměrem a maximální obvodovou délkou, která by při vytažení profilu do třetího rozměru tvořila teplosměnnou plochu. Celkem bylo navrženo sedm geometrií v devíti různých provedení, viz Obr. 2-6. Tyto struktury byly navzájem porovnány pomocí CFD simulací, ze kterých vzešla nejlépe varianta 6.2 a 7.2.



Obr. 2-6 2D tažené geometrické struktury a jejich parametry [11]

Struktura 6.2 využívá soustředné hvězdicovité 2D profily navzájem odsazeny, které jsou vytaženy a zakrouceny do prostoru pro zvýšení teplosměnné plochy a prodloužení délky proudění. Tím vzniká několik oddělených dutin vedle sebe, kde střídavě proudí horké a chladné médium. Kompaktnost struktury je $1711 \text{ m}^2/\text{m}^3$, měrný objemový výkon $80,54 \text{ W}/\text{cm}^3$ a tlakové ztráty $0,2 \text{ Pa}$.

Ostré hrany u struktury 6.2 vedou k vyšším tlakových ztrátám, a proto struktura 7.2 využívá 2D profil tvořený pravidelně zvlněnou kružnicí, která je opět soustředně odsazena. Profily jsou vytaženy do prostoru a zakrouceny, přičemž sousední profily jsou vždy krouceny v opačném směru. Kompaktnost struktury je $1246 \text{ m}^2/\text{m}^3$, měrný objemový výkon $60,86 \text{ W}/\text{cm}^3$ a tlakové ztráty $0,1 \text{ Pa}$.

Samotné struktury 6.2 a 7.2 jsou optimalizovány pro aditivní výrobu, avšak soustředným odsazením profilů vznikají vzájemně vnořené dutiny, kde je velmi komplikované vytvořit připojení, které by k nim přivedlo tekutinu. Proto se autoři [11] dále zaměřili na návrh 2D profilů, které by byly vzájemně poskládány vedle sebe a tím tvořily 2D periodickou strukturu podobně jako v případě plášťových výměníků vyplněných trubkami. Návrhovými kritérii byl uzavřený symetrický profil s velkou obvodovou křivkou a stejným hydraulickým průměrem. Celkem bylo navrženo 22 profilů, viz Obr. 2-7, které byly analyzovány pomocí CFD simulací. Číselné hodnoty pod každým profilem udávají poměr tlakových ztrát vůči tepelnému výkonu v $\text{bar} \cdot \text{W}^{-1}$.

							
211	54	95	172	198	176	205	
							
173	177	211	167	117	127	147	158
							
146	169	52	52	50	135	130	

Obr. 2-7 Navržené 2D profily s poměrem tlakových ztrát na jednotku výkonu v bar/W [11]

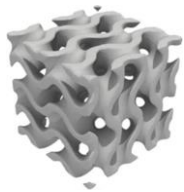
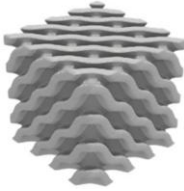
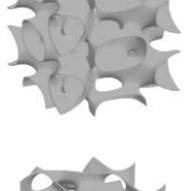
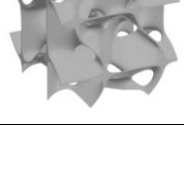
Nejlépe vychází profily se vzájemně prolnutými čtyřmi a více kruhy prostřednictvím zúženého kanálu, které jsou založeny na Sierpinského a Hilpertově matematickém algoritmu. Tyto profily jsou vyznačeny v obrázku červeným obdélníkem a jejich výsledný poměr tlakových ztrát vůči tepelnému výkonu vychází 52-50 $\text{bar} \cdot \text{W}^{-1}$. Pro efektivní využití těchto profilů v tepelném výměníku je však potřeba využít vhodného tvarování a umístění přírub, které rovnoměrně distribuují tekutinu do potrubí. Této problematice se podrobněji věnuje kap. 2.2.5.

TPMS struktury

Triply periodic minimal surfaces (TPMS) jsou nekonečné vzájemně se neprotínající periodicky se opakující plochy ve třech vzájemně kolmých směrech s nulovou střední křivostí v každém svém bodě, což znamená, že pro zadané okrajové podmínky zaujmají minimálně možný hladký povrch [12]. Praktickým příkladem takového povrchu je mýdlový film, kde povrchové napětí redukuje jeho povrch [13].

Nejpoužívanější metodou pro vytváření TPMS povrchů je tzv. level-set rovnice, což je rovnice složená s trojrozměrných trigonometrických funkcí, která definuje okrajové podmínky pro konkrétní povrch. Nejznámější a doposud nejvíce zkoumané TPMS struktury, včetně jejich definičních rovnic, jsou uvedeny v Tab. 2-1 [14] [15].

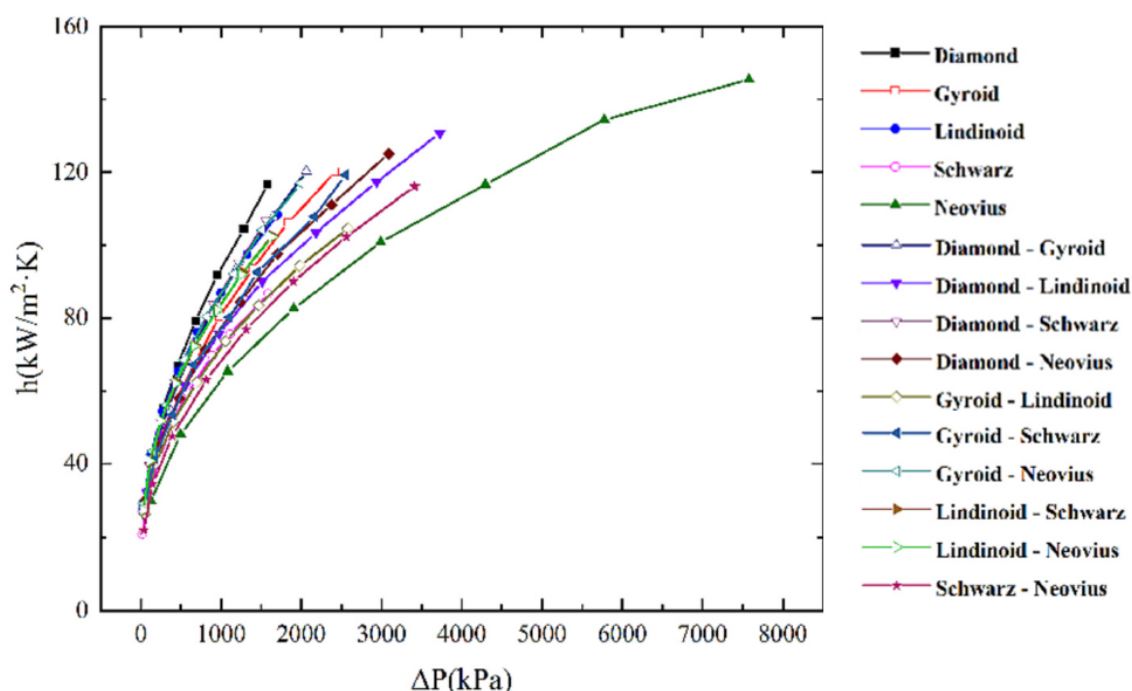
Tab. 2-1 Příklady nejznámějších TPMS struktur [14] [16]

TPMS	Rovnice	Buňka
Gyroid	$\sin(x) \cdot \cos(y) + \sin(y) \cdot \cos(z) + \sin(z) \cdot \cos(x) = C$	
Diamond	$\sin(x) \cdot \sin(y) \cdot \sin(z) + \sin(x) \cdot \cos(y) \cdot \cos(z) + \cos(x) \cdot \sin(y) \cdot \cos(y) + \cos(x) \cdot \cos(y) \cdot \sin(y) = C$	
Schwarz P	$\cos(x) \cdot \cos(y) \cdot \cos(z) = C$	
Neovius	$3 \cdot (\cos(x) \cdot \cos(y) \cdot \cos(z)) + 4 \cdot (\cos(x) \cdot \cos(y) \cdot \cos(z)) = C$	
Lidinoid	$\sin(2x) \cdot \cos(y) \cdot \sin(z) + \sin(2y) \cdot \cos(z) \cdot \sin(x) + \sin(2z) \cdot \cos(x) \cdot \sin(y) - \cos(2x) \cdot \cos(2y) - \cos(2y) \cdot \cos(2z) - \cos(2z) \cdot \cos(2x) + 0,3 = C$	
Fischer-Koch S	$\cos(2x) \cdot \sin(y) \cdot \cos(z) + \cos(2y) \cdot \sin(z) \cdot \cos(x) + \cos(2z) \cdot \sin(x) \cdot \cos(y) = C$	
FRD	$4 \cdot (\cos(x) \cdot \cos(y) \cdot \cos(z)) - \cos(2x) \cdot \cos(2y) - \cos(2y) \cdot \cos(2z) + \cos(2z) \cdot \cos(2x) = C$	
PMY	$2 \cdot \cos(x) \cdot \cos(y) \cdot \cos(z) + \sin(2x) \cdot \sin(y) + \sin(x) \cdot \sin(2z) + \sin(2y) \cdot \sin(z) = C$	

Proměnné x , y a z jsou konstanty v příslušné ose a C je parametr odsazení. TPMS struktury dělí objem na dva totožné menší objemy. Právě tato vlastnost, společně s hladkým povrchem podporuje plynulejší proudění a snižuje koncentrátoři napětí, což umožňuje potenciální využití v tepelných výměnících pracujících se dvěma uzavřenými tekutinovými oběhy [12].

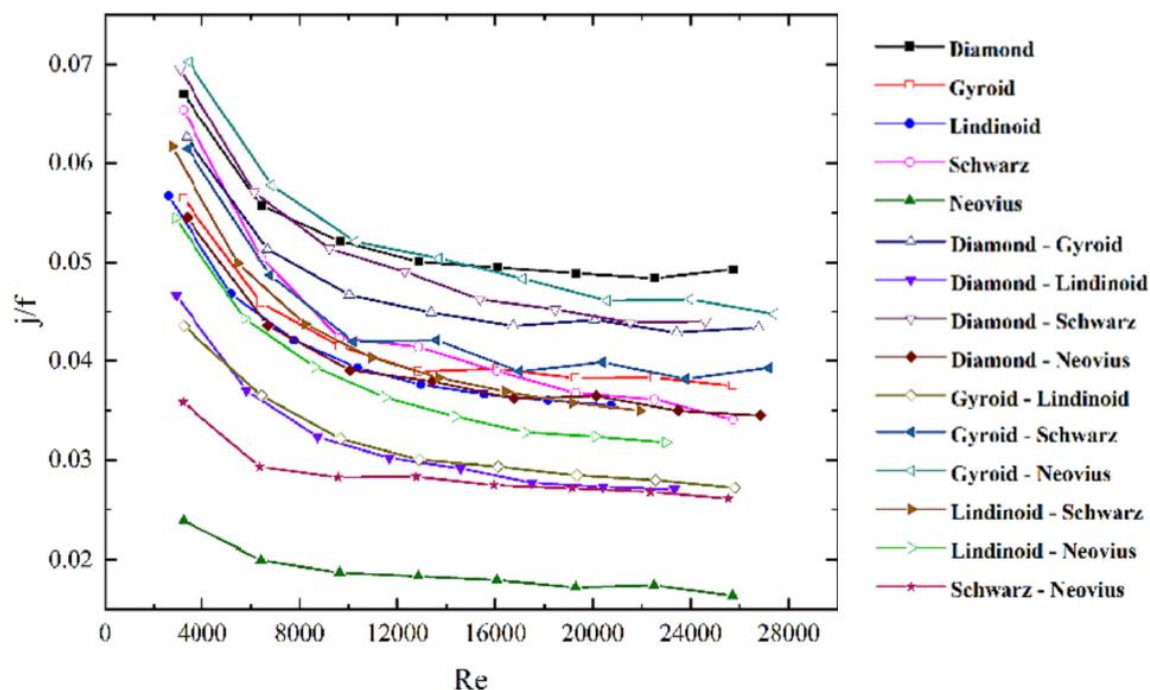
Xu H. a kol. [14] na základě CFD simulací zkoumali charakteristiky proudění a přestupu tepla struktur Diamond, Gyroid, Lindinoid, Schwarz-P, Neovius a jejich hybridní modifikace. Simulace prováděli pro řadu 20 symetrických buněk s kapalnou vodou v rozsahu hmotnostního průtoku 0,0125-0,0998 kg/s. Konkrétní nastavení CFD modelu s okrajovými podmínkami je podrobněji popsáno v kap. 2.2.7.

Dle výsledků vykazuje nejvyšší součinitel přestupu tepla při zadaných tlakových ztrátách Diamond struktura napříč všemi pozorovanými TPMS, viz Obr. 2-8.



Obr. 2-8 Poměr souč. přestupu tepla k tlak. ztrátám pro hybridní TPMS struktury [14]

Z pohledu celkových termo-hydraulických vlastností vykazuje nejlepší parametry Diamond struktura při vyšších Reynoldsových číslech (cca od 16 000) a při nižších Reynoldsových číslech Diamond strukturu pouze mírně předčí hybridní Gyroid-Neovius, viz Obr. 2-9.

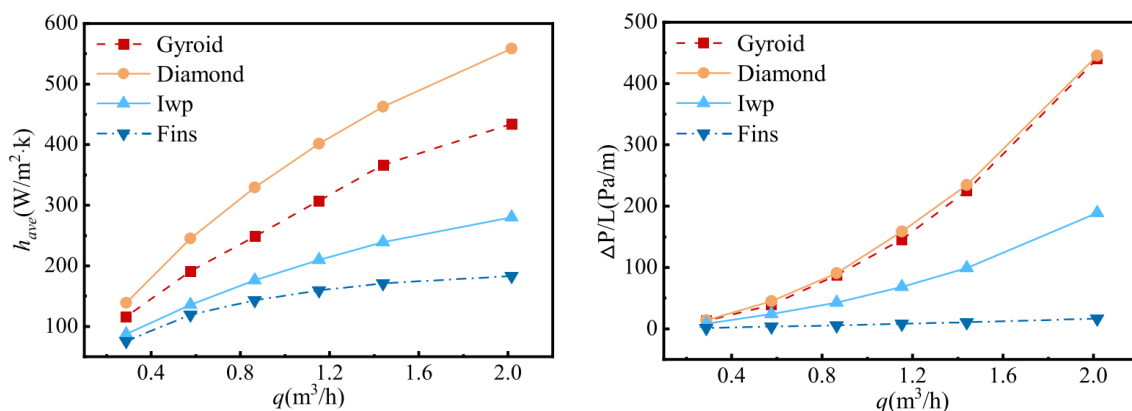


Obr. 2-9 Poměr j/f v rozsahu Re pro hybridní TPMS struktury [14]

Vynikající termo-hydraulické vlastnosti Diamond struktury jsou dány malými sekundárními proudy v blízkosti stěny, které zintenzivňují přenos tepla. Z pohledu hybridizace buněk lze obecně říct, že kombinace s Schwarz-P strukturou zlepšuje přenos tepla a s Lindinoid naopak snižuje. V případě tlakových ztrát pak lze hybridizaci pozorovat negativní ovlivnění parametrů Diamond a Lindinoid struktury, a naopak zlepšení u Gyroid a Neovius [14].

Nejlepší termo-hydraulické vlastnosti Diamond struktury také potvrzuje Tang W. a kol. [17], kteří porovnávali numericky i experimentálně buňky Diamond, Gyroid a Iwp s žebrovanou strukturou používanou u deskových výměníků tepla. Simulace i experimentální měření probíhalo za podobných podmínek jako v předchozím případě, avšak řada buněk obsahovala pouze čtyři buňky a pracovní látkou byl vzduch.

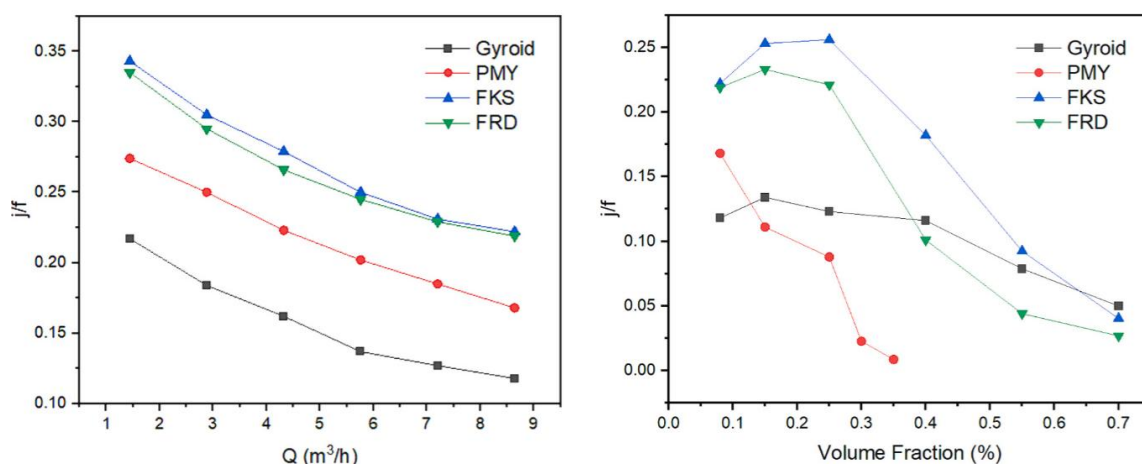
Všechny uvedené TPMS předčily žebrovanou strukturu, přičemž nejvyššího součinitele přestupu tepla dosahuje Diamond struktura, následovaná geometrií Gyroid a Iwp. Stejně pořadí pak platí i pro tlakové ztráty, kde však Diamond a Gyroid vykazují téměř totožné hodnoty, viz Obr. 2-10.



Obr. 2-10 Porovnání souč. přestupu tepla a tlak. ztrát z experimentálního měření TPMS struktur [17]

V další studii se Khadiri El I. a kol. [15] zabývali opět numerickým porovnáním termo-hydraulických vlastností Gyroid, Fischer-Koch S (FKS), FRD a PMY struktur. Numerický model byl totožný jako v předchozí studii, včetně pracovní látky vzduch s průtokem v rozsahu 1-6 m/s. Studie se však navíc zaměřila na porovnání vlastností struktur při rozdílných relativních hustotách.

Výsledky ukazují, že nejlepších celkových termo-hydraulických vlastností, tedy poměru přeneseného tepla vůči tlakovým ztrátám dosahuje v celém rozsahu průtoků struktura FKS společně s FRD následovaná buňkami PMY a Gyroid. Z hlediska rozsahu pozorovaných relativních hustot 8-70 % vykazuje nejlepší termo-hydraulické vlastnosti opět struktura FKS, následovaná FRD a Gyroid do v rozsahu 8-38 % relativní hustoty. Při relativní hustotě vyšší než 38 % pak Gyroid předčí FRD strukturu. Nejnižšího poměr a taky pozorovatelného rozsahu relativní hustoty dosahuje struktura PMY. Uvedené výsledky jsou zobrazeny na Obr. 2-11.

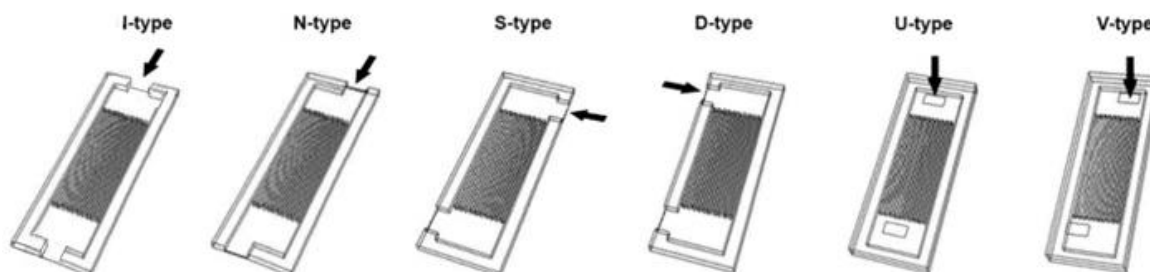


Obr. 2-11 Porovnání termo-hydraulických vlastností struktur Gyroid, PMY, FKS a FRD [15]

2.2.5 Vstupní a výstupní příruby tepelných výměníků

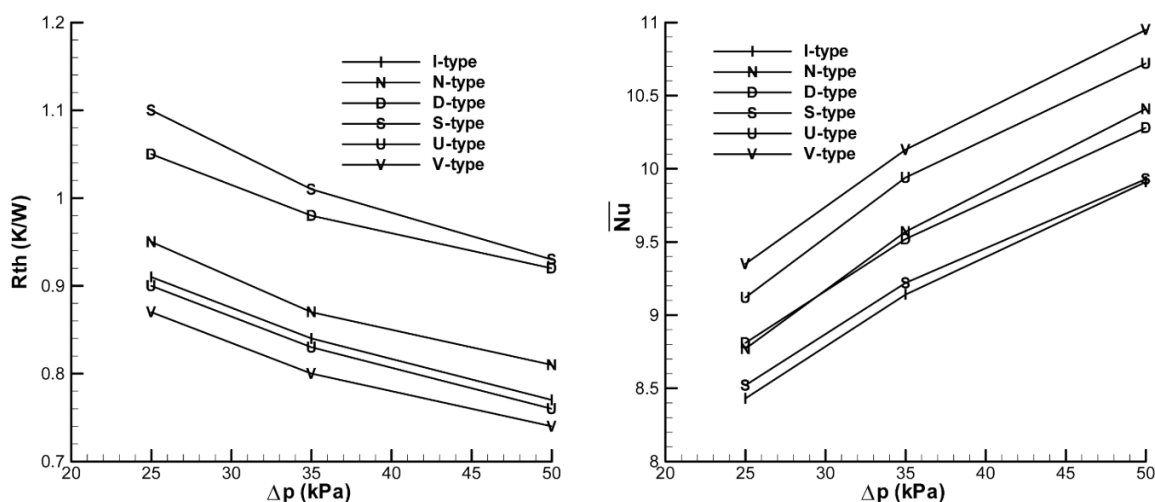
Poloha vstupních a výstupních otvorů

Chein R. a kol. [18] se zabývali numerickým zkoumáním vlivu pozice vstupních a výstupních toků na výkonnostní charakteristiky chladiče a jeho tlakové ztráty. Celkem uvažovali šest konfigurací otvorů, uvedených na Obr. 2-12.



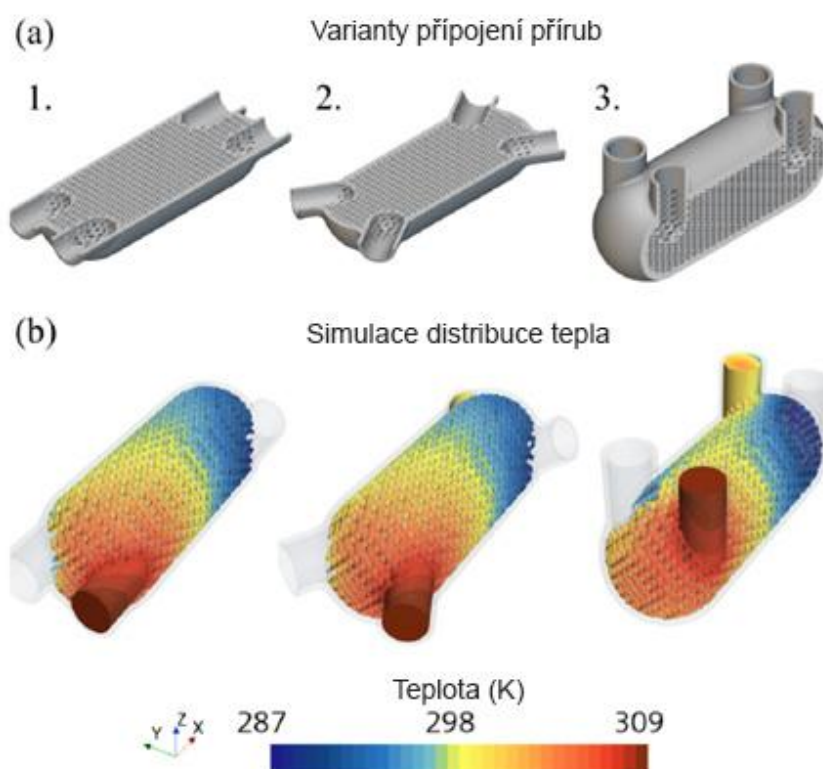
Obr. 2-12 Typy konfigurací vstupních a výstupních otvorů chladiče [18]

Výsledky ukázaly, že nejvyššího poměru Nusseltova čísla vůči tlakovým ztrátám vykazuje uspořádání typu V následované typem U, viz Obr. 2-13, kde jsou otvory umístěny kolmo na směr proudění v chladiči. Nejhoršího poměru pak dosahuje uspořádání typu I, kde jsou otvory naproti sebe v rovině toku.



Obr. 2-13 Závislost tep. odporu a Nusseltova čísla na tlak. ztrátách pro různé konfigurace otvorů [18]

Röver T. a kol. [19] při návrhu aditivně vyrobeného tepelného výměníku využívající Diamond strukturu numericky zkoumali vliv pozice vstupních a výstupních kanálů. První varianta využívala lineární rozložení otvorů v jedné rovině, druhá varianta měl otvory v jedné rovině natočené o $26,5^\circ$ vůči středu výměníku a poslední varianta využívala otvory kolmé na směr toku podobně jako u konvenčních deskových výměníků, viz Obr. 2-14.



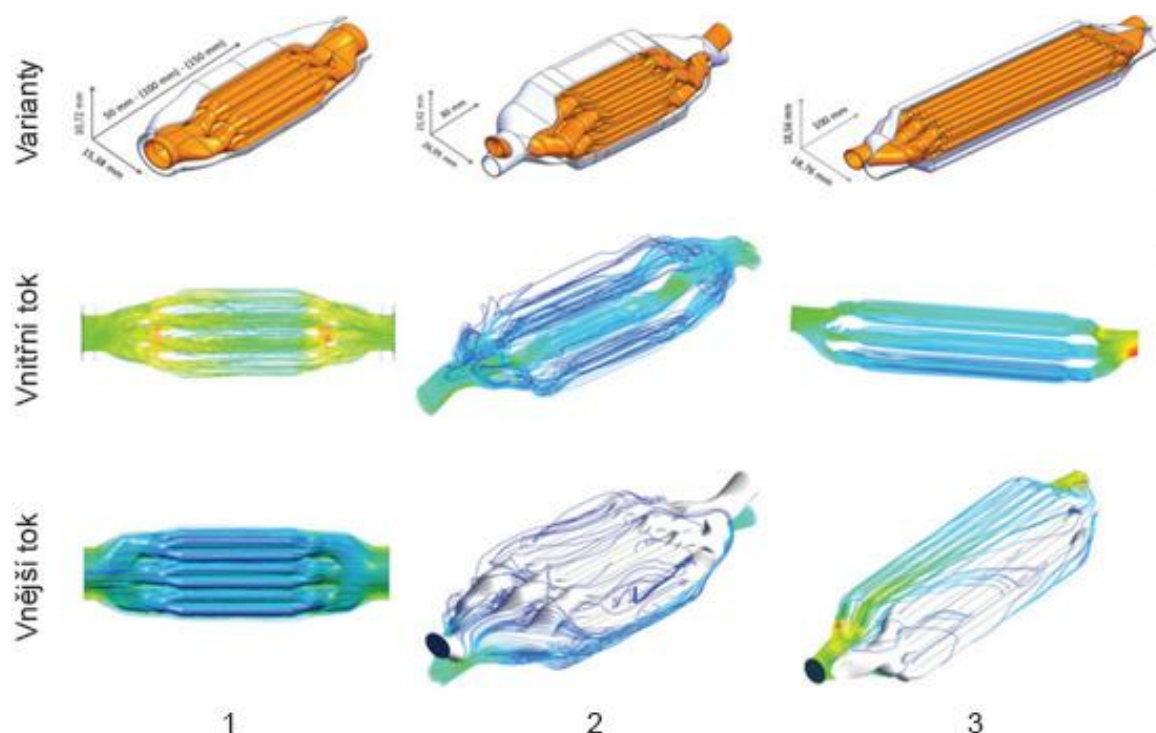
Obr. 2-14 Vliv pozice vstupních a výstupních kanálů na rozložení teploty v jádře tepelného výměníku [19]

Z výsledků vyplynulo, že varianta 1 měla o 10 % vyšší tlakové ztráty a o 4 % vyšší přenos tepla ve srovnání s variantou 3. Nižší tlakové ztráty a přenos tepla varianty 3 je dle autorů způsobeno pozicí otvorů, které zkracují délku proudění mezi vstupním a výstupním otvorem. Simulace u této varianty taky ukázaly nerovnoměrnou distribuci toku, který vykazoval nejnižší rychlosti v nejnižších místech jádra výměníku. Varianta 2 vykazovala o 4 % nižší tlakové ztráty oproti variantě 3 a o 1 % vyšší než u varianty 1. O hodnotách přenosu tepla se však autoři u této varianty nezmiňují. Studie však neporovnává navržené varianty v poměru přenosu tepla k tlakovým ztrátám, takže i přes výše zmíněné hodnoty nelze jednoznačně určit nejlepší konfiguraci otvorů.

Geometrie přírub

Konvenční tepelné výměníky obvykle využívají jako přírubu pouze jednoduchou kruhovou trubku upevněnou na okraji těla výměníku. Následkem toho je nerovnoměrné proudění uvnitř jádra a tím snížení jeho efektivity. Aditivní technologie však umožňuje výrobu tvarově komplexnějších přírub, které mohou lépe distribuovat tekutiny v jádru a tím zvýšit i účinnost.

Scheithauer U. a kol. [11] zkoumali v tepelných výměnících vliv organicky tvarovaných přírub, které jsou větveny z jednoho vstupního/výstupního otvoru do jednotlivých potrubních kanálů uvnitř jádra výměníku, čímž vytváří stromovitou strukturu, viz Obr. 2-15.



Obr. 2-15 Varianty návrhu tepelných výměníků s větvenými stromovitými přírubami [11]

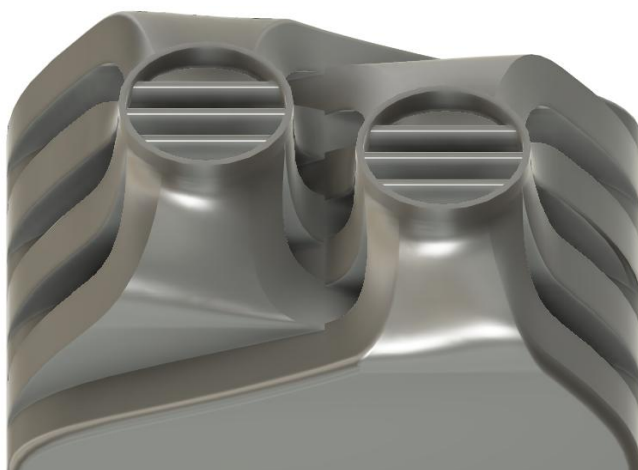
Celkem byly navrženy tři varianty tepelného výměníku využívající stromově větvenou přírubu. Jednotlivé varianty se lišily tvarem a pozicí vstupních otvorů vnějšího a vnitřního toku. První varianta využívá soustředné kruhové otvory, kde se vnitřní otvor větví do potrubí a vnější otvor plynule přechází do pláště uzavírající vnější tok proudící kolem potrubí. Druhá a třetí varianta využívá stejného principu větvení otvorů jako první, rozdíl je pouze v pozici otvorů, kde druhá varianta má vzájemně odděleny vstupní/výstupní otvory ve svislém směru a třetí ve vodorovném směru. Všechny varianty byly porovnány CFD simulacemi, jejichž výsledky jsou zobrazeny v Tab. 2-2.

Tab. 2-2 Porovnání tepelných výměníků využívající větvené stromovité příruby [11]

Varianta	1 (50 mm)	1 (100 mm)	1 (150 mm)	2	3
Kompaktnost [m ² /m ³]	736	1291	1348	735	1161
Tepelný výkon [W]	3465	6202	9372	4482	6985
Měrný objem. výkon [W/cm ³]	376	435	421	139	272
Tlakové ztráty [bar]	1,87	1,95	2,50	5,49	0,97 (vnitřní); 2,58 (vnější)

CFD simulace ukázaly, že větvičí se stromovitá příruba rovnoměrně distribuuje vnitřní tok do jednotlivých potrubí, čímž snižuje tlakové ztráty vnitřního toku. V případě vnějšího toku obklopující větvené potrubí dochází především ve druhé a třetí variantě k vysokým turbulencím a nerovnoměrné distribuci tekutiny, což vede k nízké efektivitě přestupu tepla a vyšším tlakovým ztrátám. První varianta byla navíc provedena ve třech provedeních délky potrubí, konkrétně 50, 100 a 150 mm. Bylo pozorováno, že se zvyšující se délkou roste kompaktnost, tepelný výkon a snižuje se vliv přírub. To však lze očekávat vzhledem k tomu, že příruby zmenšují stavební prostor pro využití efektivní teplosměnné plochy nacházející se v jádru tepelného výměníku.

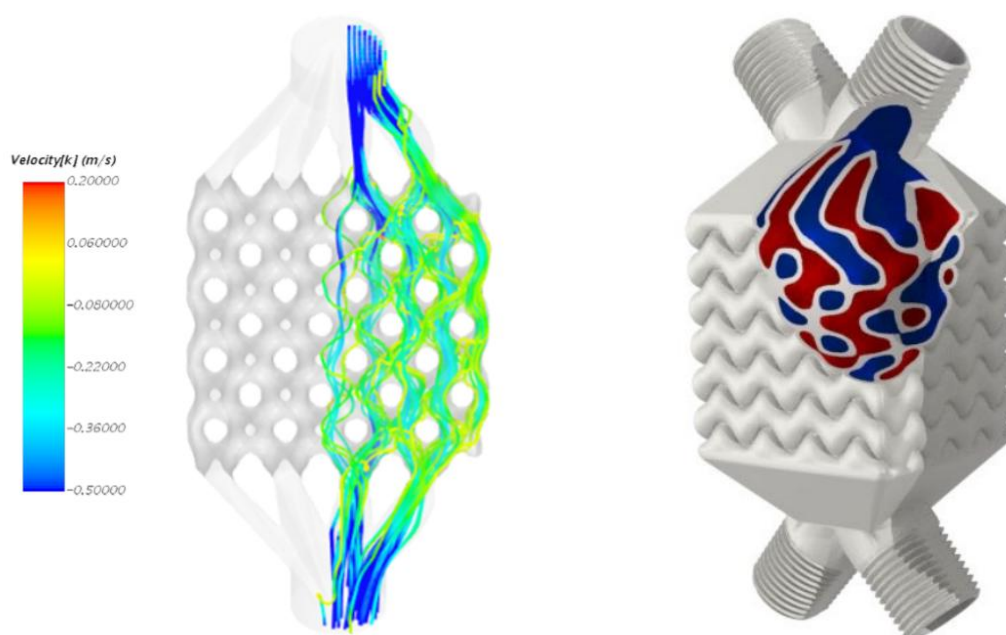
V další práci Wadsö I. a Holmqvist S. [20] navrhovali aditivně vyráběný tepelný výměník využívající Diamond a Gyroid strukturu. Pro návrh těchto výměníků prováděli teoretickou kriteriální analýzu několika tvarování přírub, kde porovnávali různé druhy větvičích se přírub na podobném principu jako je uvedeno v předchozím případě. Kromě toho navrhli koncepci tzv. svírajících rukou (připomínající sevřené prsty dvou rukou do sebe), kde se vstupní a výstupní otvory plynule větví pouze v jednom směru a rozšiřují se směrem k jádru výměníku, viz Obr. 2-16. Z uvažovaných kritérií jako je náročnost modelování, nutnost stavebního prostoru a podpor, distribuce toku a rovnoměrnost proudění, adaptace průřezu a jeho počtu kanálů vyšla nejlépe právě geometrie sevřených rukou.



Obr. 2-16 Koncepce přírub tzv. svírajících rukou – vlastní návrh

Tyto příruby následně aplikovaly na tepelný výměník využívající čtvercový průřez jádra, který přechází skrze ně do vstupních a výstupních otvorů orientovaných pod úhlem 45° od svislé osy výměníku, viz Obr. 2-17. CFD simulace a následně i experiment ukázaly, že toto tvarování přírub nevykazuje plynulý přechod proudění ze vstupního otvoru do jádra a neposkytuje tak nižší tlakové ztráty. Kromě toho samotná distribuce tekutiny do jádra výměníku není rovnoměrná. Nefunkčnost přírub však může být dána způsobem integrace do tepelného výměníku. Vstupní otvory orientované pod úhlem 45° od čela průtočného průřezu svírají s jednou polovinou jádra úhel 90° . V takovémto případě tak nelze očekávat rovnoměrnou distribuci toku. Mnohem lepší způsob tvarování je uveden na Obr. 2-16, kde

by jednotlivé kanály byly navíc uvnitř vyplněny vnitřními stěnami rovnoměrně rozdělující tekutiny i v rámci dané větve.

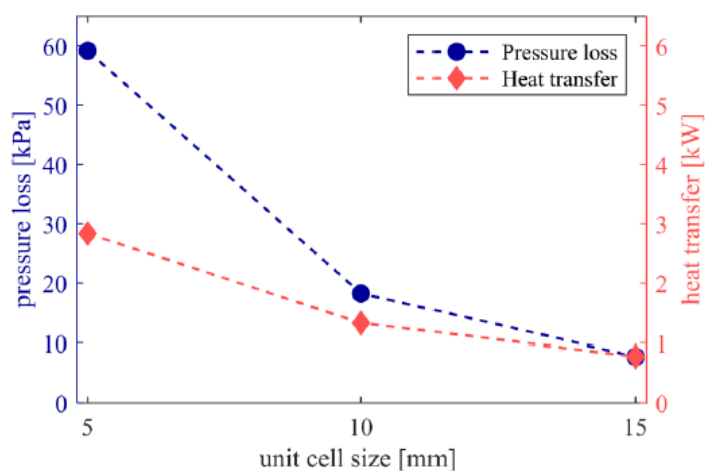


Obr. 2-17 Aplikace přírub tvaru sevřených rukou pro tepelný výměník využívající TPMS struktury [20]

2.2.6 Kovové aditivně vyrobené výměníky tepla

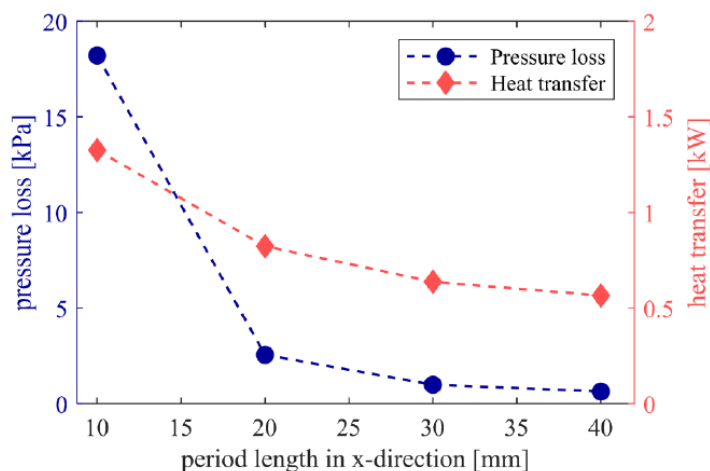
Tepelné výměníky využívající TPMS struktury

Röver T. a kol. [19] zkoumali vlastnosti Diamond struktury z hlediska přestupu tepla a tlakových ztrát a následně ji aplikoval při návrhu tepelného výměníku, který CFD simulacemi porovnal s deskovým výměníkem. Autoři pozorovali vliv velikosti buňky v rozmezí 5-15 mm na přenos tepla a tlakové ztráty, viz Obr. 2-18. Závislost jednoznačně ukazuje, že s rostoucí velikostí buňky klesají tlakové ztráty i přenesený tepelný výkon.



Obr. 2-18 Vliv velikosti Diamond buňky na přenos tepla a tlakové ztráty [19]

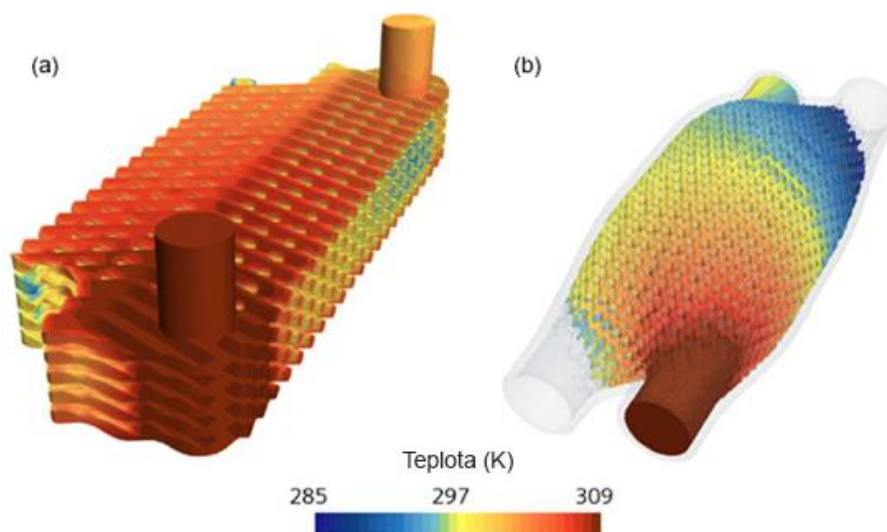
Kromě toho byl pozorován také vliv prodloužení buňky ve směru proudění tekutiny na hodnotu tepelného výkonu a tlakové ztráty. Základní velikost buňky byla 10 mm, která byla prodlužována ve směru proudění dle Obr. 2-19.



Obr. 2-19 Vliv prodloužení Diamond buňky ve směru proudění na přenos tepla a tlakové ztráty [19]

Z grafu je patrné, že při prodloužení struktury z 10 mm na dvojnásobek délky hrany buňky dojde k výraznému poklesu tlakových ztrát a taky mírnějšímu poklesu tepelného výkonu. Následné prodlužování za hranici 20 mm již nemá tak výrazný vliv na pokles tlakových ztrát a trend jejich poklesu na prodloužení buňky je podobný poklesu tepelného výkonu.

Tyto výsledky tedy ukazují, že konfigurace dvojnásobného prodloužení buňky ve směru proudění vykazuje nejlepší poměr přenosu tepla vůči tlakovým ztrátám, a proto autoři pro finální návrh tepelného výměníku použili Diamond strukturu o šířce a výšce 4 mm a délce 8 mm. Výměník je vyroben z hliníkové slitiny $AlSi_{10}Mg$, používá konfiguraci otvorů typu N a jako pracovní médium slouží horká a chladná voda. Nakonec byl aditivně vyrobený výměník na základě CFD simulací porovnán s konvenčním deskovým výměníkem využívající šípovitý vzor prolisu někdy nazývaný také jako Chevron.



Obr. 2-20 Deskový výměník se vzorem Chevron (a) a aditivně vyrobený se strukturou Diamond (b) [19]

Vstupní kanály do jádra Diamond struktury byly navíc optimalizovány do kuželovitého profilu, což zajistilo zvýšení vstupní plochy z 200 mm² na 560 mm², čímž došlo ke snížení tlakových ztrát. Porovnání obou tepelných výměníků z hlediska geometrických charakteristik je uvedeno v Tab. 2-3.

Tab. 2-3 Porovnání geometrických charakteristik PHE a AMHE [19]

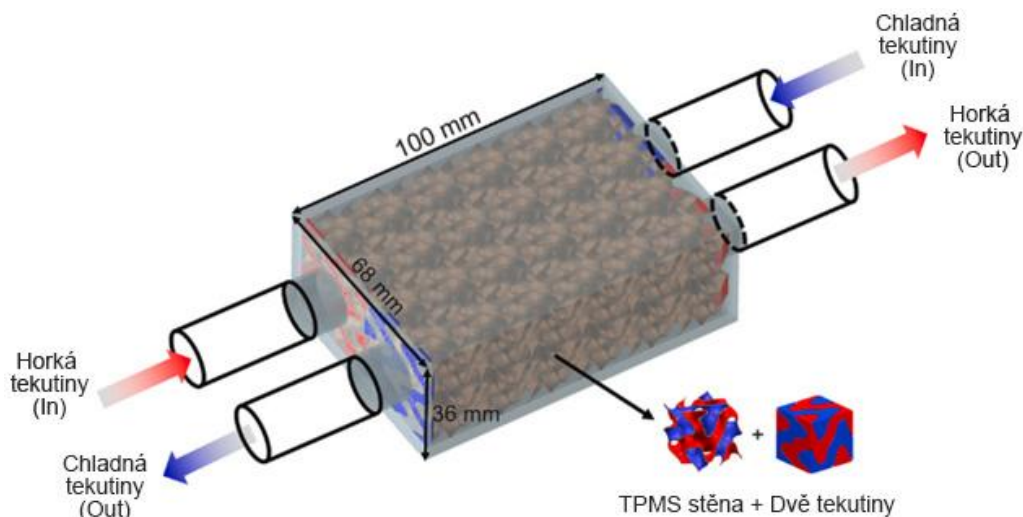
Parametr	PHE	AMHE	Rozdíl [%]
Váha [g]	560	254	-54
Teplosměnná plocha [cm ²]	1200	1466	22
Kompaktnost [m ² /m ³]	274	570	108
Objem [cm ³]	438	257	-41

Aditivně vyrobený výměník využívající Diamond strukturu vykazuje výrazně lepší geometrické charakteristiky oproti konvenčnímu deskovému výměníku tepla. Váha je snížena o 54 %, teplosměnná plocha zvýšena o 22 %, kompaktnost zvýšena o 108 % a objem redukován o 41 %.

Výkonnostní parametry a tlakové ztráty byly simulovány pro tři operační body. Konkrétně pro průtok 10, 15 a 22 l/min. Ve všech případech tepelný výměník s Diamond strukturou měl o 26-30 % vyšší tepelný výkon a o 50-59 % nižší tlakové ztráty a oproti deskovému výměníku se vzorem Chevron. Tlakové ztráty jsou sníženy díky většímu průtočnému průřezu, který snižuje Reynoldsovo číslo až o 59 % oproti referenčnímu výměníku, což vede k nižšímu tření a turbulencím.

V další studii Chenyi Q. a kol. [9] experimentálně zkoumali aditivně vyráběné tepelné výměníky z čisté mědi. Celkem navrhli tři výměníky se strukturou Primitive, Gyroid a Fischer-Koch S. Všechny struktury měly délku hrany 8 mm, porozitu 62,5 % a tloušťka stěny se lišila v závislosti na geometrii. Struktura Primitive měla tloušťku 1,02 mm, Gyroid 0,76 mm a Fischer-Koch S 0,48 mm.

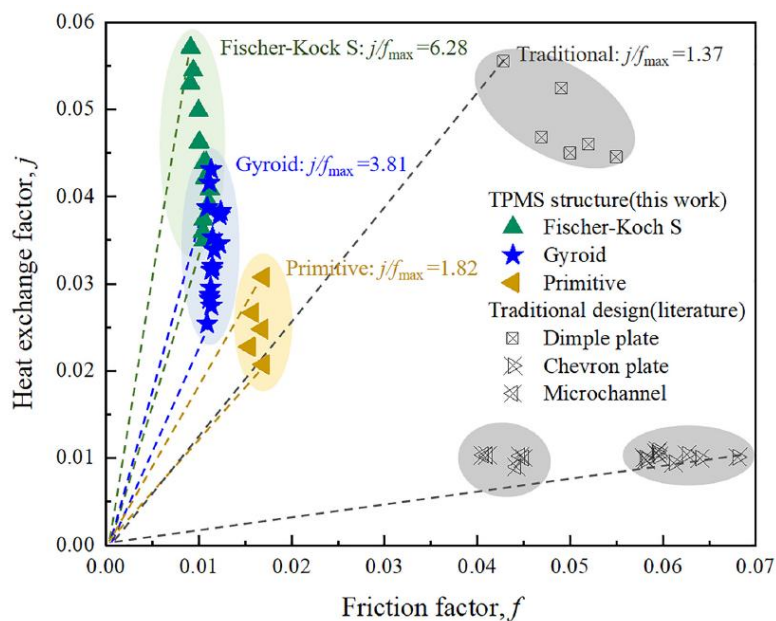
Tepelný výměník byl navržen s uspořádáním vstupních a výstupních otvorů typu N o rozměrech jádra 100 mm na délku, 68 mm na šířku a 36 mm na výšku, viz Obr. 2-21. Objem byl celkem vyplněn 384 buňkami, které byly spojeny vnějšími stěnami o tloušťce 2 mm zajišťující strukturální pevnost.



Obr. 2-21 Tepelný výměník typu N z čisté mědi [9]

Pracovními látkami je multifázové chladivo R134A a chladicí kapalina 50% ethylene-glykol ředěný s vodou. Experiment probíhal za podmínek protiproudého toku při teplotě 10 °C nasycené kapaliny, která se vypařila a na výstupu byla přehřátá pára o 5 °C.

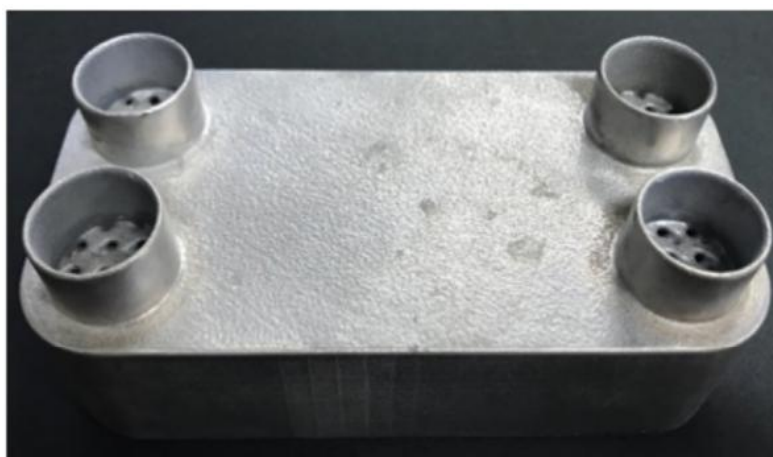
Výsledky experimentálního měření pro všechny tři struktury byly porovnány s konvenčními deskovými výměníky tepla pomocí bezrozměrného parametru j/f , který udává poměr celkového součinitele přestupu tepla vůči třecím tlakovým ztrátám. Nejvyšší poměr vykazuje struktura Fischer-Koch S, která předčí deskový výměník o 358,4 %, následuje Gyroid s vyšším poměrem o 178,1 % a Primitive struktura vykazuje nejnižší poměr, avšak porovnání s deskovým výměníkem není uvedeno. Grafické porovnání poměru j/f jednotlivých TPMS struktur společně se nepoužívanějšími deskovými strukturami je porovnán na Obr. 2-22.



Obr. 2-22 Porovnání poměru j/f pro TPMS a deskové struktury [9]

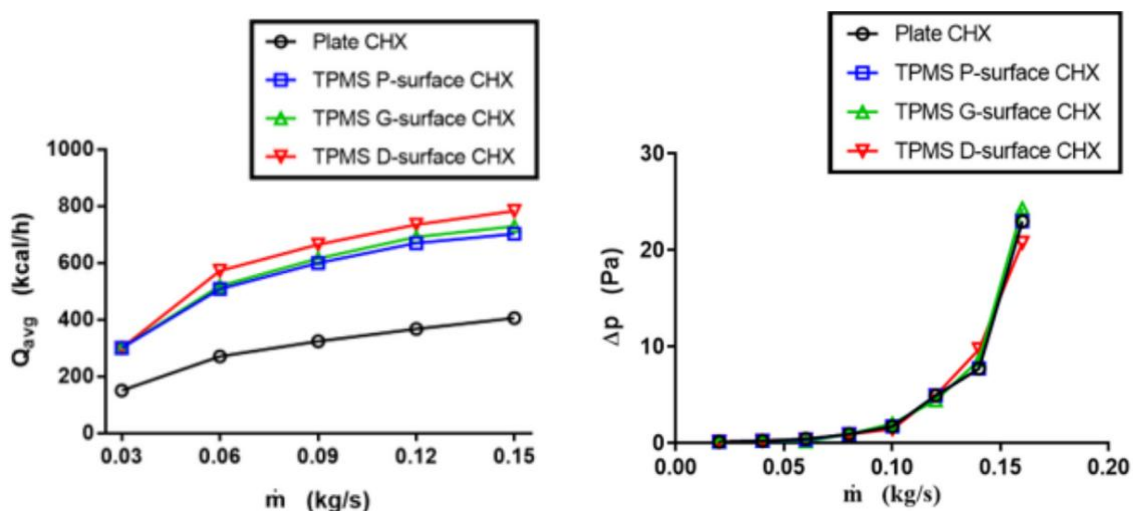
Výsledky naznačují výhodné vlastnosti TPMS struktur i pro pracovní látky pracující v multifázovém režimu. Dle uvedených výsledků Fischer-Koch S předčí Gyroid o 64,8 %. To však nelze potvrdit za všech okolností, protože Fischer-Koch S měla nižší tloušťku cca o 37 % oproti Gyroid struktuře, což snižuje její tepelný odpor a zvyšuje souč. prostupu tepla.

V posledním zde zmíněném článku Kim J. [21] porovnával čtyři aditivně vyrobené výměníky tepla z hliníkové slitiny. Všechny čtyři varianty měly kvádrovitý tvar tradičních deskových výměníků tepla o délce 150 mm, šířce 75 mm a výšce 60 mm s konfigurací vstupních a výstupních otvorů do V, viz Obr. 2-23.



Obr. 2-23 Aditivně vyrobený tepelný výměník s konfigurací toku do V [21]

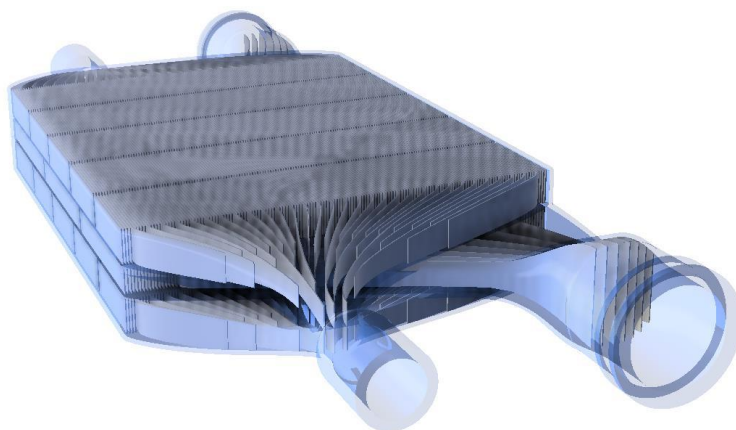
Rozdíl byl pouze v geometriích jádra, kde byly mezi sebou porovnávány Primitive, Gyroid a Diamond struktury společně s geometrií deskového výměníku. Experimentální měření pro horkou a chladnou vodu při průtoku 0,06-0,15 kg/s ukázaly že všechny výměníky s TPMS strukturami vykazují výrazně vyšší tepelný výkon, z nichž nejvyššího dosahuje struktura Diamond následovaná strukturou Gyroid a Primitive. Tlakové ztráty všech variant byly přibližně srovnatelné, viz výsledky na Obr. 2-24.



Obr. 2-24 Porovnání vlastností aditivně vyrobených výměníků s TPMS strukturami [21]

Aditivně vyrobené tepelné výměníky na ÚK FSI VUT

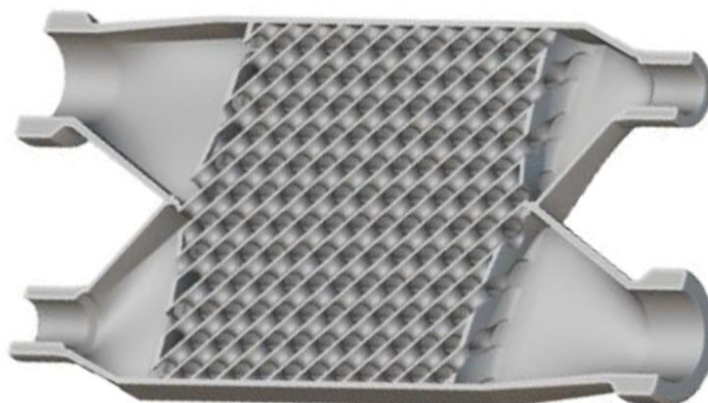
V rámci diplomové práce Březiny J. [22] byl v roce 2018 navržen tepelný výměník typu olej-voda určený pro studentskou formuli TU Brno Racing. Tepelný výměník byl navržen pro aditivní výrobu a jeho koncepce odpovídala deskovému výměníku tepla s integrovanými teplosměnnými žebry pro zajištění vyššího přenosu tepla. Tepelný výměník obsahoval pouze tři komory (dvě pro olej a jednu pro vodu) a tedy jen dvě primární teplosměnné plochy rozdělující kapaliny. V jednotlivých komorách se nacházely tenké lamely tvořící sekundární teplosměnnou plochu, viz Obr. 2-25.



Obr. 2-25 Aditivně vyráběný tepelný výměník olej-voda využívající tenké lamely [22]

Chladič byl navržen jako možná náhrada pro chlazení motorového oleje studentské formule, která standardně využívá vzduchem chlazený výměník tepla. Navržený výměník tak nebyl porovnán s obdobnou komponentou a nebylo tak možné stanovit, zda navržený chladič může být lepší než konvenční deskový výměník využívající stejné pracovní média. Tento výměník navíc svou konstrukcí a tvarem teplosměnných ploch vycházel z konvenčních řešení a nevyužíval plně potenciál kovové aditivní výroby.

Proto byl v roce 2024 v diplomové práci Simona J. [23] navržen tepelný výměník využívající TPMS struktury, konkrétně strukturu Diamond, a porovnán s výměníkem podobným z předchozí práce. Finální návrh tohoto výměníku je zobrazen na Obr. 2-26.



Obr. 2-26 Aditivně vyráběný tepelný výměník olej-voda využívající Diamond strukturu [23]

Výsledky ukázaly, že aditivně vyráběný výměník využívající Diamond strukturu zajišťuje vyšší tepelný výkon při zachování menších rozměrů, avšak dosahuje vyšších tlakových ztrát. Celkové srovnání parametrů popsaných výměníků je shrnut v Tab. 2-4.

Tab. 2-4 Srovnání parametrů aditivně vyrobených výměníků na ÚK FSI VUT [23]

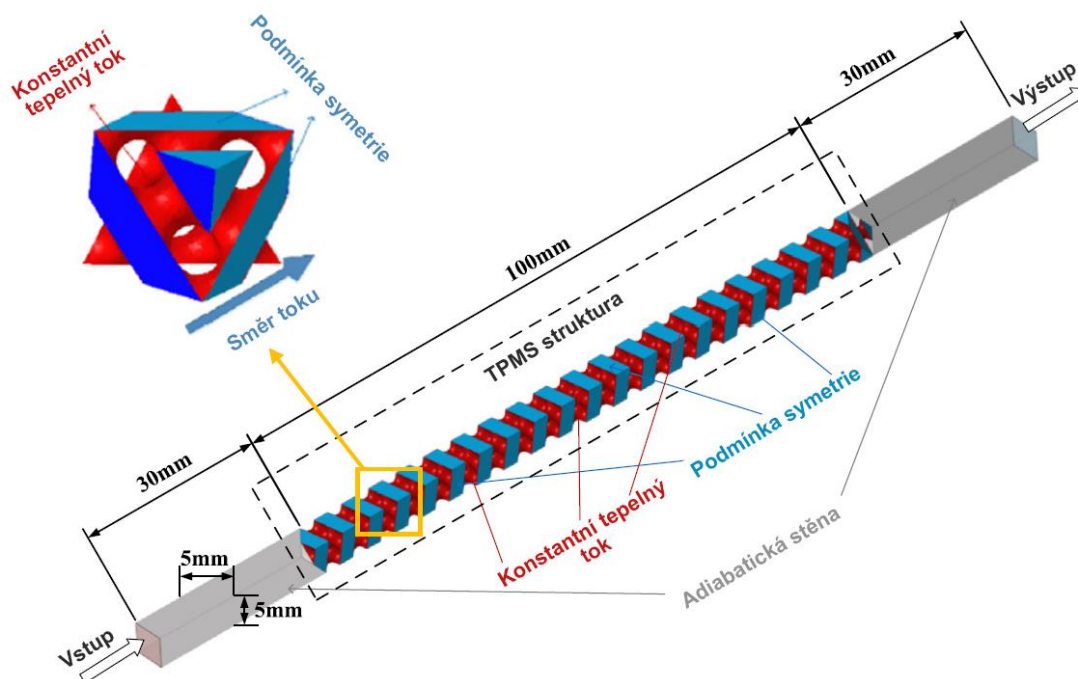
Typ tepelného výměníku	Tepelný výkon [W]	Tlaková ztráta [bar]	Součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]	Teplotní spád oleje [$^{\circ}\text{C}$]	Hmotnost [g]
Lamelový	302,60	0,10	717,39	3,77	594,4
Diamond	315,25	0,13	738,72	3,92	224,4

2.2.7 CFD modelování periodických struktur

CFD modelování tepelných výměníků využívající periodicky se opakující struktury je kvůli své geometrické komplexitě velmi výpočtově náročná úloha. Proto je potřeba zvolit vhodný kompromis mezi přesností a výpočtním časem. Toho lze docílit správnou výstavbou modelu, volbou výpočetní sítě, nastavením okrajových podmínek a numerického řešiče.

CFD nastavení pro TPMS struktury

Xu H. a kol. [14] při zkoumání termo-hydraulických vlastností různých TPMS struktur vytvořili jednu fluidní doménu složenou z řady 20 buněk o velikosti 5x5x5 mm, viz Obr. 2-27.

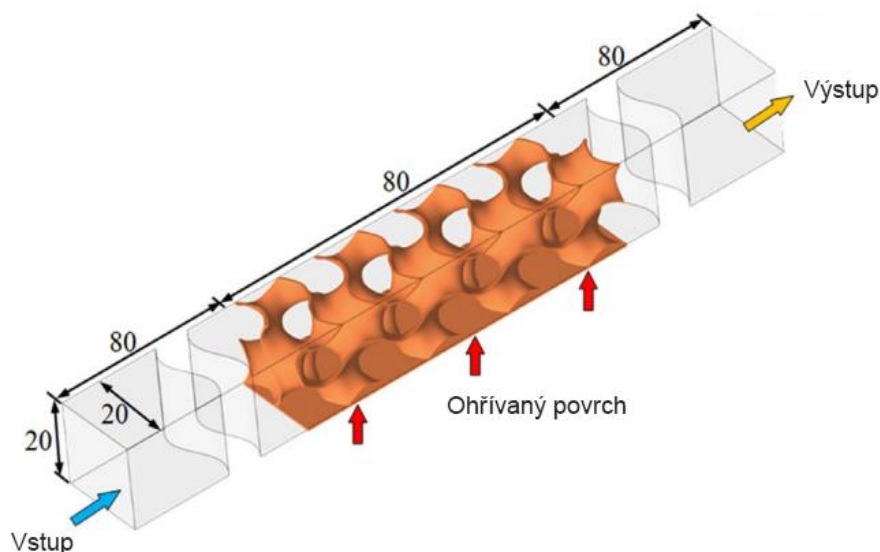


Obr. 2-27 CFD model pro výpočet termo-hydraulických vlastností TPMS struktur [14]

Před a za buňky byl přidán vstupní a výstupní kanál o délce 30 mm, což sloužilo k vyvinutí rychlostního profilu před vstupem do TPMS struktur o celkové délce 100 mm a na výstupu pro eliminaci ovlivnění oblasti zájmu zpětným prouděním. Na stěny vstupního/výstupního kanálu byla aplikována adiabatická okrajová podmínka, na boční stěny TPMS struktur pak symetrie a na stěny tvořící strukturu konstantní tepelný tok 50 kW/m^2 . Posledními podmínkami CFD simulace byla vstupní rychlost kapalné vody s konstantní teplotou $293,15 \text{ K}$ a výstupní tlak 0 Pa .

Diskretizovaná fluidní doména byla na základě citlivostní analýzy složena z více než deseti milionů tetrahedrálních elementů. V blízkosti stěny byly výpočtové buňky zjemněny pro přesnější výpočet proudění v mezní vrstvě a v oblasti volného toku zvětšeny pro optimalizaci výpočtového času. Výpočtová síť obsahovala 11 vrstev prismatických elementů v blízkosti stěny, kde byla tloušťka prvního elementu vždy nastavena tak, aby byl bezrozměrný parametr y^+ menší než 1. Konkrétní velikosti elementů však autoři neuvádějí. Turbulence byly modelovány pomocí $k-\omega$ SST modelu a simulace numericky počítány v prostřední Ansys Fluent [14].

Podobnou CFD metodiku používal i Tang W. a kol. [17] společně s Khadiri El I. a kol. [15] ti však místo řady 20 buněk používali pouze 4 buňky o velikosti $20 \times 20 \times 20 \text{ mm}$ a vstupní/výstupní kanály byly prodlouženy o 80 mm Obr. 2-28. Kromě toho počítaly taky s doménou pevného materiálu TPMS struktury, na kterou aplikovali materiálové vlastnosti nespecifikované hliníkové slitiny. Fluidní doména využívala materiálové vlastnosti vzduchu, které se měnily v závislosti na teplotě tekutiny. CFD model byl tak realizován jako Conjugate Heat Transfer (CHT) analýza zahrnující přenos tepla prouděním i vedením. TPMS buňky byly na spodní straně spojeny společnou stěnou, na kterou byla aplikována okrajová podmínka konstantní teploty $373,15 \text{ K}$. Proudění bylo definováno v rozsahu Re 166-940 s konstantní teplotou $293,15 \text{ K}$ a výstupní podmínkou tzv. free outflow.



Obr. 2-28 Další možnost CFD modelování TPMS struktur [17]

Diskretizace domén byla provedena nestrukturovanou sítí s deseti prismatickými vrstvami v blízkosti stěny a relativně hrubou sítí uprostřed toku pro snížení výpočetní náročnosti. Výška první prismatické vrstvy byla 0,01 mm s rychlostí růstu 1,1. Pro Gyroid strukturu byla provedena citlivostní analýza v rozmezí 5-35 miliony elementy s tím, že finální síť byla zvolena na 19 milionů, při níž byla odchylka vstupního a výstupního tlaku menší než 0,5 %. V simulacích byly využity nespecifikované laminární a turbulentní modely, dle režimu proudění [17].

Takto nastavený CFD model vykazoval oproti totožně provedenému experimentu maximální odchylku 6 % rozdílu teplot mezi vstupem/výstupem [17]. Nevýhodou tohoto CFD modelu je však uzavřená spodní stěna, která ovlivňuje proudění kolem stěn tvořící TPMS strukturu a tím zkresluje výsledky.

CFD nastavení pro tepelné výměníky využívající TPMS struktury

Krzysztof Kus a kol. [24] navrhli tepelný výměník využívající Gyroid strukturu pro který následně provedli kalibraci CFD modelu pro výpočet tepelného výkonu a tlakových ztrát dle experimentálně naměřených dat. Simulace byly počítány jako CHT analýza se dvěma fluidními doménami a pevnou Gyroid strukturou o velikosti 7 mm. Pracovními látkami byla horká a chladná voda v pracovním rozsahu $200 < Re < 2000$.

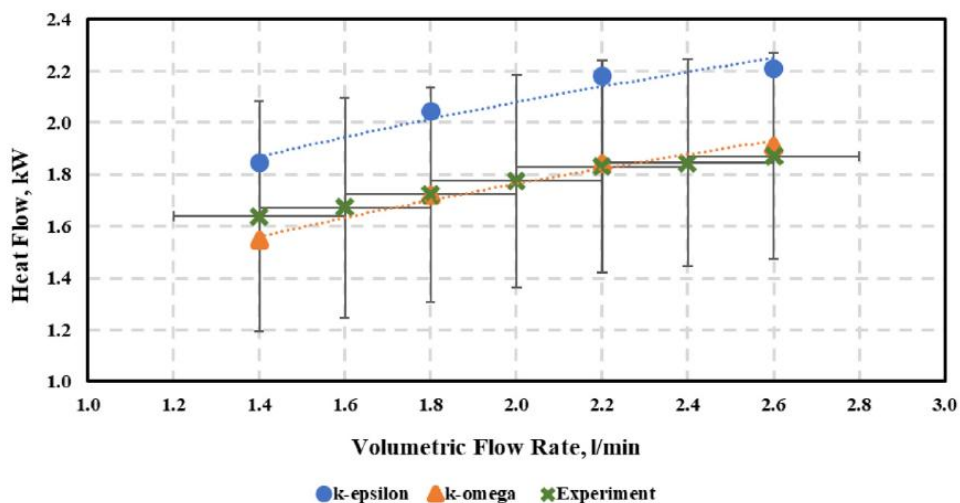
Výpočtová síť byla vystavěna z polyhedrálních elementů se třemi prismatickými vrstvami v blízkosti stěny. Citlivostní analýza ukázala, že při velikosti elementu 0,3 mm dochází k relativnímu chybě výsledků do 0,5 % a při velikosti elementu na 0,4 mm již relativní chyba roste na 5,94 % pro tepelný tok a 4,71 % pro tlakové ztráty. Vzhledem k výpočetní náročnosti a uvedené odchylce byla pro simulace použita velikost elementu 0,4 mm.

CFD analýzy byly prováděny jako steady-state, tedy v ustáleném stavu, v prostředí Ansys Fluent s pressure-based řešičem, který je vhodný pro nestlačitelné až středně stlačitelné proudění. Aplikace konkrétních okrajových podmínek CFD modelu je popsáno v Tab. 2-5.

Tab. 2-5 Definované okrajové podmínky pro CFD simulace tepelného výměníku s Gyroid strukturou [24]

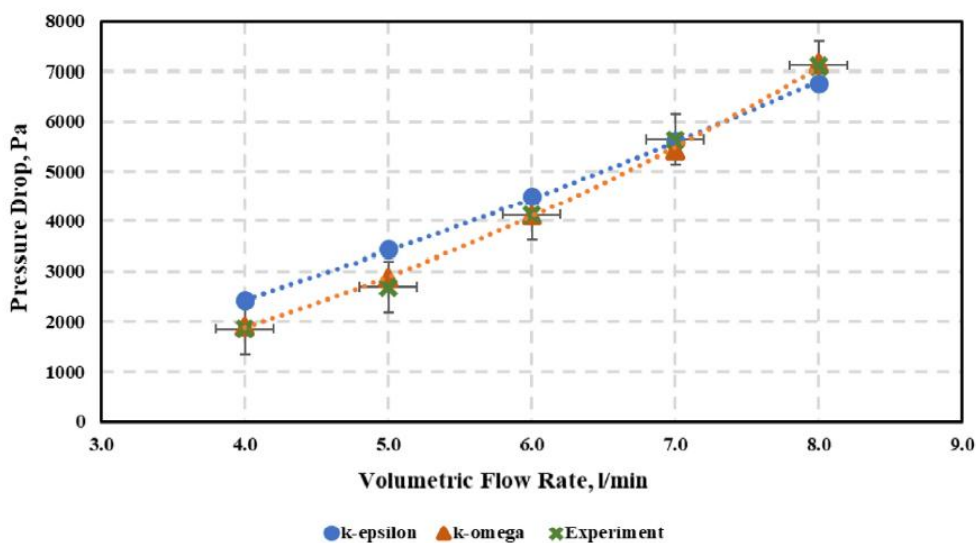
Pozice	Typ okrajové podmínky	Parametr nastavení
Vstupní otvory	Mass flow	Mass flow rate: 0,08 kg/s Temp.: 350 K (hot), 300 K (cold) Turbulent intensity: 5 % Turbulent viscosity ratio: 10
Výstupní otvory	Pressure outlet	Gauge pressure: 0 Pa
Rozhraní stěna/tekutina	Wall	No slip Roughness height: 0,0009 m Roughness constant: 0,5
Vnější stěny	Wall	No slip Adiabatic wall

Dále byla dle experimentálních měření validována volba turbulentního modelu $k-\omega$ SST a $k-\epsilon$ Realizable. Turbulentní model $k-\omega$ SST vykazuje nejlepší shodu s maximální odchylkou tepelného toku 6,1 % oproti experimentu, viz Obr. 2-29.



Obr. 2-29 Porovnání volby turbulentního modelu výsledky tepelného toku [24]

Pro tlakové ztráty vykazuje nejbližší shodu s experimentálním měřením opět turbulentní model $k-\omega$ SST, viz Obr. 2-30, s nastavenou výškou drsnosti povrchu $9 \cdot 10^{-4}$ m a konstantou drsnosti 0,5.



Obr. 2-30 Porovnání volby turbulentního modelu výsledky tlakových ztrát [24]

Volbu turbulentního modelu je potřeba zvážit v případě, že dochází ve struktuře k turbulentnímu proudění. Pro tvarově komplexní porézní struktury typu Gyroid lze klasifikovat proudění jako plně turbulentní při $Re > 300$ [25].

2.2.8 Výpočet výkonu výměníku tepla využívající periodické struktury

CFD simulace celého výměníku tepla skládající se ze stovek až tisíců periodicky opakujících se struktur je časově a výpočtově velmi náročná úloha. Proto je snahou najít metodu, jak tyto výměníky tepla počítat efektivněji.

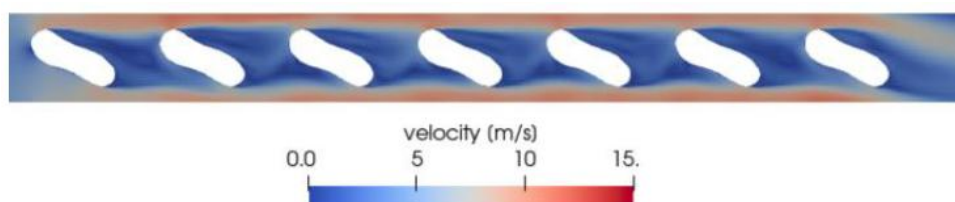
Proto Thomas W. Rees a kol. [26] vyvinuli výpočetní model pro predikci výkonu celého výměníku vyplněného několika periodickými buňkami. K tomu využili rovnice skládající se ze série tepelných odporů, tedy konduktivního odporu ve stěně a konvektivního odporu mezi stěnou a tekutinou, viz rovnice:

$$Q_{conv} = \frac{\Delta T_{conv}}{\alpha \cdot A_s} \quad (11)$$

$$Q_{cond} = \frac{\Delta T_{cond}}{\frac{h \cdot A_s}{\lambda}} \quad (12)$$

kde ΔT_{conv} , ΔT_{cond} je rozdíl teplot mezi stěnou a tekutinou, respektive na obou stranách stěny v K (°C), α je součinitel přestupu tepla ve $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, A_s je velikost teplosměnné plochy v m^2 , λ je tepelná vodivost stěny v $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ a h je tloušťka stěny v m.

Díky těmto rovnicím následně mohli vypočítat kolik každá buňka pro definovanou velikost odebere tepla. K tomu bylo však zapotřebí ještě provést CFD simulaci, kde vytvořili řadu sedmi za sebou se opakujících buněk, viz Obr. 2-31, a z prostřední buňky, která nebyla ovlivněna vstupními a výstupními okrajovými podmínkami, získali data součinitele přestupu tepla, který společně s dalšími parametry vložili do uvedených rovnic.



Obr. 2-31 Proudění dusíku kolem řady sedmi periodických struktur [26]

Z uvedených rovnic tak následně získali pro každou buňku vytvořeného jádra výměníku teplo, odebrané teplé tekutiny, kterou následně přičetli entalpii studené tekutiny.

Experimentální ověření ukázalo, že tato metodika výpočtu výkonu celého výměníku vykazuje odchylku cca 10 % pro nízké rozdíly teplot dvou kapalin a 23 % pro vysoké rozdíly teplot. Tyto odchylky jsou dle autorů způsobeny úniky tepla do okolí, měřením pouze jedním termočlánkem na vstup a výstupu a taky rozdílnými charakteristikami proudění v krajních buňkách.

2.2.9 Možnosti a omezení aditivní výroby

Limity LPBF technologie

Kovová aditivní výroba, specificky Laser Powder Bed Fusion (LPBF), umožňuje vytvářet komplexní geometrie, přesto při návrhu dílů pro kovovou aditivní výrobu je potřeba zohlednit určité omezení vyplývající z možností dané výrobní technologie. Vybrané parametry a jejich limity jsou v Tab. 2-6 pro hliníkovou slitinu $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$. Je vhodné poznamenat, že uvedené limity jsou pouze orientační a jejich hodnota se může lišit v závislosti na výrobním stroji, procesních parametrech, geometrii dílu, použitém materiálu atd.

Tab. 2-6 Limity LPBF technologie pro hliníkovou slitinu $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$ [27]

Parametr	Velikost	Poznámka
Tloušťka stěn	0,5 mm	Doporučeno 2 mm
Velikost detailů	0,5 mm	-
Díry a Vnitřní dutiny	2 mm	-
Orientace tisku od podložky	45°	-
Otvor k odstranění prášku z dutin	3 mm	Pro komplexní struktury 7 mm a více otvorů

Limity LPBF výroby TPMS struktur

Velikost buňky

Komplexní tvarování TPMS struktur nesplňuje podmínku maximálního převisu stěny do 45° na všech místech, a proto musí docházet k přemostění některých lokací, což limituje vyrobitelnost samonosné velikosti buňky. Touto problematikou se ve své práci zabýval Simon J. [23], kde testoval vyrobitelnost maximální samonosné velikosti buňky Diamond, Gyroid, Schwarz P a Split P technologií LPBF z hliníkové slitiny $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$. Porovnáním naskenovaných vyrobených struktur s CAD modelem bylo zjištěno, že lze spolehlivě vyrobit Diamond a Gyroid strukturu do velikosti 30 mm.

Tloušťka stěny

V případové studii [19] zabývající se návrhem tepelného výměníku z hliníkové slitiny $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$ využívající Diamond strukturu testovali těsnost vzorků o tloušťce teplosměnných stěn 0,16-0,25 mm. Vzorky s tloušťkou stěny 0,16 mm vykazovali při testech těsnosti praskání stěn. Naopak vzorky o tloušťce stěny 0,25 mm nevykazovali žádné defekty pro testované tlaky, které nebyly blíže specifikovány. Na základě těchto testů byla zvolena tloušťka Diamond struktury na 0,25 mm a pro vnější stěny těla tepelného výměníku 2 mm pro zajištění mechanické pevnosti.

Krzysztof Kus a kol. [24] se ve své práci zabýval návrhem tepelného výměníku z materiálu stainless steel 316L využívající Gyroid strukturu o velikosti 7 mm. Pro výrobu použil tloušťku stěny struktury 1,2 mm a tloušťku vnějších stěn 2 mm pro zajištění spolehlivé výrobitelnosti. Vyrobený prototyp byl testován při přetlaku 0,5 bar oproti pracovních tlaků a po dobu 24 h nevykazoval žádné netěsnosti.

Mahmoud D. a kol. [28] testovali těsnost Gyroid struktury v tepelném výměníku pracující se vzduchem o tlaku 100 kPa a vodou o tlaku 120 kPa. Testovány byly tři funkční vzorky s tloušťkou stěny 0,2; 0,5 a 0,7 mm vyrobené z hliníkové slitiny $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$ technologií LPBF. Stěny s tloušťkou stěny 0,2 mm byly příliš tenké, což způsobilo selhání při výrobě. Další dva vzorky byly úspěšně vyrobeny, avšak pouze vzorek s tloušťkou stěny 0,7 mm vydržel provozní tlaky bez úniku pracovních médií. Proto autoři doporučují vyrábět stěny s tloušťkou stěn vyšší než 0,5 mm.

Qian Ch. a kol. [9] testovali tři tepelné výměníky vyrobené z čisté mědi technologií LPBF. Vzorky byly vyrobeny se strukturou Primitive o tloušťce stěny 1,02 mm, Gyroid s tloušťkou stěny 0,76 mm a Fischer-Koch S o tloušťce stěny 0,48 mm. Všechny vzorky prošly testem při provozním tlaku 0,3 MPa.

2.3 Shrnutí hlavních zjištění

V současnosti jsou na trhu nejefektivnější deskové tepelné výměníky, které vykazují vysokou kompaktnost. Dle výzkumu [19][9][24] z posledních let se však ukazuje, že aditivně vyráběné tepelné výměníky mohou konvenční deskové předčit, díky možnosti vyrábět tvarově komplexní geometrie, které jsou jinými technologiemi nevyrobitelné. Mezi takové geometrie můžeme zařadit např. TPMS struktury či jiné tvarově provázané a členité struktury.

Dle provedených studií [14][17] termo-hydraulických vlastností TPMS struktur porovnaných při fixních rozměrech buňky a vychází napříč základními TPMS strukturami a jejich hybridními formami nejlépe geometrie Diamond, která vykazuje výborné výkonnostní charakteristiky a zároveň nízké tlakové ztráty. Jiné výzkumy [15][9] také poukazují na výhodné vlastnosti Fischer-Koch S a FRD struktury, které však nebyly přímo porovnány s Diamond strukturou.

Případové studie [19][9][24] porovnávající pájené deskové výměníky s aditivně vyrobenými tepelnými výměníky využívající TPMS struktury dokazují lepší schopnosti přenosu tepla pro aditivně vyrobené výměníky a v některých případech je předčí i z hlediska tlakových ztrát. Tyto studie [19][24] však byly ve většině případů zkoumány pro kapalně pracující látky. V současné době je stále málo dostupných zdrojů podrobněji mapujících TPMS výměníky pracující s plynnými či multifázovými médii, které jsou velmi často využívány v chladících zařízeních. Pouze jedna uvedená studie [9] se zabývala návrhem chladiče využívající multifázovou tekutinu, která potvrdila lepší termo-hydraulické vlastnosti TPMS geometrií nad konvenčními strukturami. Tento chladič však byl vyroben z čisté mědi, která vykazuje výrazně vyšší tepelnou vodivost, a tedy nelze tento případ přímo porovnávat s pájenými deskovými chladiči nejčastěji vyráběnými z hliníkové slitiny.

Mezi nejvhodnější konfigurace vstupních/výstupních otvorů patří typ V, který vykazuje nejlepší poměr přenosu tepla vůči tlakovým ztrátám [18]. Aditivní výroba však umožňuje realizaci tvarově komplexnějších přírub, které se větví a tím rovnoměrně distribuují tekutinu k jádru výměníku. Rešerše představuje dva možné typy [11][20] potenciálně lepších tvarově komplexních přírub. Konkrétně jde o rozvětvené příruby tzv. stromové nebo sevřených rukou. Provedené analýzy a experimenty však ukázaly, že tyto geometrie nevykazují výrazné zlepšení za všech okolností, ale pouze v určitých případech, a proto je potřeba se na vývoj výrazněji zaměřit a optimalizovat příruby pro konkrétní aplikaci.

CFD simulace používané pro výpočty termo-hydraulických parametrů nejčastěji využívají k-epsilon Realizable či k-omega SST turbulentní model s přímým výpočtem viskózní podvrstvy, které ukazují nejlepší korelaci s experimentálním měřením [24]. CFD analýzy celého výměníku obsahujícího i několik set tvarově komplexních TPMS buněk jsou časově a výpočtově velmi náročné. Proto jsou snahy najít způsob, jak výpočet zjednodušit a tím predikovat parametry výměníku využívající variabilní geometrii TPMS struktur. Studie [26] naznačují, že k tomu mohou být využity zjednodušené CFD modely několika málo buněk, z něhož se následně převedou data do specifického 1D matematického modelu určeného k predikci tepelného výkonu a tlakových ztrát či jiných parametrů.

I přes možnosti vyrábět velmi komplexní geometrie aditivními technologiemi, jsou zde určité limity a omezení. Vyráběné geometrie teplosměnných struktur by měly být samonosné, bez nutnosti výstavby podpor, tzn. geometrie by neměla mít stěny s převisy $>45^\circ$, případně pouze o malých rozměrech [27][23]. S těmito limity se taky pojí minimálně vyrobitelná tloušťka stěn. Vlivem komplexně tvarovaných struktur vyráběných pod různými orientacemi od stavební podložky má každá stěna jinou kvalitu povrchu, což může vést k defektům a netěsnostem v případě velmi tenkých stěn menších než 0,5 mm [28].

2.4 Identifikace novosti a příležitostí

Z provedené rešerše je patrné, že vývoj v oblasti kovových aditivně vyráběných tepelných výměníků je na vzestupu a na základě dosavadních výsledků se ukazuje velký potenciál ve využití TPMS struktur jako teplosměnných ploch, které zajišťují vysoký poměr přestup tepla vůči tlakovým ztrátám. I přes rozsáhlý vývoj v této oblasti v posledních letech, doposud není na trhu žádný komerčně dostupný tepelný výměník využívající TPMS struktury. Proto je vhodné nejprve ověřit, zda v případě využití LPBF technologií jsou TPMS struktury nejvhodnější volbou nebo lze navrhnout a vyrobit i jiné doposud neprozkoumané geometrie, které by byly lépe navrženy k přenosu tepla, což TPMS struktury původně nebyly. Kromě návrhu nových struktur by bylo vhodné porovnat Diamond strukturu s Fischer-Koch S a FRD, které dle nezávislých studií vykazují nejlepší termo-hydraulické vlastnosti, avšak mezi sebou nebyly vzájemně porovnávány.

Další nedokonale ověřenou oblastí je využití aditivně vyrobených výměníků pracujících s multifázovými tekutinami. Proto je vhodné využít referenční deskový tepelný výměník, který s takovými pracovními látkami pracuje a porovnat ho s navrženým aditivně vyrobeným výměníkem, který bude ze stejného či podobného materiálu a zároveň bude aplikovat vybranou geometrickou strukturu.

Poslední oblastí, kde jsou doposud omezení a zároveň příležitost pro vývoj tepelných výměníků využívající komplexní periodické struktury je návrh matematického modelu, který dokáže predikovat tepelný výkon a tlakové ztráty či jiné parametry celého výměníku bez nutnosti výpočtu složitých CFD simulací. V rešerši uvedená metodika výpočtu tepelného výkonu celého výměníku na základě analytických rovnic může být vstupním krokem k vytvoření predikčního matematického modelu. Uvedený výpočtový model byl však aplikovatelný pouze na konkrétní velikost buňky s danou tloušťkou stěny, což znamená, že můžeme predikovat jaký tepelný výkon bude mít výměník využívající pouze tuto buňku. TPMS struktury nebo i jiné periodické geometrie však můžeme téměř libovolně škálovat a měnit jejich tloušťku stěny, což vede ke změně velikosti teplosměnné plochy, hydraulického průměru, a tedy i tepelného výkonu a tlakových ztrát. Proto by bylo vhodné navrhnout výpočtový model, který dokáže změny geometrických parametrů periodických struktur zahrnout a pro zadané parametry tepelného výměníku predikovat jeho tepelný výkon a tlakové ztráty.

3 CÍLE PRÁCE

Cíle práce byly upřesněny a specifikovány na základě provedené rešerše současného stavu poznání v oblasti kovové aditivní výroby tepelných výměníků, ze které byly taky identifikovány nové příležitosti ve vývoji této problematiky.

3.1 Vymezení problému

3.1.1 Klasifikace produktu

Práce se zabývá vývojem tepelného výměníku určeného pro chlazení výkonových zařízení osobních vozidel. Jedná se tedy o chladič, který bude vyráběn kovovou aditivní technologií LPBF, což je také potřeba zohlednit v jeho konstrukci. Chladič lze klasifikovat jako průmyslový výrobek sloužící jako zařízení k chlazení jiných komponent.

3.1.2 Specifikace zákazníka

Zákazníkem je nejmenovaný průmyslový partner, který dodal referenční deskový tepelný výměník s požadavkem navrhnout aditivně vyráběný chladič, který bude mít stejný tepelný výkon a zároveň zachová původní rozměry dodané komponenty.

3.1.3 Specifikace spotřebitele

Spotřebitelem navrženého chladiče budou především společnosti vyvíjející a vyrábějící vlastní osobní, užitková či sportovní vozidla. Velký potenciál je zde při vývoji prototypových vozidel, vyrábějící se v řádu jednotek kusů se specifickými požadavky na tepelný management.

Dalším spotřebitelem by však mohl být letecký či kosmický průmysl, kde by na míru vyrobené tepelné výměníky ve složitých zástavových prostorech mohly najít široké uplatnění.

3.1.4 Specifikace trhu, ceny a použitých výrobních technologií

Jak je již uvedeno v zadání práce, výrobní technologií bude kovová aditivní výroba, specificky technologie LPBF, která umožňuje vyrábět tvarově komplexní díly.

Použitá výrobní technologie také předurčuje možný trh navrhovaného chladiče. Vzhledem k vysoké výrobní variabilitě LPBF technologie je možné tepelný výměník v jednotkách kusů vyrábět po celém světě a působit tak na globálním trhu. To ale pouze za předpokladu, že se bude jednat o tepelný výměník, který bude možné jednoduše upravovat na míru spotřebitele či zákazníka, který bude moci upravený chladič vyrobit přímo v místě jeho působnosti.

Odhadovaná výrobní cena se bude odvíjet od počtu vyráběných kusů. Vzhledem k tomu, že by se v současné fázi mělo jednat o prototypové kusy, lze předpokládat, že výrobní cena bude dosahovat nižších desítek tisíc Kč.

3.1.5 Vymezení problémové situace a atributů produktu

Konstrukce současných tepelných výměníků je podřízena především dostupným výrobním technologiím. To vede k produkci méně efektivních a na provoz energeticky náročnějších výměníků tepla. Kromě toho je mu v mnoha případech také přizpůsoben zástavbový prostor systémových komponent, což vede k nárustu hmotnosti a rozměrů výsledné soustavy zařízení.

Všechny zmíněné nedostatky současných tepelných výměníků by mohla eliminovat kovová aditivní výroba, která umožňuje vyrábět tvarově komplexní geometrie, které jsou jinými technologiemi jen těžko vyrobitelné nebo dokonce nevyrobitelné. Tato tvarová flexibilita umožňuje návrh a použití nejenom nových struktur, které zefektivní tepelný přenos a sníží tlakové ztráty a tím energetickou náročnost provozu, ale navíc umožňuje flexibilně tvarovat tělo výměníku. To umožňuje redukci zástavbový prostor a potenciálně i hmotnosti, což opět povede k nižším energetickým nárokům u transportních zařízení.

Pro nalezení možného potenciálu a limitů aditivně vyráběných tepelných výměníků byly blíže specifikovány cíle, omezení a funkce, které by měl navrhovaných chladič pro automobilový průmysl splňovat tak, aby bylo možné určit výhody či nedostatky takto navrhovaných a vyráběných chladičů.

Charakteristika	Cíle	Omezení	Funkce
Tepelný výkon stejný s ref. chladičem	✓	✓	✓
Zachování rozměrů ref. chladiče	✓	✓	
Využití výrobní technologie LPBF	✓	✓	
Využití multifázového chladiva a kapalně chladicí kapaliny	✓	✓	
Využití periodických struktur k přenosu tepla	✓	✓	
Nalezení vhodné periodické struktury k přenosu tepla	✓		
Zajistit nižší hmotnost či tlakové ztráty než ref. chladiče	✓	✓	

Navrhnout optimální geometrii přírub	✓	
Zajistit spolehlivou výrobu komponenty	✓	✓
Umožnit experimentální ověření chladiče	✓	✓

3.2 Cíle vývoje

Cílem práce je návrh tepelného výměníku, který bude mít stejný tepelný výkon jako referenční deskový výměník tepla při současném zachování obálkových rozměrů. Navržený tepelný výměník by měl zároveň poskytnout jiné výhody specificky se pojící ke kovové aditivní výrobě.

Dílčí cíle:

- Návrh periodických struktur
- Analýza a porovnání navržených struktur CFD simulacemi
- Aplikace vybrané struktury do tepelného výměníku
- Návrh a výroba tepelného výměníku
- Experimentální ověření navrženého výměníku tepla

4 KONCEPČNÍ NÁVRH

4.1 Analýza cílů a specifikace omezení

Cíle a omezení z přehledové tabulky atributů produktu byly kategorizovány a rozšířeny o konkrétní specifikace pro usnadnění návrhu.

4.1.1 Analýza cílů

Parametry tepelného výměníku vycházející z referenční komponenty

- Použití pracovních látek a materiálu komponenty
 - R1234yf
 - Glysantin G48
 - AlSi₁₀Mg
- Tepelný výkon 4 kW
 - Průtok, teplota a tlak R1234yf: 117,2 kg/h; 6,38 °C; 3,9 bar
 - Průtok a teplota Glysantin G48: 357,04 l/h; 25,10 °C
- Rozměry:
 - Délka: 150 mm
 - Šířka: 65 mm
 - Výška: 95 mm
- Hmotnost: 685 g
- Tlakové ztráty chladiva: 2650 Pa
- Tlakové ztráty chladicí kapaliny: 1968 Pa
- Těsnost pro pracovní tlak nejméně 4 bary

Návrh periodických struktur

- Návrh struktury s vyšším poměrem j/f než u Diamond struktury
- Samonosná výrobitelnost technologií LPBF
- Výběr nejvhodnější struktury pro aplikaci v tepelném výměníku

Tělo a příruby tepelného výměníku

- Vhodné umístění a tvar vstupních/výstupních kanálů
- Vybrat koncepci s nejlepším poměrem tepelného výkonu k tlakovým ztrátám

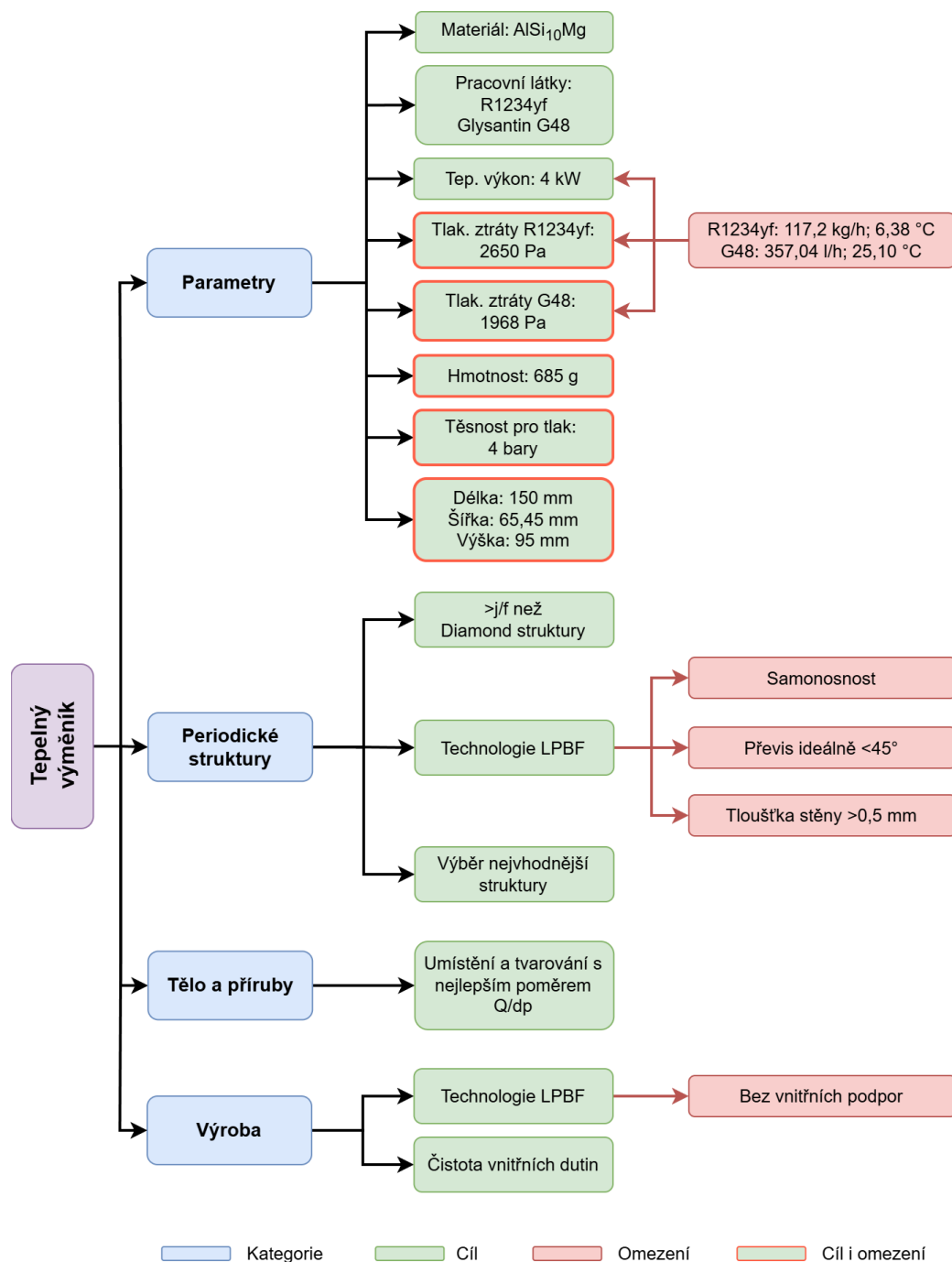
Výroba tepelného výměníku

- Vyrobitelnost technologií LPBF bez vnitřních podpor
- Zajistit čistotu vnitřních dutin

V případě hodnot uvádějící konkrétní parametry tepelného výměníku se jedná se pouze o vstupní parametry vycházející s referenční komponenty sloužící pro návrh aditivně vyráběného tepelného výměníku jehož finální parametry ukáží jeho limity a výhody.

4.1.2 Specifikace omezení

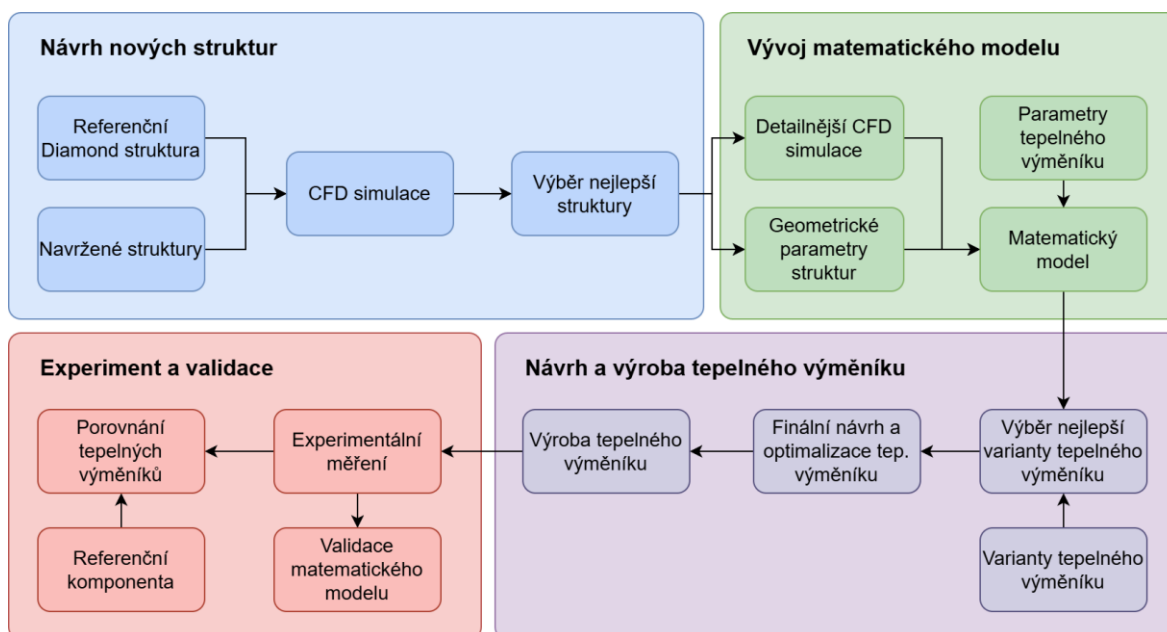
Pro cíle, kde je potřeba brát v potaz určitá specifická omezení byl zpracován strom cílů a omezení, viz Obr. 4-2, který přehledně zaznamenává jejich vzájemnou provázanost.



Obr. 4-1 Strom cílů a omezení

4.2 Postup práce

Na Obr. 4-2 je pro přehlednost schématicky zobrazen postup práce dle jednotlivých fází řešení projektu.



Obr. 4-2 Schéma postupu práce

Nejprve je na základě rešerše vybrána Diamond struktura jako nejlepší referenční geometrie pro porovnání navrhovaných struktur. Následně jsou představeny navržené teplosměnné struktury, které jsou porovnány pomocí CFD simulací. Z nich je následně vybrána struktura vykazující dobrou vyrobiteľnosť a termo-hydraulické vlastnosti.

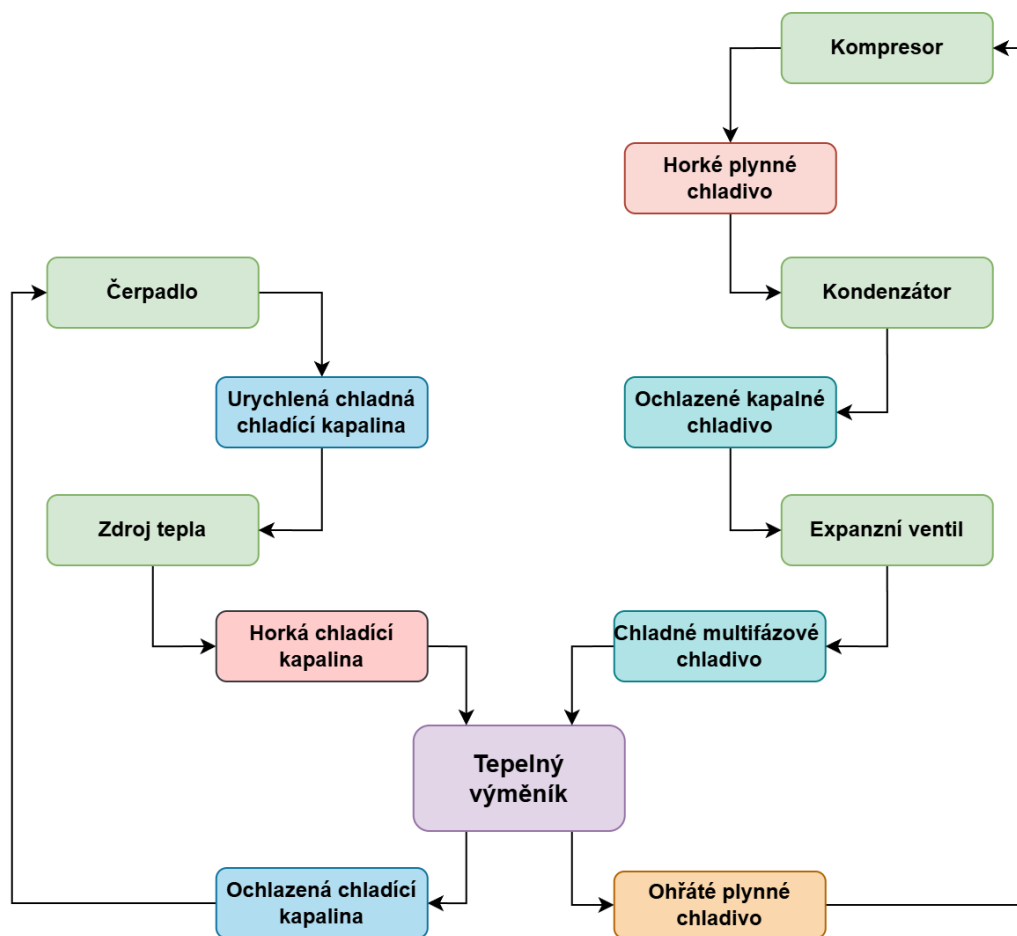
Druhou fází je vývoj matematického modelu pro návrh jádra tepelného výměníku, který na základě požadovaných parametrů výměníku, výkonnostních a geometrických charakteristik struktur vypočítá potřebnou teplosměnnou plochu v podobě délky hrany jedné buňky struktury zadávané do parametrického CAD modelu.

Dále jsou navrženy varianty tepelných výměníků, na které je aplikována vybraná struktura z předchozí fáze. Analýzou jednotlivých variant výměníku je vybrán nejlepší návrh, který je dále optimalizován a vyroben.

Navržený aditivně vyrobený tepelný výměník je nakonec na základě experimentálního měření porovnán s referenční komponentou, čímž je i validován vyvinutý matematický model.

4.3 Technická funkční analýza

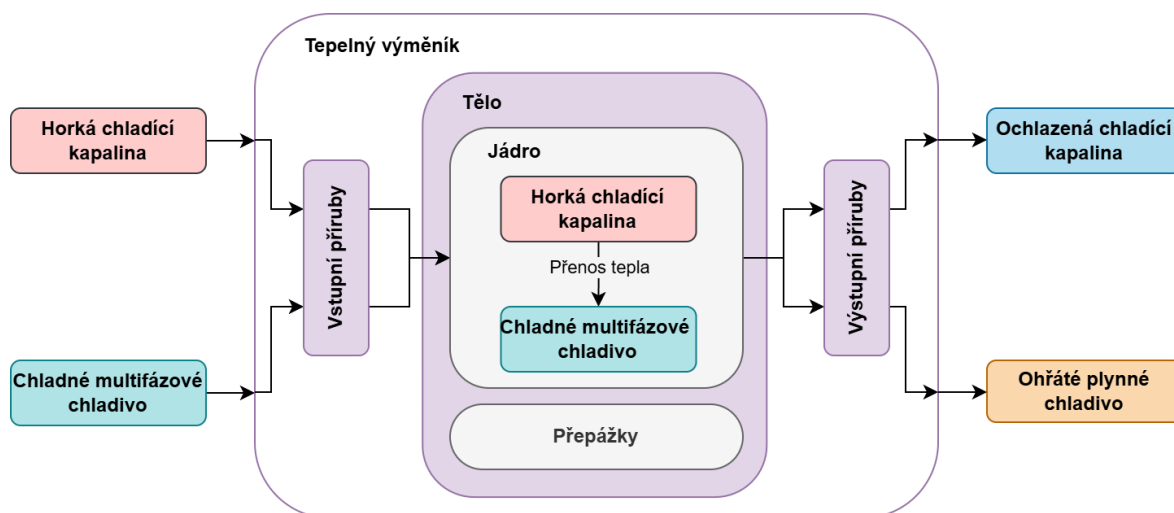
Tepelný výměník jako komponenta ve vztahu k funkčnímu systému je zobrazen ve formě tzv. black boxu na Obr. 4-3.



Obr. 4-3 Black box tepelného výměníku

Diagram zobrazuje dva pracovní okruhy, tedy okruh chladiva a chladicí kapaliny, které vstupují do výměníku jako horká chladicí kapalina, respektive chladné multifázové chladivo a vychází z něj jako ochlazená chladicí kapalina a ohřáté plynné chladivo. V pracovním okruhu chladicí kapaliny se dále nachází čerpadlo, které urychluje ochlazenou chladicí kapalinu a ochlazuje zdroj tepla, kterým mohou být akumulátory, motor atd. Pracovní okruh chladiva dále obsahuje kompresor, který stlačí plynné chladivo za současného zvýšení teploty. Následně horké chladivo kondenzuje v kondenzátoru při současném snížení teploty. Ochlazené kapalné chladivo pak vstupuje do expanzního ventilu, kde se dochází k prudkému poklesu tlaku a ochlazení chladiva na směs kapaliny a plynu.

Samotný tepelný výměník, do kterého vstupuje horká chladicí kapalina a chladné multifázové chladivo se skládá z těla, jádra, přepážek a přírub, viz glass box neboli průhledové schéma na Obr. 4-4.



Obr. 4-4 Glass box tepelného výměníku

Chladicí kapalina a chladivo vstupují do tepelného výměníku přes vstupní příruby, odkud jsou rozvedeny do jádra vyplněného geometrickou strukturou zajišťující efektivní prostup tepla z chladicí kapaliny do chladiva. Vzájemné smíšení tekutin zamezují teplosměnné stěny a přepážky. Nakonec jsou obě tekutiny odděleně vyvedeny přes výstupní potrubí.

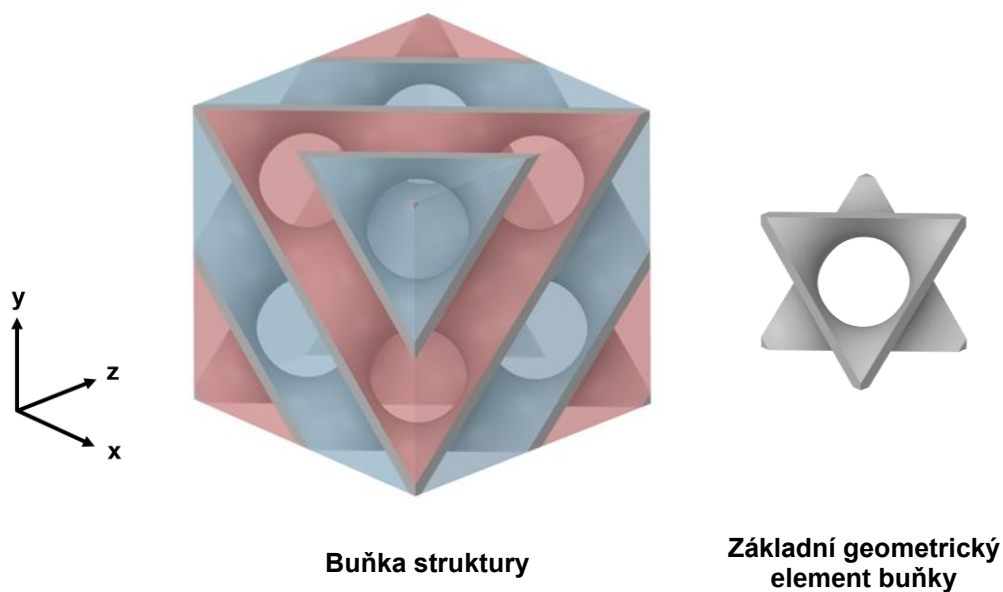
4.4 Návrh alternativních řešení

Z rešerše vyplynulo, že periodická struktura Diamond vykazuje nejlepší poměr přestupu tepla a tlakových ztrát napříč zkoumanými TPMS strukturami, které vykazují slibný potenciál pro aplikaci v aditivně vyráběných tepelných výměnících. Proto byla vybrána ve standardní geometrické konfiguraci jako výchozí vzorek, se kterým budou následně porovnávány navržené geometrie periodických struktur. Dále pak byly vybrány buňky Fischer-Koch S a FRD vykazující potenciálně lepší termo-hydraulické vlastnosti než Diamond, se kterým však nebyly přímo porovnávány.

4.4.1 Zkoumané TPMS struktury

Varianta Diamond

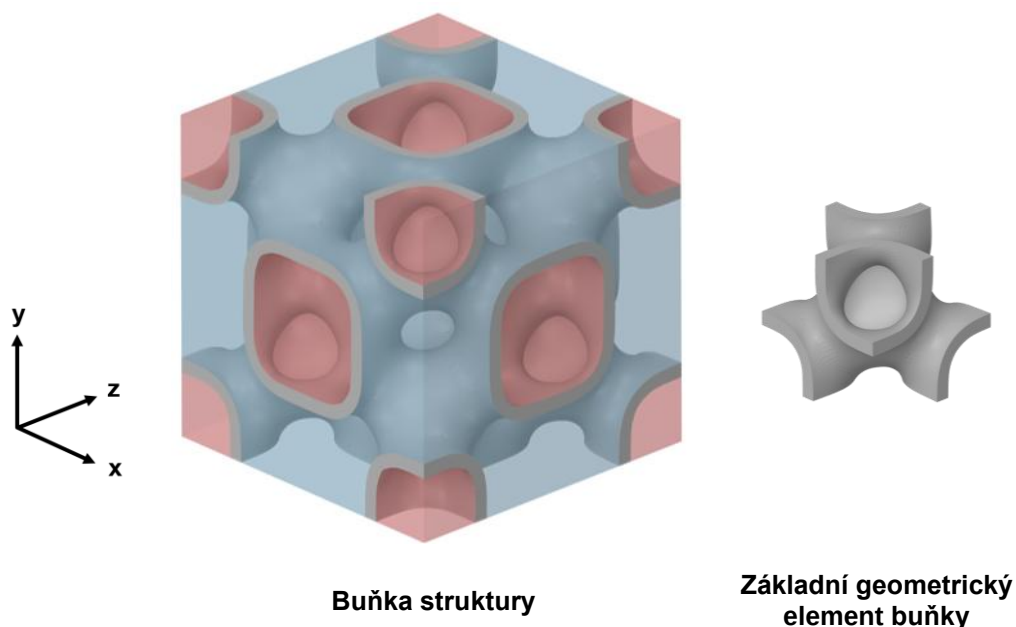
Jedna buňka Diamond struktury se skládá z osmi totožných částí tvořených proloženou plochou s nulovou křivostí mezi dvěma rovnostrannými trojúhelníky navzájem pootočený o 60° , viz Obr. 4-5.



Obr. 4-5 Struktura Diamond

Varianta FRD

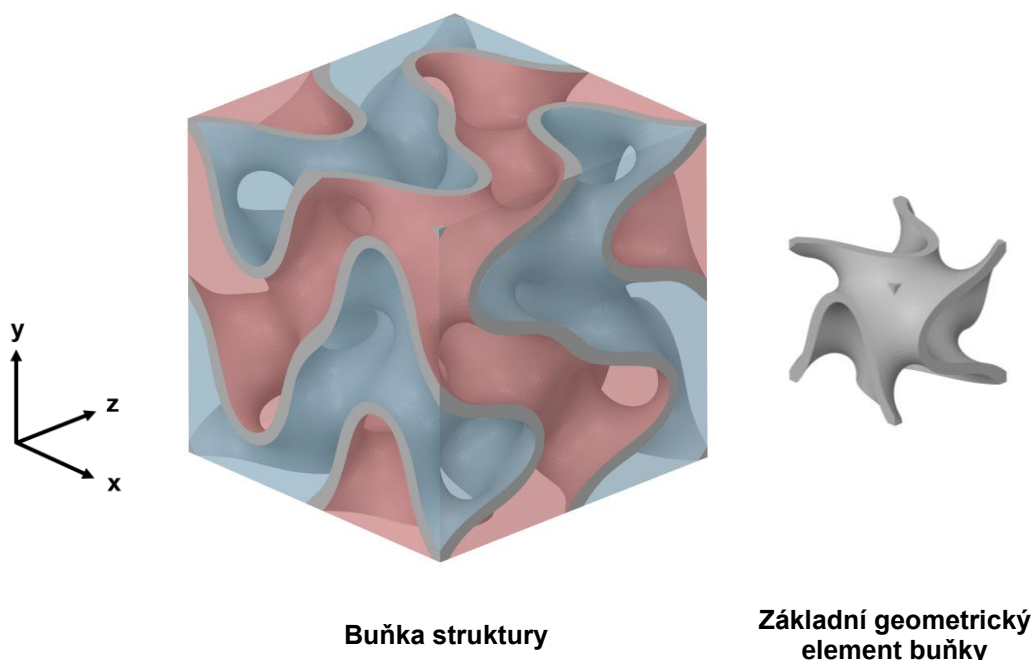
FRD struktura je jedná ze série známých TPMS struktur, která je tvořena dvěma oddělenými kanály, které se z jedné komory větví skrze čtyři díry do dalších čtyřech komor, viz Obr. 4-6. Nakopírováním jedné buňky do všech směrů tak vzniká struktura s několika komorami, které jsou vzájemně propojeny menšími otvory, čímž je umožněno promísení tekutiny a vznik turbulentního proudění.



Obr. 4-6 Struktura FRD

Varianta Fischer-Koch S

Fischer-Koch S je další známá TPMS struktura, která se skládá z osmi menších elementů tvořených organickou plochou větvenou do třech kroučících se kanálů, viz Obr. 4-7. Svou geometrickou komplexností a neustálou změnou tvarování může dobře podporovat turbulentní proudění a tím zvyšovat přenos tepla.

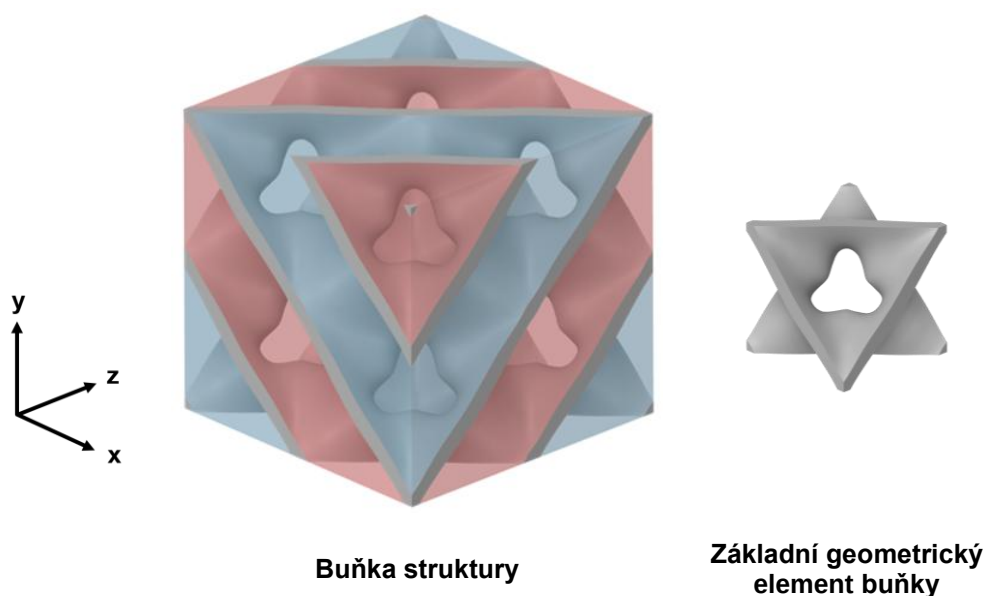


Obr. 4-7 Struktura Fischer-Koch S

4.4.2 Návrh periodických struktur

Varianta Diamond Trefoil

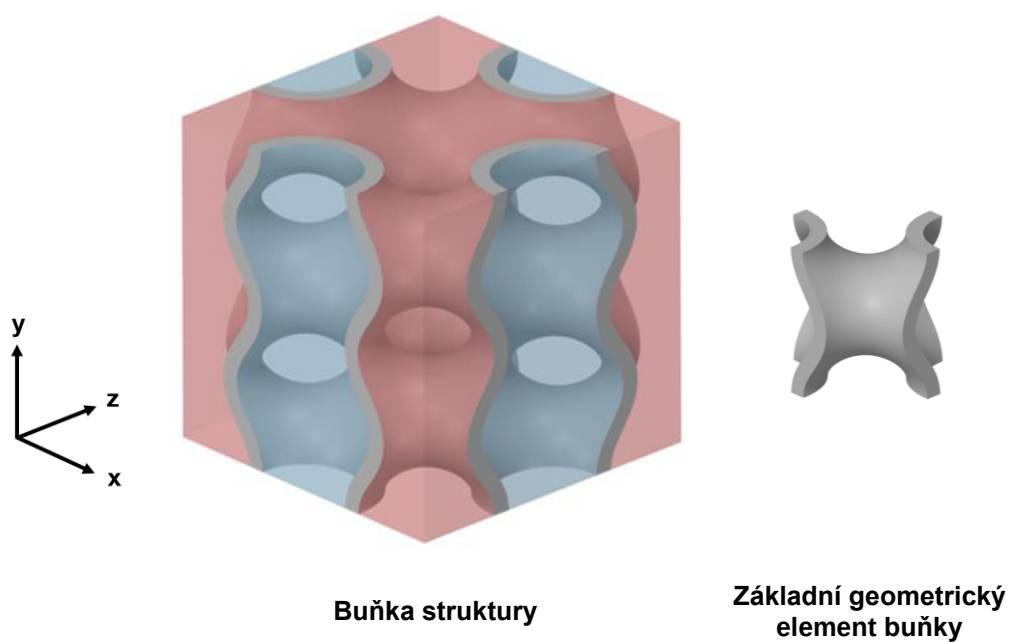
Struktura Diamond Trefoil vycházející z Diamond struktury je rozdílná oproti původní geometrii v tvarovně průtočných otvorů, kde původní Diamond má průtočné otvory kruhové a naproti tomu modifikovaná geometrie Diamondu Trefoil má otvory ve tvaru trojlístku, viz Obr. 4-8. Ty by měly rozdělovat tok do třech menších proudů, kde každý z nich navazuje na otvor v následující buňce. Otvor by tak měl napomáhat řízenému toku v rámci definované geometrie a tím snížit tlakové ztráty.



Obr. 4-8 Struktura Diamond Trefoil

Varianta Torus Cross

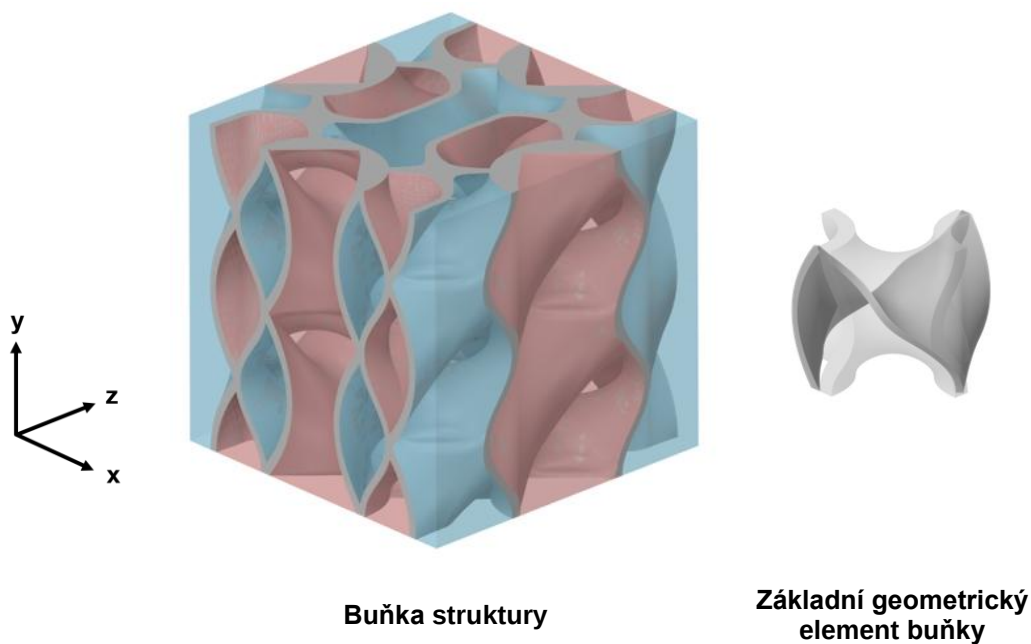
Struktura Torus Cross, viz Obr. 4-9, je složena z osmi segmentů tvořící toroidní dutinou větvenou do čtyř směrů, která je v dalších dvou směrech zakončena půlkružnicí. Nakopírováním tohoto základního tvaru ve všech třech směrech vznikne pórovitá periodická struktura skládající se ze dvou totožných dutin. Struktura je geometricky stejná ve směru X a Z ve kterém je realizován i směr toku tak, aby tekutina musela obkružít toroidní plochu a tím došlo k prodloužení proudění. Ve směru Y, tedy kolmém na směr proudění, je struktura tvořena kruhovými dírami procházejícími skrz celou buňku, které slouží především k promísení kapaliny v rámci celého objemu a rovnoměrnému využití teplosměnné plochy.



Obr. 4-9 Struktura Torus Cross

Varianta Torus Helix 360 Open

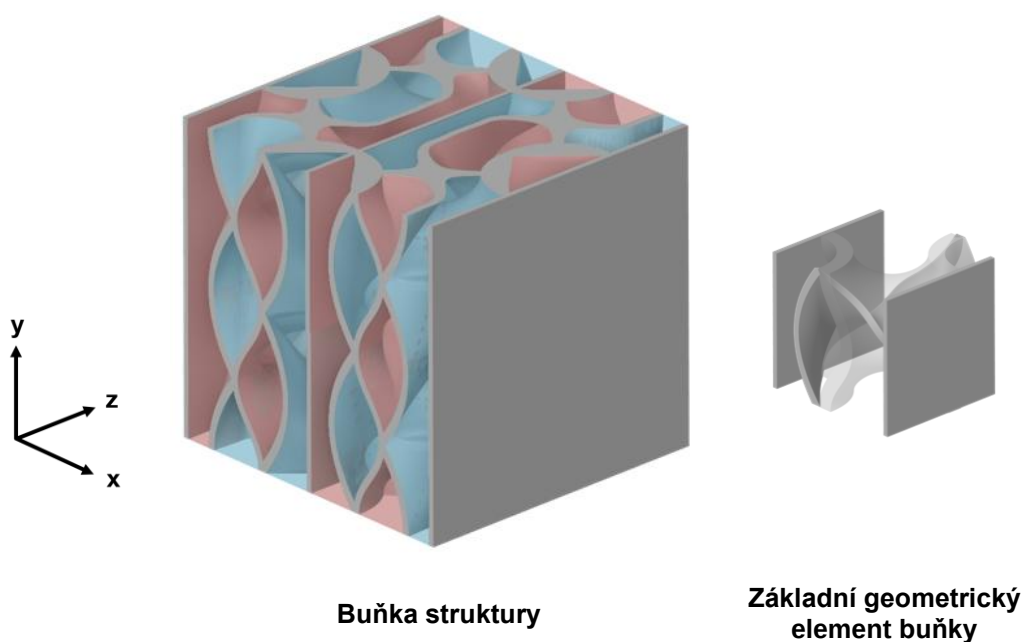
Základ geometrie Torus Helix 360 Open je totožný s variantou Torus Cross. Vnitřním toroidním kanálem však prochází navíc šroubovitě zakroucená plocha o 360° , která by měla zajišťovat vířivé proudění zvyšující součinitel přestupu tepla. Vstupní otvory jsou tak místo dvou ploch rozděleny na šest, které se navzájem šroubovitě proplétají. Základní geometrický element tvořený větveným tubusem vyplněným šroubovitou plochou je posunut o polovinu délky hrany tohoto elementu ve všech směrech, čímž do sebe elementy zapadnou jako stavebníkové díly tvořící periodickou strukturu, viz Obr. 4-10.



Obr. 4-10 Struktura Torus Helix 360 Open

Varianta Torus Helix 360 Closed

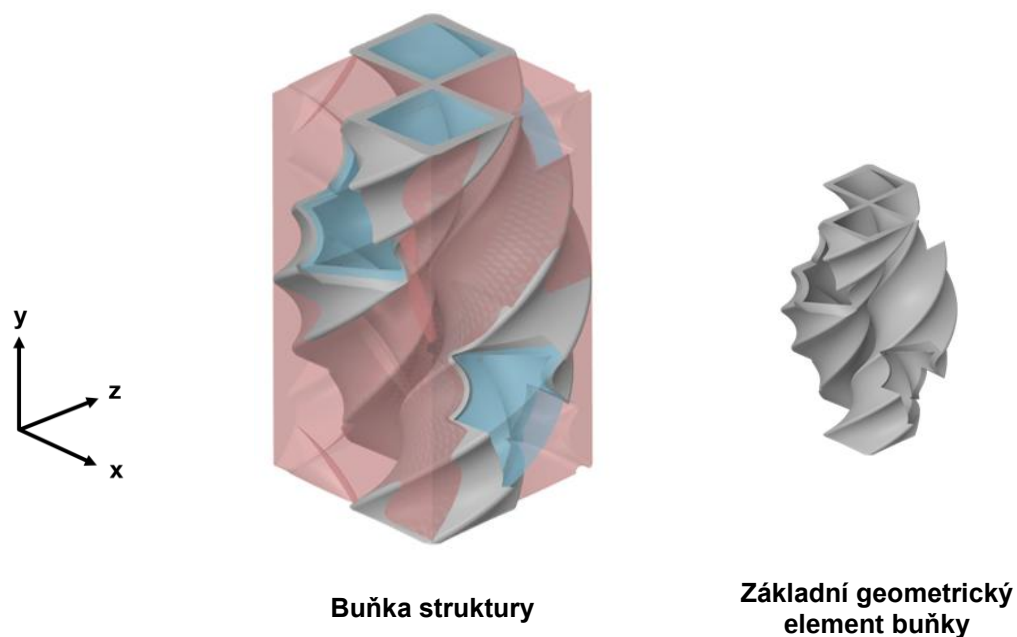
Další variantou periodických struktur je Torus Helix 360 Closed. Tato geometrie je totožná s předchozí strukturou, avšak v jednom směru je uzavřena, čímž dochází k usměrnění toku a zvětšení teplosměnné plochy, viz Obr. 4-11. Kvůli uzavření struktury v jednom směru nebude docházet v rámci objemu vyplněného touto strukturou k tak výraznému promísení tekutiny a při aplikaci by měl být kladen větší důraz na rovnoměrné rozmístění toku na vstupu do struktury tak, aby celý objem byl efektivně využit.



Obr. 4-11 Struktura Torus Helix 360 Closed

Varianta Twist Twin

Struktura Twis Twin je tvořena dvěma diagonálně spojenými dutými kvádry, které jsou kolem vlastní osy otočeny o 180° a následně jsou otočeny o dalších 180° kolem společné osy obou kvádrů, viz Obr. 2-12. Tyto zakroucené kvádry jsou následně nakopírovány ve všech směrech, čímž vznikne vzájemně propletená struktura kroucených kvádrů, kde vnitřními dutinami prochází jedna tekutina a vnějšími druhá. Geometrie je inspirována turbulátory podporující vířivé proudění v trubkových výměnících [29]. Aditivní výrobou je však prostor hustěji vyplněn protínajícími se kvádry, čímž dochází k promísení tekutin.

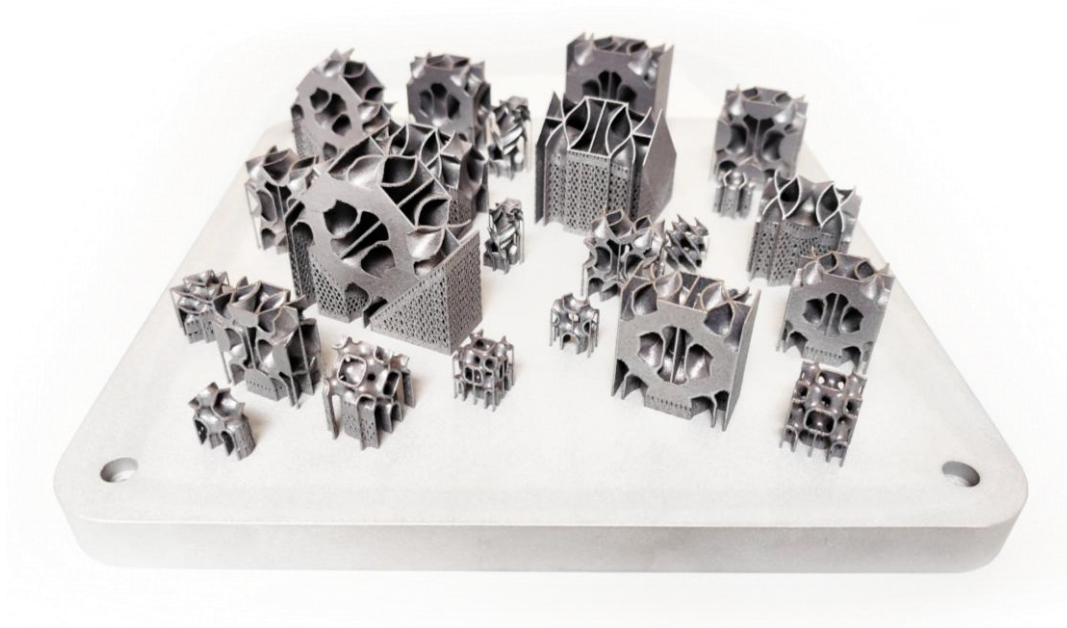


Obr. 4-12 Struktura Twist Twin

4.4.3 Ověření výrobitelnosti navržených struktur

Navržené struktury o tloušťce stěny 0,8 mm a relativní hustotě 20 % byly vyrobeny při různých orientacích pro ověření možných výrobních limitů. Tloušťka stěny 0,8 mm a relativní hustota 20 % byla zvolena na základě spolehlivé výrobitelnosti vyplývající z rešerše a předešlých zkušeností na ÚK FSI VUT s výrobou porézních struktur technologií LPBF [27] [28].

Z vyrobených vzorků bylo patrné, že strukturu Twist Twin bude možné samonosně vyrábět jen při zobrazené vertikální orientaci. Ostatní vzorky vykazovaly na první pohled bezproblémovou výrobu, viz Obr. 4-13.



Obr. 4-13 Výroba navržených struktur

Vzorky byly dále podrobeny optickému 3D skenování pro nalezení na první pohled neviditelných vad, viz Obr. 4-14. Naskenovaná data ukázala, že struktura Torus Helix 360 Closed se mírně kroutí na velkých rovných stěnách, což ale neomezuje její použití. Ostatní buňky byly relativně bez problému, a proto lze říct, že všechny buňky lze bezpečně vyrábět o tloušťce 0,8 mm a relativní hustotě 20 %.



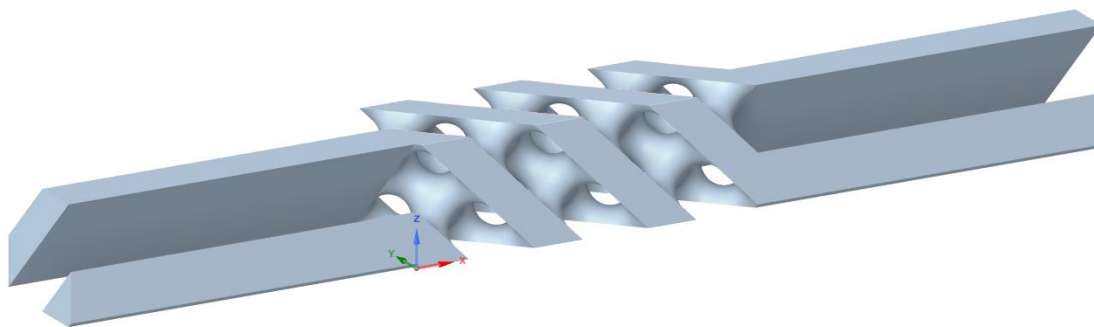
Obr. 4-14 3D skenování vyrobených vzorků navržených struktur

4.5 Analýza alternativních řešení a výběr nejlepších

4.5.1 CFD metodika výpočtu periodických struktur

CAD model

Všechny CAD modely struktur pro CFD výpočty jsou tvořeny pouze jednou fluidní doménou skládající se ze tří za sebou se opakujících buněčných struktur. Vstupní i výstupní kanál fluidní domény je prodloužen o trojnásobek délky hrany jedné buňky tak, aby došlo k vyvinutí rychlostního profilu a zároveň aby oblast zájmu struktury nebyl ovlivněna zpětným prouděním a výstupní okrajovou podmínkou. Všechny navržené buněčné struktury jsou počítány o tloušťce stěny 0,8 mm a relativní hustotě 20 %. Zafixováním těchto dvou parametrů vznikne z důvodu rozdílných geometrií struktur každá buňka s jinou délkou hrany. Proto jejich porovnání bylo založeno na měrném objemovém výkonu, měrných tlakových ztrátách a bezrozměrných číslech. Příprava dat a všechny realizované simulace byly počítány v software Ansys Fluent.



Obr. 4-15 CAD model pro CFD analýzu periodické struktury

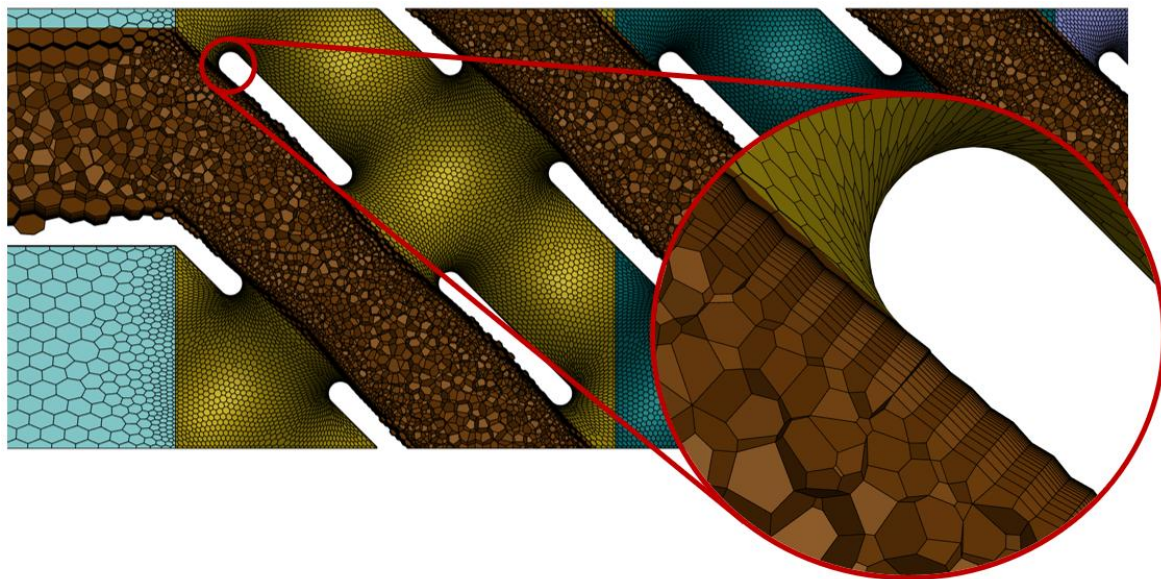
Parametry analyzovaných struktur s tloušťkou stěny 0,8 mm a relativní hustotou 20 % jsou uvedeny v Tab. 4-1.

Tab. 4-1 Parametry struktur při tloušťce stěny 0,8 mm a relativní hustotě 20 %

Struktura	Délka hrany [mm]	Objem obálky [mm ³]	Teplosměnná ploch [mm ²]	Kompaktnost [m ² /m ³]	Hydraulický průměr [mm]
Diamond	14,8	3 241,8	840,2	259,2	6,2
FRD	17,9	5 735,3	1 500,3	262,2	6,1
Fischer-Koch S	20	8000	2130	266,3	6,0
Diamond Trefoil	14,0	2 744,0	680,4	248,9	6,5
Torus Cross	14,6	3 112,1	770,6	247,5	6,5
Torus Helix 360 Open	34,0	39 304,0	9 104,1	231,3	6,9
Torus Helix 360 Closed	42,0	74 088,0	20 674,7	279,8	5,7
Twist Twin	x, y = 14,5 z = 29,0	6 097,3	1 956,2	320,6	4,9

Výpočtová síť

Diskretizovaný CAD model byl vyplněn objemovými elementy typu polyhedra s maximální délkou hrany 0,8 mm a minimální délkou 0,2 mm v oblastech vysoce zakřivených ploch. K modelování mezní vrstvy bylo využito přístupu přímého počítání viskózní podvrstvy. Z toho důvodu prismatické elementy sítě pro výpočet mezní vrstvy obsahovaly 15 vrstev buněk s poměrem růstu její výšky 1,2 v další následující buňce. Výška první prismatické vrstvy byla zvolena na 0,005 mm, která byla iterativně odladěna tak, aby bezrozměrný parametr y^+ byl přibližně roven 1. Na Obr. 4-16 je zobrazen řez výpočtovou sítí s detailem na buňky v blízkosti stěny pro výpočet mezní vrstvy.



Obr. 4-16 Výpočtová síť fluidní domény z polyhedrálních elementů

Celkový počet elementů se v závislosti na typu struktury pohyboval v rozmezí 1,5 – 5 mil. elementů s minimální ortogonální kvalitou větší než 0,15 a zkosením menším než 0,7.

Dále byla realizována analýza nezávislosti rozlišení sítě na výstupní výsledky. Konkrétně byla zkoumána velikosti polyhedrální buňky v rozmezí 0,5 – 2,5 mm, na výsledné hodnoty tepelného toku a výstupní teploty. Výsledky vykazovaly odchylku nižší než 5 % mezi jednotlivými případy, a proto byla pro všechny geometrie max. velikost buňky zvolena konzervativně na 0,8 mm z důvodu dostupného dostatečně vysokého výpočetního výkonu.

Výpočtová síť byla odladěna pro FRD strukturu a následně aplikována se stejným nastavením na všechny buňky. FRD geometrie byla vybrána z důvodu oblastí s vysokým zakřivením a měnícím se průtočným průřezem, který způsobuje lokálně výrazně zrychlení tekutiny a tím velkou změnou bezrozměrného parametru y^+ v rámci ploch struktury.

Materiály

Materiál použitý pro simulace byl plyný propan s označením R290 o konstantních vlastnostech uvedených v Tab. 4-2.

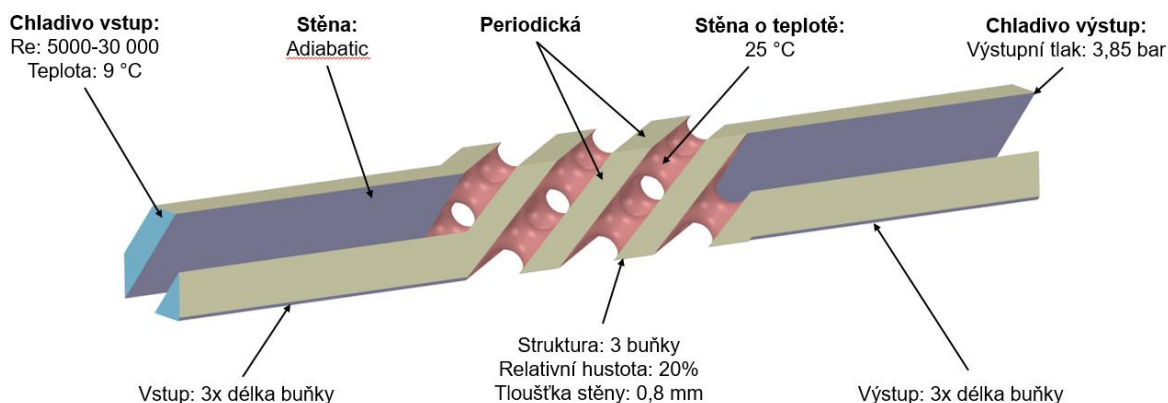
Tab. 4-2 Vlastnosti chladiva R290 uvažované pro CFD simulace

Materiál	Hustota [kg·m ⁻³]	Dynamická viskozita [Pa·s]	Měrná tep. kapacita [J·Kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Tepelná vodivost [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
R290 (plyn)	13,4	0,00000767	1825,6	0,01682

Důvodem simulování pouze plynného propanu bylo porovnání struktur na straně chladiva, jelikož výsledný tepelný výkon je závislý především na schopnosti chladiva absorbovat teplo z teplosměnné stěny.

Okrajové podmínky

V CFD simulaci byl využit energetický model a turbulentní model $k-\omega$ SST, který dokáže na základě hodnoty y^+ automaticky přepínat mezi přímým výpočtem viskózní podvrstvy mezní vrstvy a výpočtem mezní vrstvy pomocí stěnových funkcí. Konkrétní okrajové podmínky aplikované na CFD model struktury jsou vidět na Obr. 4-17.



Obr. 4-17 Aplikované okrajové podmínky CFD modelu periodických struktur

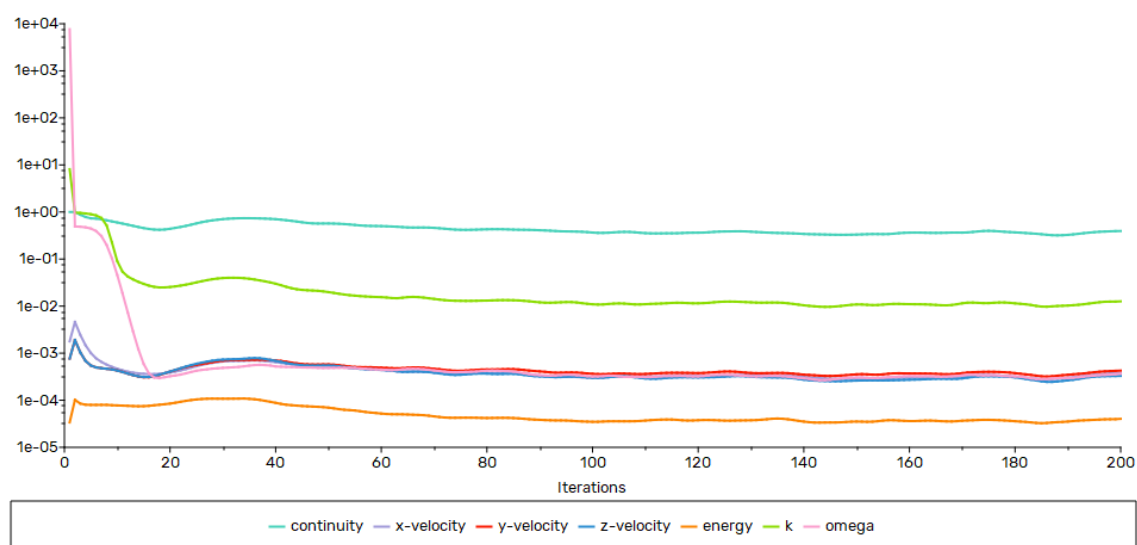
Na vstupu byla definována okrajová podmínka rychlosti proudění o teplotě $9\,^{\circ}\text{C}$, na výstupu podmínka výstupního tlaku $3,85\,\text{bar}$, který odpovídá tlaku z měření referenčního výměníku a na rovné stěny struktury, včetně vstupních a výstupních kanálů, byla definována periodická okrajová podmínka. Pro zakřivené stěny struktury byla nastavena konstantní teplota $25\,^{\circ}\text{C}$ odpovídající teplotě chladicí kapaliny z experimentální měření a stěny vstupních/výstupních kanálů byly nastaveny jako adiabatické. Všechny uvedené stěny byly nastaveny jako dokonale hladké, z důvodu jednoduchosti výpočtu a vzájemné porovnatelnosti všech struktur. Drsnost povrchu aditivně vyráběných dílů se navíc liší lokace od lokace v závislosti na orientaci vůči platformě, procesních parametrech atd. Správně nastavení drsnosti by tak vyžadovalo podrobnou kalibraci s experimentálním měřením. Vliv drsnosti povrchu byl alespoň otestován při několika variantách a ve všech případech zvyšoval součinitel přestupu tepla maximálně kolem 3 %, což je v rámci prováděných analýz zanedbatelná hodnota.

Nastavení řešiče

Jako numerický řešič byl použit Pressure-based vhodný pro nestlačitelné proudění. Schéma řešení pak bylo použito jako Coupled a prostorová diskretizace pro všechny rovnice jako Second Order Upwind pro zajištění přesnějších výsledků. Konvergenční kritérium pro ukončení výpočtu bylo nastaveno pro všechny residuální rovnice na 0,001.

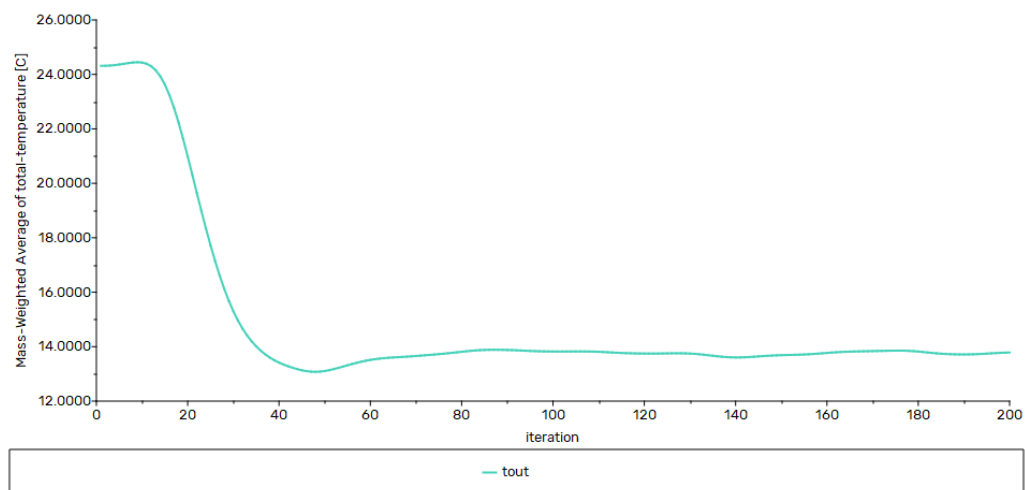
Výsledky

Pro zajištění validních výsledků bylo zapotřebí zkontrolovat nejdříve konvergenci simulace. Kontrola konvergence CFD analýzy může být realizována třemi způsoby. První způsob je kontrola, zda jsou hodnoty residuí pod definovanou hranicí. Druhý způsob je ustálení hodnot pozorovaných veličin a poslední možností je kontrola nerovnováhy hmotnostního toku a tepelné bilance. Na Obr. 4-18 je zobrazen průběh residuí při numerickém výpočtu.

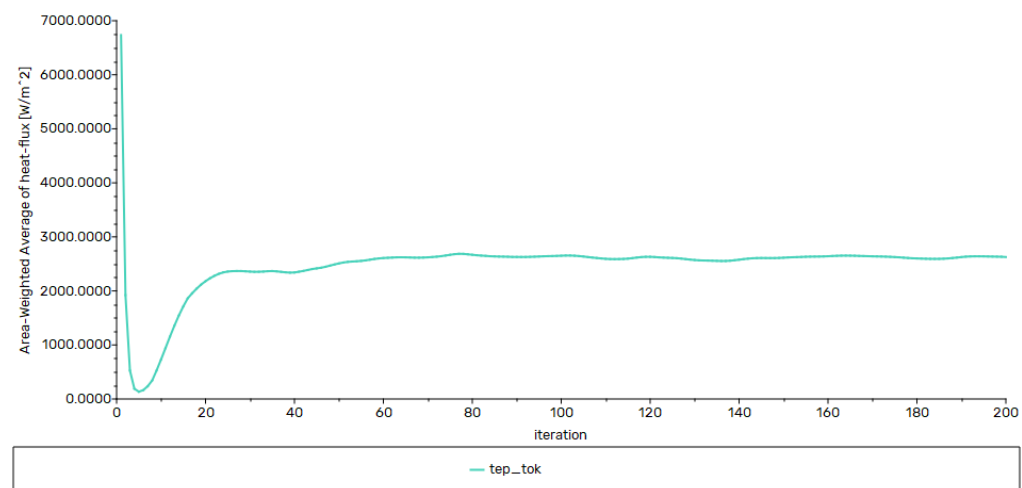


Obr. 4-18 Graf průběhu konvergence residuí pro plynnou fázi R1234yf

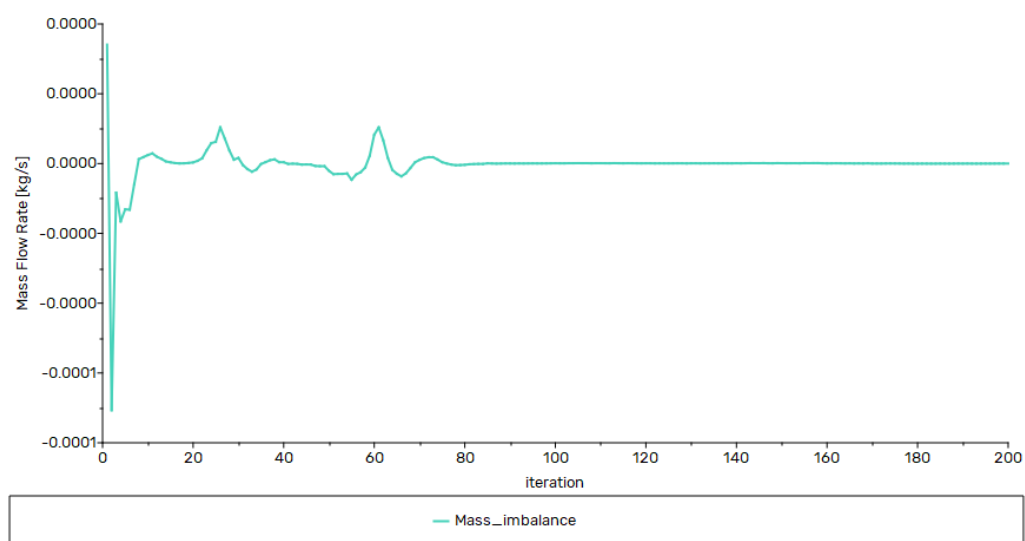
Jak je vidět z obrázku, po 200 iteracích neklesla všechna residua pod stanovenou konvergenční hranici, což bylo dáno především vysokými rychlostmi proudění pro plynnou fázi chladiva. V případě menších rychlostí kapalně fáze docházelo k pozvolnému poklesu až pod stanovenou hranici 0,001. Pro plynnou fázi byly proto dále zkontrolovány hodnoty ustálení tepelného toku, výstupní teploty a hmotnostního toku, viz Obr. 4-19, Obr. 4-20 a Obr. 4-21.



Obr. 4-19 Graf průběhu konvergence výstupní teploty



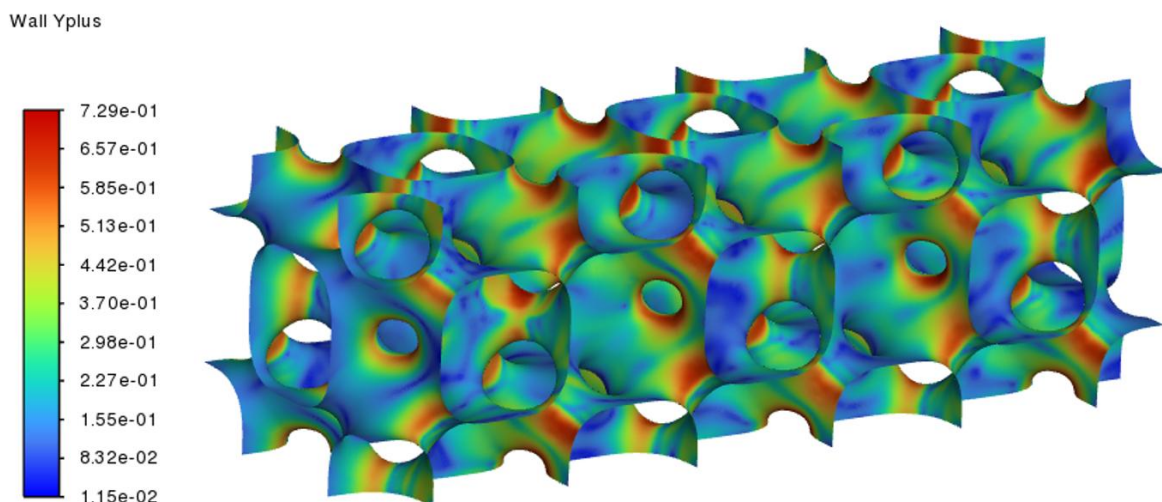
Obr. 4-20 Graf průběhu konvergence tepelného toku



Obr. 4-21 Graf průběhu konvergence hmotnostního toku

Z průběhu grafů lze vidět ustálení hodnotu tepelného toku po cca 100 iteracích, výstupní teploty po cca 100 iteracích a nerovnováha hmotnostního toku se po 90 iteracích ustálí na 0 kg/s. Z výše uvedených bilancí lze tedy usoudit, že výpočet je zkonvergovaný i přesto, že residua neklesla pod nastavenou hodnotu.

Vzhledem k využívání přístupu přímého výpočtu viskózní podvrstvy mezní vrstvy bylo potřeba zkontrolovat hodnotu bezrozměrného parametru y^+ . Ten by měl být pro korektní řešení na většině místech $\leq 1-5$. Z Obr. 4-22 je zřejmé, že y^+ na všech plochách FRD struktury, pro kterou byla výpočtová síť optimalizována, nepřesahuje hodnotu 1.



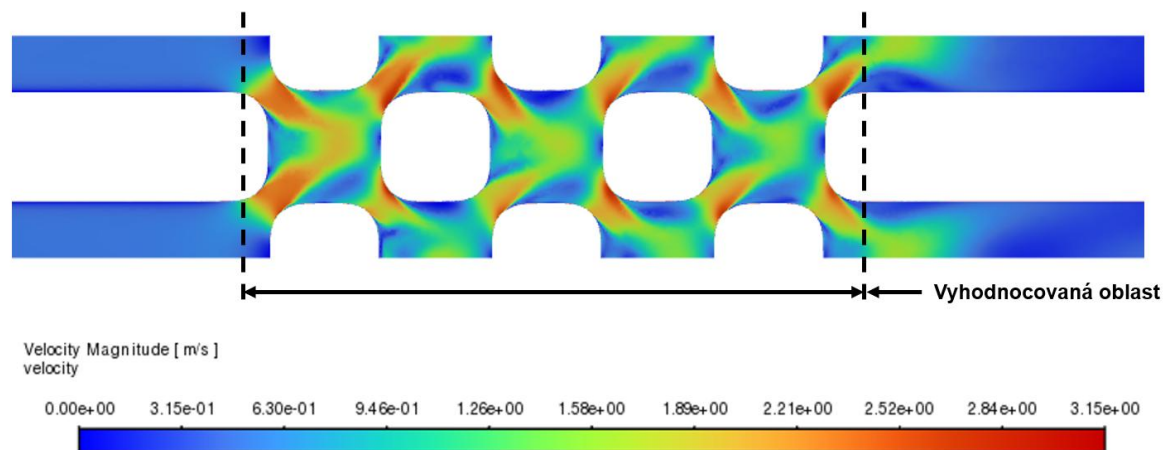
Obr. 4-22 Kontury parametru y^+ na stěnách Diamond struktury

K vyhodnocování výkonnostních parametrů bylo využito tepelného výkonu a součinitele přestupu tepla. Tepelný výkon bylo potřeba vzhledem k rozdílné velikosti jednotlivých buněk poměrově přepočítat vzhledem obálkovému objemu dané struktury, a tím získat měrný objemový výkon vyjadřující efektivitu geometrie na jednotku objemu. Výpočet součinitele přestupu tepla vycházel z rovnice pro výpočet tepelného toku a logaritmického teplotního rozdílu stěny a tekutiny dle rovnice:

$$\alpha = \frac{q}{\frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln\left(\frac{(T_w - T_{in})}{(T_w - T_{out})}\right)}} \quad (13)$$

kde q je tepelný tok přes stěnu střední buňky ve W/m^2 , T_w je teplota stěny a T_{in} , T_{out} je teplota tekutiny na vstupu, respektive výstupu vyhodnocované buňky v K ($^{\circ}\text{C}$).

Součinitel přestupu tepla společně s tepelným výkonem byl vyhodnocován přes všechny tři buňky tak, aby byly minimalizovány případné nepravidelnosti proudění způsobené pouze jednou buňkou. Bylo testováno také vyhodnocení pouze na střední buňce, která nejlépe reprezentuje proudění uvnitř jádra výměníku, ale v tomto případě docházelo k výrazné nepravidelnosti výsledků vyhodnocovaných parametrů při různých rychlostech průtoku.



Obr. 4-23 Kontury rychlosti FRD strukturou

4.5.2 Porovnání navržených struktur

Na základě uvedené CFD metodiky byly všechny struktury vzájemně porovnány z hlediska vzájemných závislostí veličin:

- Re / Nu – Reynoldsovo číslo / Nusseltovo číslo
- Re / f – Reynoldsovo číslo / faktor tření
- Re / Q_V – Reynoldsovo číslo / měrný objemový výkon
- $Re / \Delta p_L$ – Reynoldsovo číslo / měrné tlakové ztráty
- j / f – faktor přestupu tepla / faktor tření
- $Q_V / \Delta p_L$ – měrný objemový výkon / měrné tlakové ztráty

Rovnice pro výpočet jednotlivých veličin jsou definovány jako:

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} \quad (14)$$

kde v je střední hodnota rychlosti proudění v m/s, ν je kinematická viskozita v $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Hydraulický průměr je vyjádřen jako:

$$D_h = \frac{4 \cdot V_{pore}}{S_{pore}} \quad (15)$$

kde V_{pore} je objemu póru struktury v m^3 a S_{pore} je obsah omočené plochy struktury v m^2 .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} \quad (16)$$

kde α je součinitel přestupu tepla tekutiny ve $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2} \quad (17)$$

kde τ_w je smykové napětí na stěně v $N \cdot m^{-2}$.

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (18)$$

kde Pr je bezrozměrné Prandtlovo číslo.

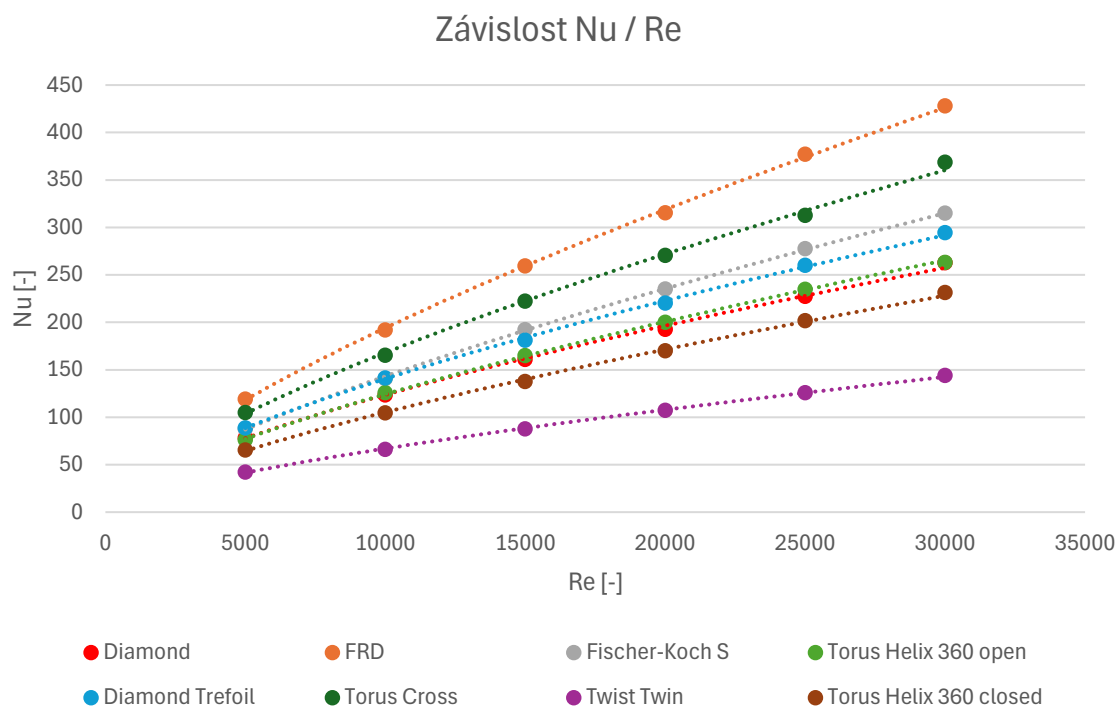
$$Q_v = \frac{q}{A_s \cdot V_o} \quad (19)$$

kde q je tepelný tok ve $W \cdot m^{-2}$ a V_o je obálkový objem struktury v m^3 .

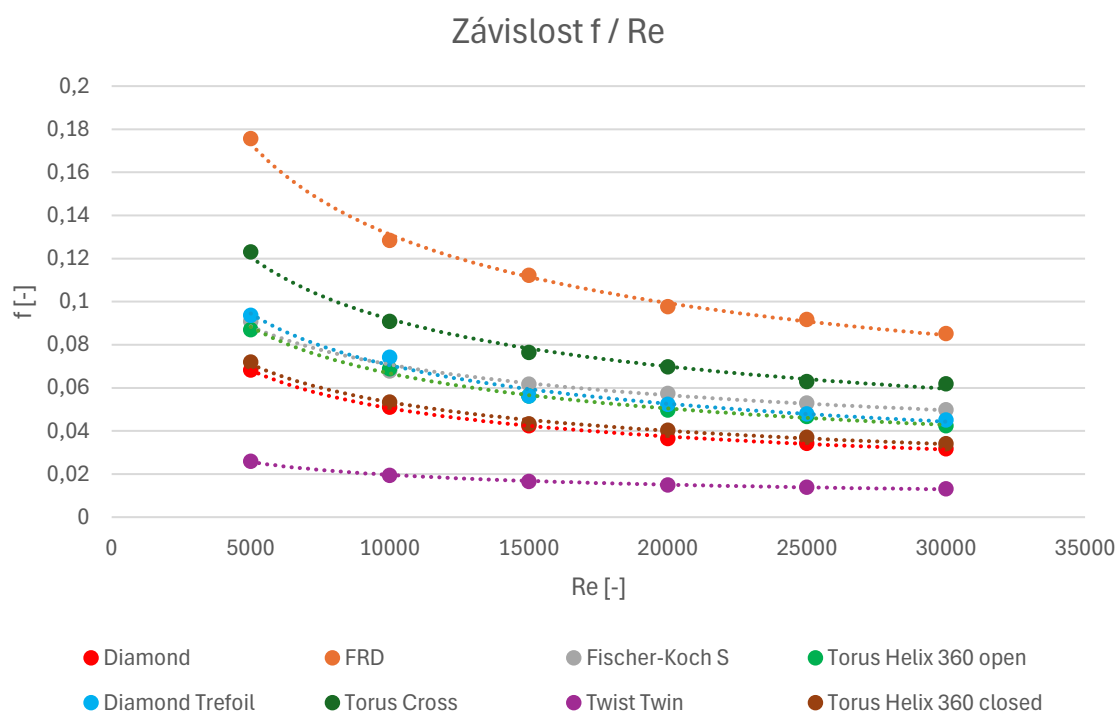
$$\Delta p_L = \frac{(p_{in} - p_{out})}{L_s} \quad (20)$$

kde p_{in} , p_{out} je vstupní tlak, respektive výstupní tlak v Pa a L_s je délka struktury mezi vstupním a výstupním tlakem v m.

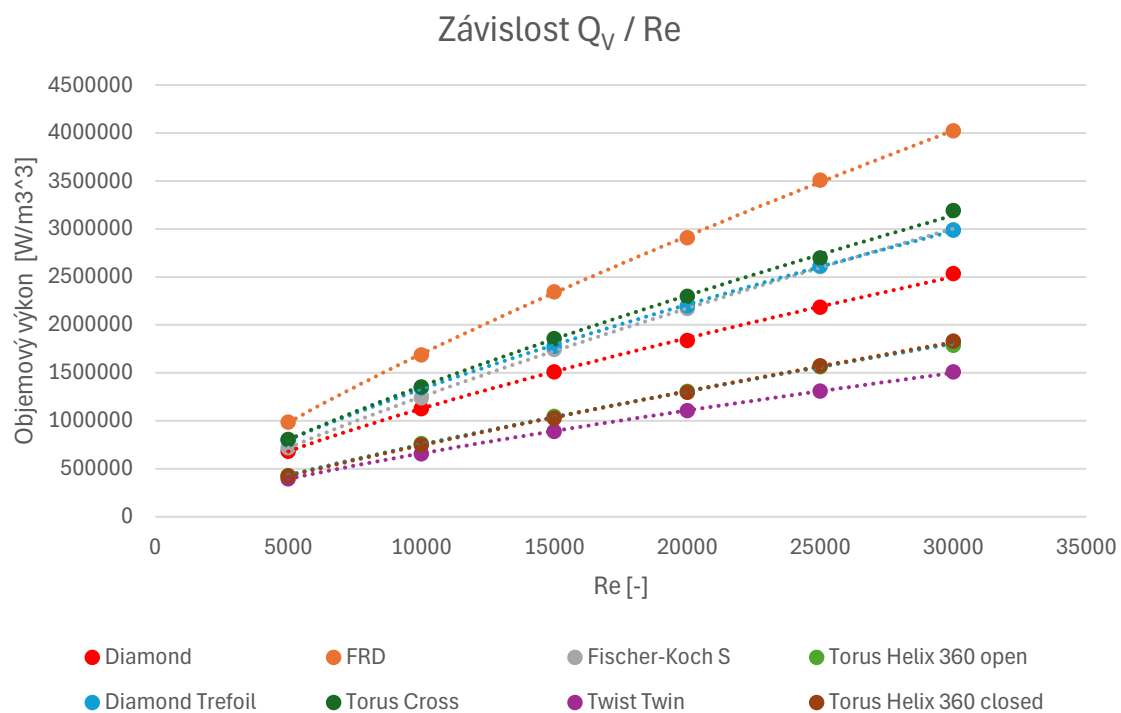
Uvedené závislosti jsou zobrazeny v grafech na Obr. 4-24-Obr. 4-29. Z výsledků je na první pohled patrné, že struktury s vyššími výkonnostními charakteristikami vykazují také vyšší tlakové ztráty. Struktura FRD vykazuje nejvyšší Nusseltovo číslo a objemový výkon, viz Obr. 4-24 a Obr. 4-26, ale taky nejvyšší tlakové ztráty, viz Obr. 4-25 a Obr. 4-27. Naopak Twist Twin struktura má nejnižší výkonnostní charakteristiky, viz Obr. 4-24 a Obr. 4-26 a taky nejnižší tlakové ztráty, viz Obr. 4-25 a Obr. 4-27. Z výsledků je tak zřejmé, že se zvyšujícím se součinitele přestupu tepla rostou taky tlakové ztráty, což odpovídá předpokladům z rešerše. Detailní rozbor výsledků včetně výběru nejlepší struktury je popsán v podkapitole Analýza výsledků a výběr nejlepší struktury.



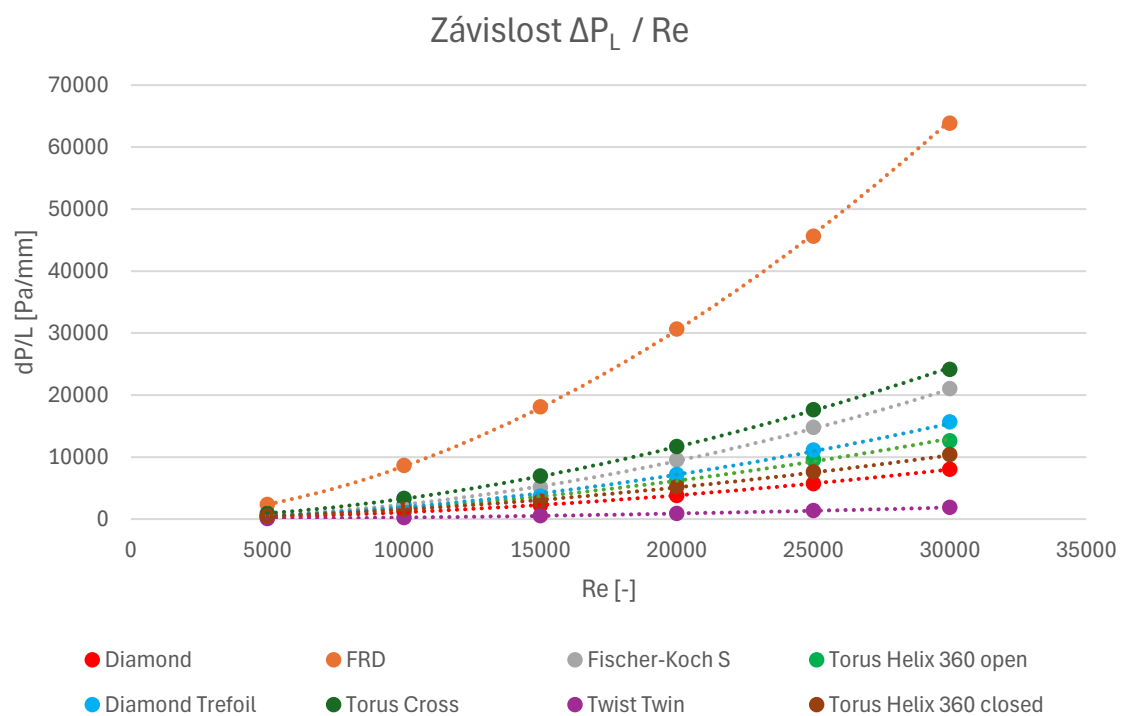
Obr. 4-24 Graf závislosti Nu na Re pro všechny struktury



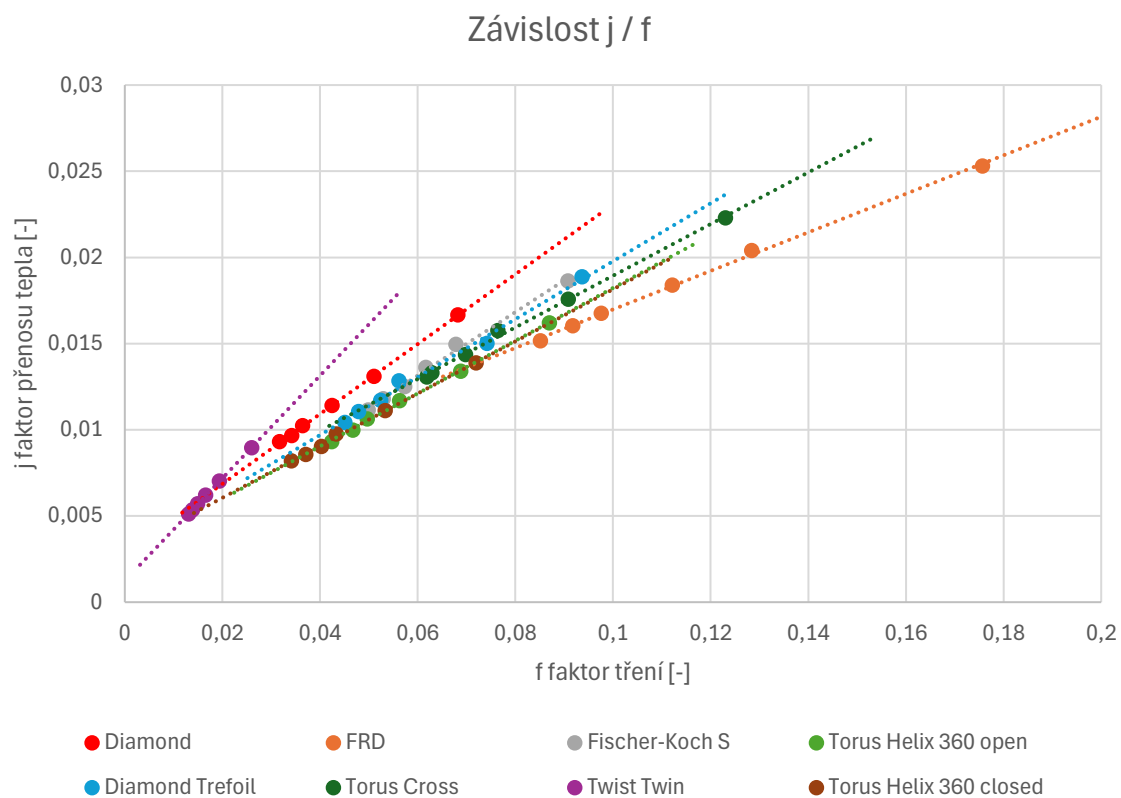
Obr. 4-25 Graf závislosti f na Re pro všechny struktury



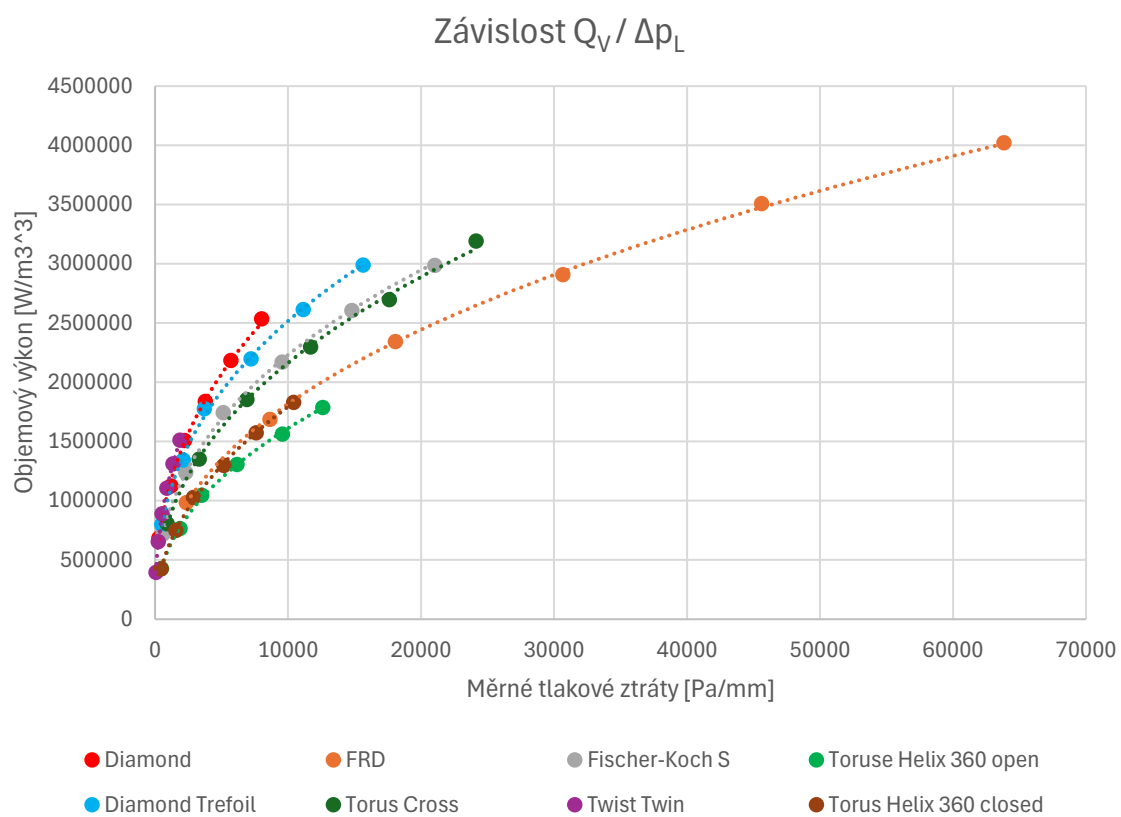
Obr. 4-26 Graf závislosti Q_V na Re pro všechny struktury



Obr. 4-27 Graf závislosti ΔP_L na Re pro všechny struktury



Obr. 4-28 Graf závislosti j/f pro všechny struktury



Obr. 4-29 Graf závislosti $Q_v/\Delta P_L$ pro všechny struktury

Analýza výsledků a výběr nejlepší struktury

Nejpodstatnějším vyhodnocovacím parametrem je poměr tepelného výkonu vůči tlakovým ztrátám. Snahou je zajistit tento poměr co nejvyšší při definovaném Reynoldsově čísle tak, aby došlo k přenesení co možná nejvyššího množství tepla při nejmenších ztrátách energie. Z navržených geometrií vykazuje nejvyšší poměr struktura Twist Twin viz Obr. 4-28 a Obr. 4-29. Její měrný objemový výkon je ovšem tak nízký, že pro přenesení stejného množství tepla jako i jiných struktur by ji vyžadovalo v rámci definovaného objemu několikanásobně zmenšit a nakopírovat, aby se zvětšila její teplosměnná plocha a dosáhla podobného tepelného výkonu jako ostatní struktury. Zmenšením buňky se však snižuje hydraulický průměr, což by vedlo k navýšení tlakových ztrát a jejím roznásobením by se zvýšila i hmotnost celé struktury. Kromě toho každá struktura má své omezené rozmezí škálovatelnosti, ve kterém ji lze zmenšit či zvětšit a pořád si zachovává svou geometrickou podobu. Rozmezí škálovatelnosti v případě Twist Twin struktury však není příliš vysoké, a navíc je zde ještě omezení z hlediska vyrobitelnosti pouze ve svislé orientaci, což omezuje možné geometrie vstupních/výstupních přírub a samotnou aplikovatelnost do tepelného výměníku vyžívající tok do písmene U. Z výše zmíněných důvodů byla tedy vyřazena k dalšímu rozboru pro aplikaci v tepelném výměníku.

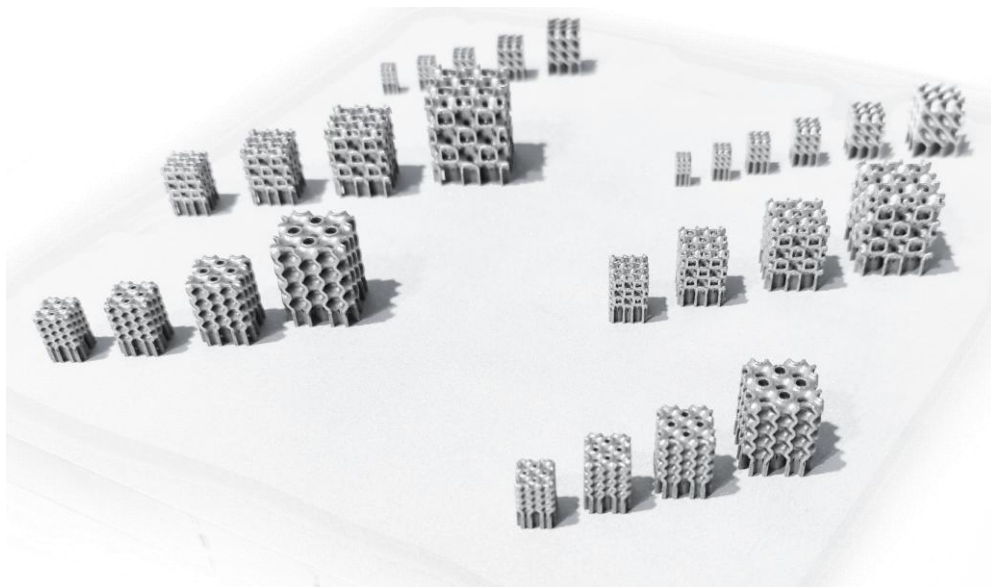
Nejlepší poměr tepelného výkonu vůči tlakovým ztrátám hned za geometrií Twist Twin vykazuje referenční struktura Diamond. Výrazněji nižší poměr s minimálními vzájemnými rozdíly vykazuje skupina struktur Diamond Trefoil, Fischer-Koch S, Torus Cross, Torus Helix 360 Open a Torus Helix 360 Closed. Zcela nejnižší poměr výkonnostních charakteristik k energetickým ztrátám má FRD struktura s patrným odskokem od předchozí skupiny struktur, viz Obr. 4-28.

Z uvedených struktur nejvyššího objemového výkonu dosahuje struktura FRD, následovaná geometrií Torus Cross, Diamond Trefoil a Fischer-Koch S, viz Obr. 4-26. Diamond struktura má o něco nižší objemový výkon a zcela nejnižší vykazují obě struktury Torus Helix 360. Stejně jako v případě Twist Twin struktury bude potřeba geometrie s nižším objemovým výkonem zmenšit pro přenesení zadaného výkonu v definovaném objemu, čímž dojde k navýšení tlakových ztrát a hmotnosti. Pro výběr globálně nejvhodnější struktury by bylo proto potřeba udělat komplexní analýzu, která by všechny tyto parametry srovnala přímo na případu zadaného tepelného výměníku. K tomu však v rámci této práce není prostor, a proto bylo přihlédnuto ještě k výrobním možnostem buněk, a to konkrétně rozsahu škálovatelnosti při kterém geometrie zachovává svůj původní tvar. Analyzovány byly struktury FRD, Torus Cross, Fischer-Koch S, Diamond Trefoil a Diamond, které na základě výše uvedených výsledků ukazují největší potenciál aplikovatelnosti.

Struktura Fischer-Koch S společně s Diamond Trefoil z důvodu své složitější vnitřní geometrie má již na základě CAD modelu nižší rozsah škálovatelnosti, jelikož při zmenšování struktury dochází k zaslepení a výrazné deformaci dutin. Z tohoto důvodu byly tyto geometrie vyřazeny pro nalezení reálně výrobitelné hranice škálovatelnosti. Buňky FRD, Torus Cross a Diamond, které dle CAD modelu vykazovaly o něco vyšší rozsah škálovatelnosti byly dále vyrobeny technologií LPBF pro určení jeho reálného limitu.

Určení limitu výrobitelnosti vybraných struktur

Tři vybrané struktury byly vyrobeny s tloušťkou stěny 0,8 mm v několika variantách délky hrany tak, aby byla jejich relativní hustota odstupňována po 5 %. Účelem bylo nalezení horního limitu relativní hustoty, při které již není zachována původní geometrie a dochází k zaslepení dutin. Dle rozsahu škálovatelnosti v CAD byly buňky FRD a Torus Cross vyrobeny s relativní hustotou 30–65 % a buňka Diamond s relativní hustotou 30–80 %, viz Obr. 4-30.

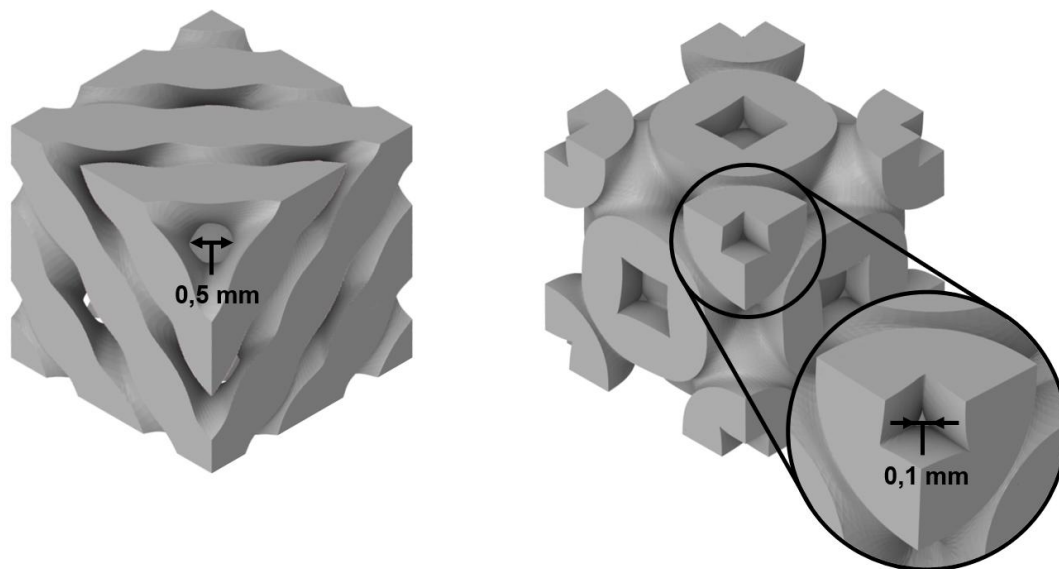


Obr. 4-30 Výroba série vybraných struktur o různých relativních hustotách

Vyrobené buňky byly následně rozřezány a pozorovány, zda došlo k modifikaci geometrie či zaslepení vnitřních dutin. Ukázalo se, že horním limitem výrobitelnosti buňky pro zachování její geometrie bez zaslepení vnitřních dutin je relativní hustota:

- Diamond: 60 %
- FRD: 40 %
- Torus Cross: 45 %

Vyšší rozsah škálovatelnosti Diamond struktury je dán tím, že geometrie je konstruována z dutin o konstantním průřezu. Naproti tomu buňky FRD a Torus Cross mají variabilní velikost průřezu dutin napříč jejich délkou, což vede k zaslepení menších děr při zvyšování relativní hustoty. Na Obr. 4-31 je porovnán rozdíl ve velikosti nejmenší díry Diamond a FRD struktury v CAD modelu při relativní hustotě 70 %. Z obrázku je patrné, že u FRD struktury již dochází k zaslepení díry, a naopak Diamond strukturu si stále zachovává své původní proporce a lze ji ještě zmenšovat a tím zvyšovat relativní hustotu.



Obr. 4-31 Rozdíl ve velikosti dutin pro Diamond strukturu (vlevo) a FRD (vpravo) při relativní hustotě 70 %

Zhodnocení

Z rozboru Twist Twin struktury můžeme odvodit, že geometrie s konstantním průřezem a hladkými přechody bez náhlých geometrických změn, zajišťující vířivý tok může mít velmi výhodné vlastnosti předčící i známé TPMS struktury. Navržená Twist Twin geometrie má však velmi omezené výrobní možnosti a je tak aplikovatelná pouze na jednodušší případy rovinného proudění. Její geometrie však může sloužit jako inspirace pro vývoj nových periodických struktur s vyššími možnostmi výroby.

Závěrem lze říct, že provedené analýzy ukázaly opravdu výhodné vlastnosti Diamond struktury jak z pohledu vysokého poměru tepelného výkonu vůči tlakovým ztrátám, tak z pohledu výrobních možností a následné aplikovatelnosti. Z toho důvodu byla vybrána jako nejvhodnější pro aplikaci do tepelného výměníku. Zároveň se ukázalo, že je potřeba se na problematiku výběru nejvhodnější struktury podívat komplexněji. Nelze se spolehnout pouze na CFD analýzy struktur se stejnou geometrickou konfigurací, kde dle výsledků může Twist Twin struktura vykazovat nejvhodnější vlastnosti, ale při aplikaci do reálného tepelného výměníku již nemusí být tak výhodná z důvodu potřeby zmenšení její velikosti, a tím násobnému zvětšení počtu buněk pro zajištění větší teplosměnné plochy v rámci definovaného objemu. Změna relativní hustoty totiž způsobí navýšení tlakových ztrát a hmotnosti, a tím pádem klesne i původní poměr tepelného výkonu vůči tlakovým ztrátám.

5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH

5.1 Matematický model

Výpočet teplosměnné plochy – délky hrany buňky

Pro výpočet potřebné teplosměnné plochy, která by se vešla do definovaného objemu a přenesla zadaný tepelný výkon byl vytvořen matematický model, který dokáže určit potřebnou velikost hrany buňky k tomu, aby při vyplnění jádra tepelného výměníku touto buňkou došlo k přenosu zadaného výkonu. Matematický model vytvořený v software Matlab vychází z rovnice 1 uvedené v kap. 2.2.3 pro výpočet tepelného výkonu Q .

$$Q = A_s \cdot U \cdot \Delta T_{ln} \quad (1)$$

Tato rovnice je upravena pro výpočet potřebné teplosměnné plochy A_s k přenesení zadaného tepelného výkonu Q při definovaných teplotních spádech, vyjádřených středním logaritmickým teplotním rozdílem ΔT_{ln} dle rovnice 4.

$$A_s = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{ln}} \quad (21)$$

Součinitel prostupu tepla U nacházející se v rovnici můžeme rozepsat jako:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{h}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_C}} \quad (22)$$

Součinitel přestupu tepla α_H , α_C na straně horké a chladné tekutiny je vyjádřen v závislosti na bezrozměrném podobnostním Nusseltově čísle, viz rovnice 16, které zavádí do rovnice změnu součinitele přestupu tepla vzhledem k hydraulickému průměru. V následujících rovnicích bude uveden pouze výpočet pro horkou tekutinu, jelikož pro chladnou tekutinu jsou aplikovány stejné rovnice.

$$\alpha_H = \frac{Nu_H \cdot \lambda_H}{D_h} \quad (23)$$

kde Nu_H je Nusseltovo číslo horké tekutiny, λ_H je tepelná vodivost horké tekutiny ve $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$.

Nusseltovo číslo se mění v závislosti na Reynoldsově čísle. Rovnice je tedy dále upravena se zahrnutím této závislosti jako:

$$\alpha_H = \frac{C_{Nu1H} \cdot (Re)^{C_{Nu2H}} \cdot \lambda_H}{D_h} \quad (24)$$

kde C_{Nu1H}, C_{Nu2H} jsou konstanty závislosti Reynoldsova čísla na Nusseltově čísle pro horkou tekutinu.

Vyjádřením Reynoldsova čísla z rovnice 14 dostaneme vztah:

$$\alpha_H = \frac{C_{Nu1H} \cdot \left(\frac{v_{cellH}}{v_H} \cdot D_h \right)^{C_{Nu2H}} \cdot \lambda_H}{D_h} \quad (25)$$

kde v_{cellH} je rychlost proudění v jádru výměníku tepla v $m \cdot s^{-1}$ a v_H je kinematická viskozita horké tekutiny v $m^2 \cdot s^{-1}$.

Hledanou veličinou v rovnici je délka hrany, kterou budeme moci zadat v CAD software pro vytvoření jádra tepelného výměníku poskládaného z vybrané buňky o vypočítané délce hrany. Jak je zřejmé z rovnice 15, hydraulický průměr se mění vzhledem k velikosti buňky. Závislost změny hydraulického průměru na délce hrany buňky vyjádříme v rovnici pro výpočet α_H jako:

$$\alpha_H = C_{Nu1H} \cdot \left(\frac{v_{cellH}}{v_H} \right)^{C_{Nu2H}} \cdot \lambda_H \cdot (C_{Dh1} \cdot d + C_{Dh2})^{C_{Nu2H}-1} \quad (26)$$

kde C_{Dh1}, C_{Dh2} jsou konstanty závislosti hydraulického průměru na délce hrany, d je délka hrany v m.

Rychlost proudění v jádru výměníku závisí na vstupní rychlosti do výměníku a na průtočném průřezu jádra. Rychlost v jádře výměníku zjistíme přepočtem ze vstupní rychlosti pomocí rovnice kontinuity následovně:

$$v_{cellH} = \frac{S_{inH} \cdot v_{hexH}}{S_{poreH}} \quad (27)$$

kde S_{inH} je obsah vstupního otvoru horké tekutiny do výměníku v m^2 , v_{hexH} je rychlost horké tekutiny na vstupu do výměníku v $m \cdot s^{-1}$ a S_{poreH} je obsah průtočného průřezu horké tekutiny celým jádrem tepelného výměníku v m^2 .

Dosazení rovnice 27 do rovnice 26 tak dostaneme vztah:

$$\alpha_H = C_{Nu1H} \cdot \left(\frac{\frac{S_{inH} \cdot v_{hexH}}{S_{poreH}}}{v_H} \right)^{C_{Nu2H}} \cdot \lambda_H \cdot (C_{Dh1} \cdot d + C_{Dh2})^{C_{Nu2H}-1} \quad (28)$$

Obsah průtočného průřezu jádra tepelného výměníku zjistíme přepočtem z relativní hustoty buňky. Nejdříve vypočteme průřez jádra ze zadaných rozměrů výšky X a šířky Y , který následně vynásobíme poměrem pórovitosti struktury RA_{pore} . Tím získáme obsah průtočného průřezu a vzhledem k tomu, že průtočné dutiny jsou poměrově stejné pro obě tekutiny, tak tento obsah podělíme dvěma a tím získáme obsah průřezu pro jednu tekutinu.

$$S_{poreH} = \frac{X \cdot Y \cdot RA_{pore}}{2} \quad (29)$$

kde X , Y je šířka, respektive výška jádra výměníku v m a RA_{pore} je poměr pórovitosti struktury.

Poměr pórovitosti struktury vypočteme odečtením relativní hustoty struktury od 100% hustoty buňky. Relativní hustotu struktury vypočteme ze závislosti na délce hrany buňky. Výsledná rovnice pro výpočet průtočného průřezu horké tekutiny jádrem výměníku je:

$$S_{poreH} = \frac{X \cdot Y \cdot (1 - C_{R1} \cdot d^{C_{R2}})}{2} \quad (30)$$

kde C_{R1} , C_{R2} jsou konstanty závislosti relativní hustoty struktury na délce hrany d .

Dosazení rovnice 30 zpět do rovnice 28 dostaneme finální vztah pro výpočet součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_H = C_{Nu1H} \cdot \left(\frac{\frac{\frac{S_{inH} \cdot v_{hexH}}{X \cdot Y \cdot (1 - C_{R1} \cdot d^{C_{R2}})}}{2}}{v_H} \right)^{C_{Nu2H}} \cdot \lambda_H \cdot (C_{Dh1} \cdot d + C_{Dh2})^{C_{Nu2H}-1} \quad (31)$$

Rovnicí 31 vypočteme součinitel přestupu tepla pro horkou tekutinu v závislosti na změně délky hrany buňky. Stejným způsobem vypočteme i součinitel přestupu tepla pro chladnou tekutinu a dosadíme do rovnice 22 pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla. Rovnici 22 dosadíme do rovnice 21 a tím máme vyjádřen vztah pro výpočet potřebné teplosměnné plochy. Teplosměnná plocha se však mění taky v závislosti na délce hrany buňky. Proto je potřeba ještě upravit levou stranu rovnice, kde teplosměnnou plochu A_s si vyjádříme jako:

$$A_s = V_{core} \cdot C_{As1} \cdot d^{C_{As2}-3} \quad (32)$$

kde V_{core} je objem jádra tepelného výměníku v m^3 a C_{As1}, C_{As2} jsou konstanty závislosti velikosti teplosměnné plochy jedné buňky struktury vzhledem k délce její hrany.

Po dosazení vyjádřených proměnných A_s, α_H, α_C do rovnice 21 je výsledná rovnice ve zkráceném tvaru zapsána jako:

$$V_{core} \cdot C_{As1} \cdot d^{C_{As2}-3} = \frac{Q}{\frac{1}{\frac{1}{Nu_H \cdot \lambda_H} + \frac{1}{\lambda_s} + \frac{1}{Nu_C \cdot \lambda_C}} \cdot \Delta T_{ln}} \quad (33)$$

Všechny uvedené geometrické konstanty struktury závislé na délce hrany se mění s tloušťkou teplosměnné stěny struktury. Proto byl výpočtový model parametrizován tak, aby došlo v závislosti na zadané tloušťce stěny k přepočtu geometrických konstant struktury a dle nich byla počítána potřebná délka hrany neboli teplosměnná plocha.

Výsledná rovnice 33 slouží pro výpočet délky hrany jedné buňky struktury pro zajištění potřebné teplosměnné plochy v rámci definovaného objemu k přenesení požadovaného tepelného výkonu při specifikovaných teplotních spádech. Jedná se však o nelineární rovnici, ze které nelze vyjádřit hledanou délku hrany d . Proto převedeme pravou stranu rovnice na levou stranu, čímž vytvoříme funkci $f(d) = 0$ o proměnné d reprezentující délku hrany buňky.

Přibližnou hodnotu proměnné funkce určíme pomocí numerické metody bisekce, pro kterou musí platit, že $f(d)$ je spojitá na intervalu $\langle a, b \rangle$ a zároveň $f(a) \cdot f(b) < 0$ [30]. Hodnoty a, b jsou hranice intervalu, ve kterém se nachází kořen funkce, tedy námi hledaná délka hrany jedné buňky. Pro splnění výše popsaných podmínek je proto potřeba zadat realistický odhad rozmezí krajních bodů, ve kterém by se délka hrany jedné buňky měla nacházet. Po definování krajních bodů intervalu následně určíme jeho střed jako:

$$s_i = \frac{a_i + b_i}{2}, i = 0, 1, \dots, n \quad (34)$$

kde s_i je střed intervalu v m a a_i, b_i jsou krajní body intervalu v m.

Společně se středem intervalu odhadneme chybu řešení jako:

$$e_i = \frac{b_i - a_i}{2}, i = 0, 1, \dots, n \quad (35)$$

Dále pak postupujeme iterativně dle následujících rovnic, dokud odhadovaná chyba e_i neklesne pod stanovenou přesnost řešení ε .

$$f(a_i) \cdot f(s_i) < 0 \rightarrow a_{i+1} = a_i, b_{i+1} = s_i \quad (36)$$

$$f(s_i) \cdot f(b_i) < 0 \rightarrow a_{i+1} = s_i, b_{i+1} = b_i \quad (37)$$

Výpočet tedy zkonvertuje, jakmile bude splněna podmínka $e_i < \varepsilon$.

Výpočet tlakových ztrát

Tlakové ztráty jádra výměníku pro vypočtenou velikost buňky dle výše uvedených rovnic při zadané tloušťce teplosměnné stěny jsou vypočteny dle rovnice:

$$dp = C_{dp} \cdot Re^{C_{dpRe}} \cdot Dh^{C_{dpDh}} \cdot L \quad (38)$$

kde C_{dp} je konstanta závislosti tlakových ztrát na Reynoldsově čísle a hydraulického průměru, C_{dpRe} je exponenciální konstanta závislosti tlakových ztrát na Reynoldsově čísle, C_{dpDh} je exponenciální konstanta závislosti tlakových ztrát na hydraulickém průměru.

Vyjádřením Reynoldsova čísla a hydraulického průměru má finální rovnice tvar:

$$dp = C_{dp} \cdot \left(\frac{v_{cell}}{v} \right)^{C_{dpRe}} \cdot (C_{Dh1} \cdot d + C_{Dh2})^{(C_{dpDh} + C_{dpRe})} \cdot L \quad (39)$$

Tento výpočet tlakových ztrát uvažuje idealizovaný případ, kdy přes celou délku jádra tepelného výměníku proudí stejné množství tekutiny. Neuvažuje vliv pozice vstupních a výstupních otvorů, jejich změnu průtočného průřezu a s tím spojené nerovnoměrnosti proudění. Jedná se tedy pouze o přibližný odhad, který však umožňuje efektivně prozkoumat změny způsobené jinou geometrickou strukturou, změnou tloušťky stěny atd.

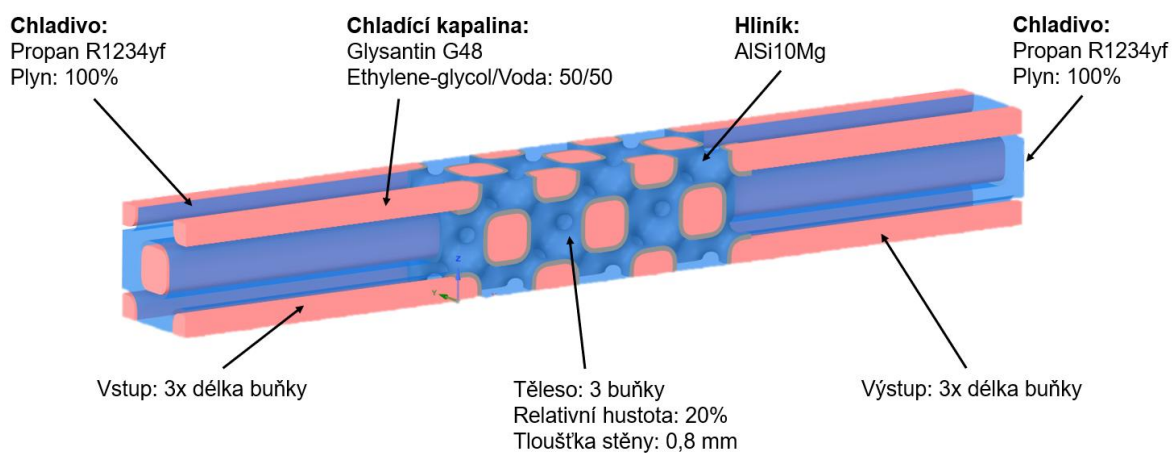
CFD výpočty pro matematický model

Uvedené konstanty závislosti Nusseltova čísla na Reynoldsově čísle v matematickém modelu, viz příloha P1, byly získány ze CFD simulací, které byly realizovány stejnou metodikou jako je uvedena v kapitole 4.4.1. Počítáno bylo s materiálem plynne i kapalně fáze chladiva R1234yf (2,3,3,3-tetrafluorpropen) a chladicí kapaliny Glystantin G48, tedy ethylen-glykolu ředěného s vodou v poměru 50:50 pro nalezení uvedených konstant horkého a chladného média. Chladivo R290 používané při porovnání struktur bylo nahrazeno za R1234yf z důvodů změn v možnosti experimentálního testování. Vzhledem k podobným fyzikálním vlastnostem obou chladiv však lze předpokládat, že tato změna by neovlivnila výběr nejlepší struktury.

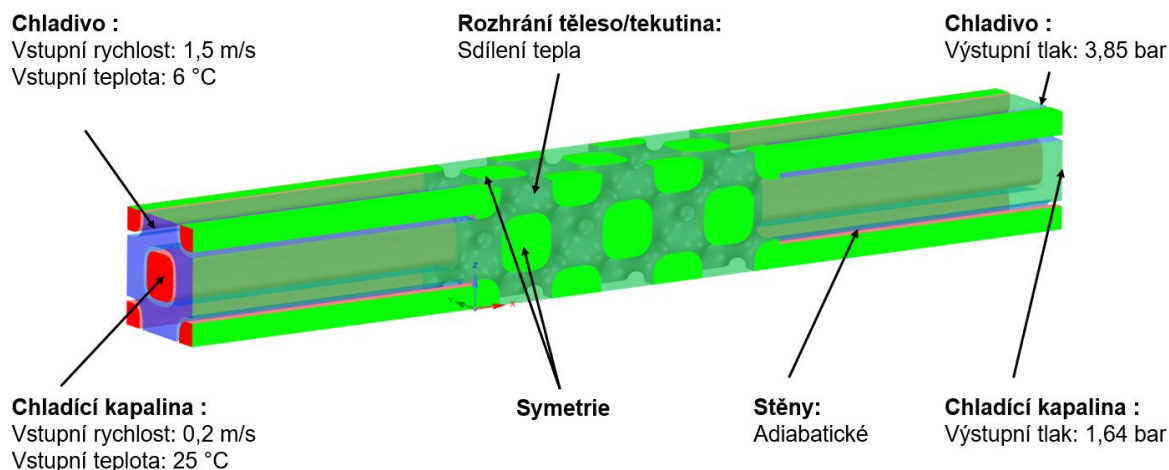
Kromě konstant výkonnostní parametrů získaných ze CFD analýz byly určeny také konstanty geometrických závislostí na délce hrany buňky. Grafy těchto závislostí pro Diamond strukturu s tloušťkou stěny 0,4-1 mm odstupňovány po 0,2 mm jsou uvedeny v příloze P3.

5.1.1 Validace matematického modelu bez fázové přeměny

Navržený matematický model byl validován se CFD simulacemi na třech případech buňky FRD. CFD simulace byly realizovány jako CHT analýza se zahrnutím chladicí kapaliny, plynného chladiva a pevné teplosměnné stěny, viz Obr. 5-1. Aplikované okrajové podmínky na validační CFD model jsou zobrazeny na Obr. 5-2.



Obr. 5-1 Validační CFD model



Obr. 5-2 Okrajové podmínky validačního CFD modelu

První případový model zahrnoval řadu buněk o relativní hustotě 20 % a konfiguraci 1x1x3 ve směru proudění. Druhý model byl totožný jako první, jen konfigurace zahrnovala šest buněk v řadu ve směru proudění, tedy 1x1x6. Poslední model byl sestaven z FRD buněk o relativní hustotě 40 % a konfigurace 1x1x3. Výsledky porovnání CFD simulací a navrženého matematického modelu jsou v Tab. 5-1.

Tab. 5-1 Výsledky porovnání CFD simulací s matematickým modelem

CFD Model	CFD		Mat. model		Odchylka
	Q [W]	ρ_r [%]	Q [W]	ρ_r [%]	ρ_r [%]
FRD RD20 1x1x3	77,5	20	77,5	21,1	5,2
FRD RD20 1x1x6	146,4	20	146,4	20,8	3,8
FRD RD40 1x1x3	23,1	40	23,1	42,1	4,9
Průměr					4,7

Validace byla realizována pro výpočet potřebné délky hrany buňky tak, že se nejdříve vypočetla CFD simulace případového modelu, ze které byl zjištěn tepelný výkon. Tento tepelný výkon společně s objemem jádra byl následně zadán do matematického modelu, který vypočetl, jaká délka hrany a relativní hustota struktury je potřeba pro zajištění potřebného tepelného výkonu v definovaném objemu. Průměrná odchylka všech tří případů dosahovalo 4,7 % oproti CFD simulacím, což lze považovat za velmi dobrou predikci.

Je však potřeba poznamenat, že tato odchylka může být nízká, jelikož data vložena do matematického modelu byla získána z metodicky stejného CFD modelu jako byl validační. V případě predikce délky hrany a relativní hustoty struktury pro celý výměník se tato odchylka může výrazně lišit.

5.1.2 Rozšíření matematického modelu o fázovou přeměnu

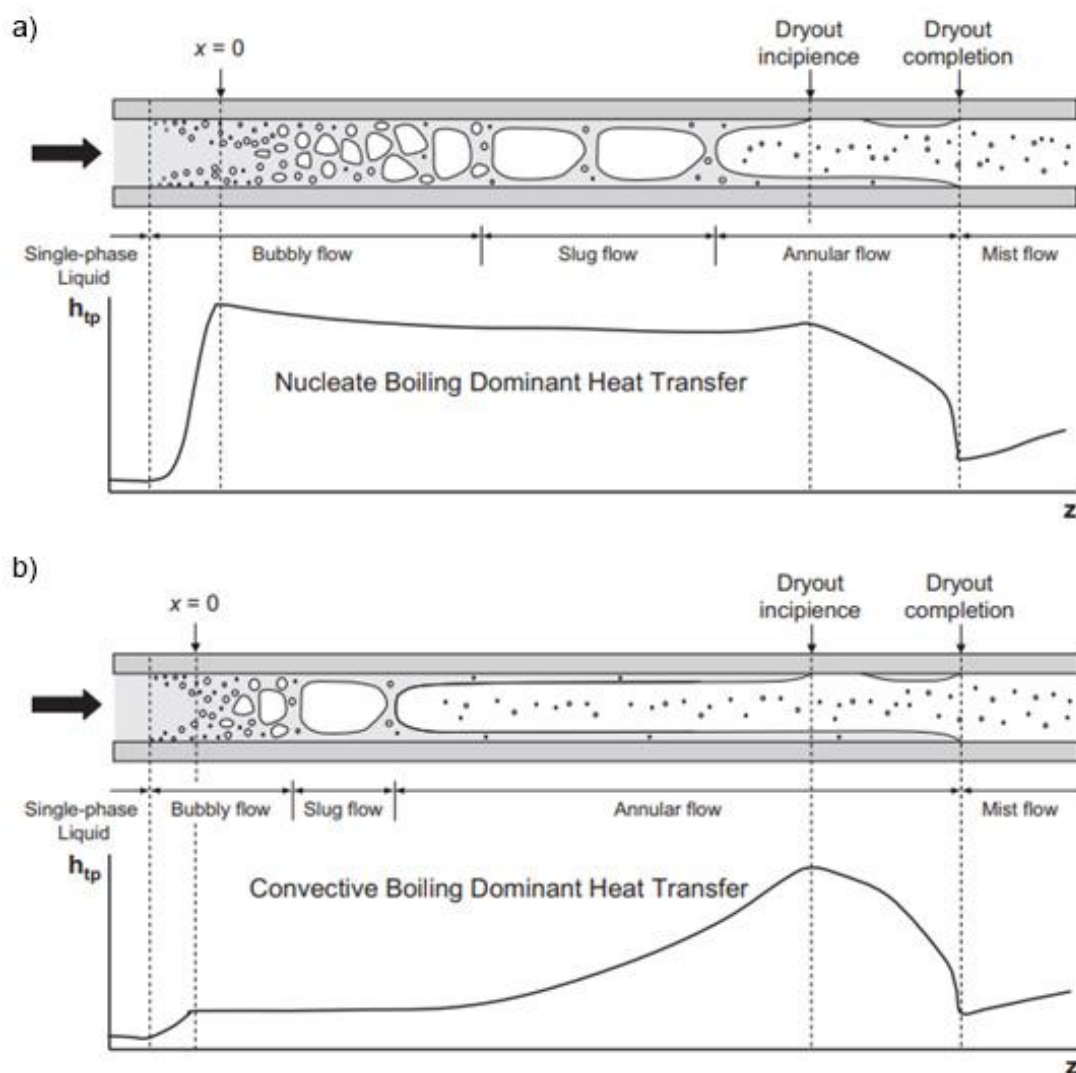
Výše uvedený matematický model je platný pro tekutiny s konstantními vlastnostmi po celé délce proudění tepelným výměníkem. Chladič je však navrhován dle podmínek referenční komponenty, kde je na vstupu chladná tekutina jako multifázové chladivo R1234yf o teplotě 6,38 °C ve hmotnostním poměru 74 % kapalina a 26 % plyn a na výstupu z něj je 100% přehřátá pára o teplotě 12 °C a více dle pracovních podmínek. V průběhu proudění chladiva tepelným výměníkem tak dojde k úplnému vypaření kapalné fáze a ohřátí plynné fáze. Při vypařování však dochází ke změně vlastností chladiva po celé délce proudění a tím pádem i ke změně součinitele přestupu tepla. Proto bylo nutné matematický model rozšířit o model přestupu tepla multifázové tekutiny tak, aby byl reflektován tento jev.

Původní rovnice pro výpočet potřebné teplosměnné plochy vycházející z LMTD metodiky byla rozdělena na latentní teplo Q_l potřebné k vypaření kapalné fáze a teplo potřebné k ohřátí plynné fáze tekutiny Q_o . Obě složky tepla pak mají specifické teplotní spády a součinitel prostupu tepla charakteristický pro přestup daného tepla. Nová rovnice pro výpočet potřebné teplosměnné plochy s uvažováním fázové přeměny je tedy definována jako:

$$As = \frac{Q_l}{U_m \cdot \Delta T_{ln,m}} + \frac{Q_o}{U_g \cdot \Delta T_{ln,g}} \quad (40)$$

kde Q_l , Q_o je latentní teplo, respektive teplo k ohřátí plynné fáze ve W, U_m a U_g je celkový součinitel prostupu tepla s multifázovým chladivem, respektive plynnou fází chladiva ve $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ a $\Delta T_{ln,m}$, $\Delta T_{ln,g}$ jsou střední logaritmičké teplotní rozdíly pro oblast proudění s multifázovým chladivem a oblast pouze s plynnou fází chladiva v K (°C).

Druhý člen rovnice reprezentující teplo k ohřátí plynné fáze je totožný s původním matematickým modelem, kde se počítá se součinitele přestupu tepla pouze plynné fáze chladiva. Zásadní změnou je první člen rovnice reprezentující latentní teplo a obsahující součinitel přestupu tepla multifázového chladiva. Ten se v případě vypařující tekutiny skládá ze dvou složek – nukleační a konvektivní. Konvektivní složka je stejně jako v případě plynné fáze způsobena prouděním, avšak kapalné fáze chladiva. Nukleační složka vzniká odpařováním malých bublinek na ohřívaném povrchu, které se následně přesouvají do středu proudu tekutiny, kde zanikají [31]. Tento jev způsobuje výrazné navýšení součinitele přestupu tepla, viz Obr. 5-3, kde je znázorněn průběh nukleační složky a konvektivní složky při vypařování tekutiny.



Obr. 5-3 Průběh (a) nukleační složky a (b) konvektivní složky souč. přestupu tepla multifázové tekutiny [31]

Z vykreslených složek součinitele přestupu tepla vypařující se tekutiny je vidět, že při nasycení kapalně fáze dojde ke skokovému nárůstu nukleační složky a až do počátečního bodu vysychání x_{crit} je přibližně konstantní. Za tímto bodem se nachází oblast, kde je část teplosměnné stěny pokryta kapalinou a část plynem, což způsobí pokles nukleační složky a po vypaření kapalně fáze se nukleační složka vytrácí a součinitel přestupu tepla je charakterizován pouze plynnou fází tekutiny. V případě konvektivní složky dochází od počátku nasycení kapalně k pozvolnému exponenciálnímu růstu směrem ke počátečnímu bodu vysychání. Za ním opět dochází k výraznému poklesu až do úplného vypaření kapalně fáze. K výpočtu součinitele přestupu tepla takto komplikovaného děje se v praxi často využívá odvozených empirických vztahů.

Proto byl do matematického modelu integrován univerzální empirický vztah dle autorů Sung-Min K. a Issam M. [31], kteří jej odvodili pro kruhový a čtvercový kanál na základě experimentálního pozorování více než 12 974 pracovních bodů se střední absolutní chybou 20,3 % pro různé kombinace tekutin, tlaků, rychlostí, hydraulického průměru, kvality páry atd. Rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla multifázové tekutiny je dle autorů definován jako:

$$\alpha_c = \sqrt{(\alpha_{cn}^2 + \alpha_{cc}^2)} \quad (41)$$

kde α_{cn} , α_{cc} je nukleační, respektive konvektivní složka součinitele přestupu tepla ve $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Nukleační a konvektivní složka jsou definovány rovnicemi:

$$\alpha_{cn} = \left[2345 \cdot \left(Bo \cdot \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,7} \cdot P_R^{0,38} \cdot (1 - x)^{-0,51} \right] \cdot \alpha_f \quad (42)$$

kde Bo je bezrozměrné varné číslo, P_H a P_F reprezentují ohřívanou plochu, respektive plochu v kontaktu s tekutinou v m^2 , P_R je bezrozměrný redukovaný tlak, x udává bezrozměrnou kvalitu páry a α_f je součinitel přestupu tepla kapalně fáze tekutiny ve $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

$$\alpha_{cc} = \left[5,2 \cdot \left(Bo \cdot \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,08} \cdot We_{fo}^{-0,54} + 3,5 \cdot \left(\frac{1}{x_{tt}} \right)^{0,94} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,25} \right] \cdot \alpha_f \quad (43)$$

kde We_{fo} je bezrozměrné Weberovo číslo, x_{tt} je bezrozměrný Lockhart-Martinelliho parametr, ρ_g a ρ_f udává hustotu plynné a kapalně fáze tekutiny v $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Součinitel přestupu tepla kapalně fáze α_f je vypočítán dle rovnice 31. Bezrozměrná čísla v konvektivní a nukleační složce jsou definovány dle rovnic:

$$Bo = \frac{q}{\dot{m}_{hex} \cdot h_{fg}} \quad (44)$$

kde $\dot{m}_{hex}$ je hmotnostní tok v $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a h_{fg} je latentní teplo odpařování v $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

$$P_R = \frac{P}{P_{crit}} \quad (45)$$

kde P je pracovní tlak tekutiny v Pa a P_{crit} je kritický tlak tekutiny v Pa.

$$Re_f = \frac{\dot{m}_{hex} \cdot (1 - x) \cdot D_h}{\mu_f} \quad (46)$$

kde μ_f je dynamická viskozita kapalně fáze tekutiny v $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

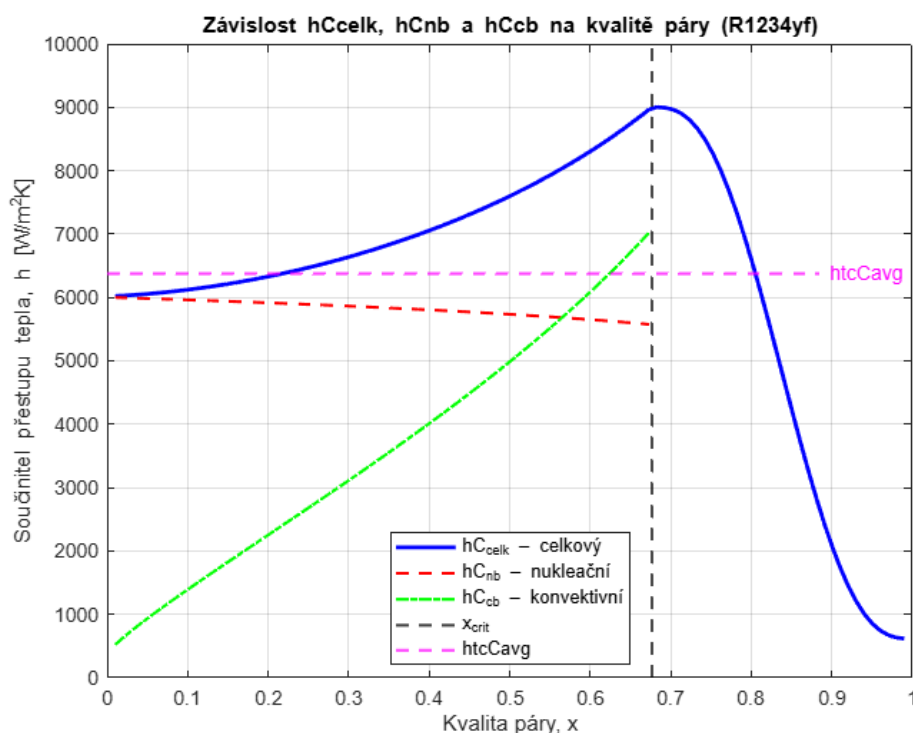
$$We_{fo} = \frac{\dot{m}_{hex}^2 \cdot D_h}{\rho_f \cdot \sigma} \quad (47)$$

kde σ je povrchové napětí kapalně fáze tekutiny v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$.

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,5} \quad (48)$$

kde μ_g je dynamická viskozita plynné fáze tekutiny v $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

Výše uvedená rovnice 41 pro výpočet součinitele přestupu tepla multifázové tekutiny je však platná pouze pro oblast mezi nasycenou kapalinou a počátečním bodem vysychání. Oblast za tímto bodem není vlivem nerovnoměrného pokrytí stěny jednou tekutinou jednoduše počitatelná. Proto matematický model vypočítá součinitel přestupu tepla multifázového chladiva po tomto bod a za ním pokračuje klesající polynomicou funkcí druhého řádu, která je spojena se součinitelem přestupu tepla plynné fáze v místě syté páry, čímž modeluje chování součinitele přestupu tepla chladiva za počátečním bodem vysychání, viz Obr. 5-4. Průměrováním celkového součinitele přestupu tepla multifázové tekutiny (modrá křivka) v celém rozsahu kvality páry pak dostaneme hodnotu, která je dosazena do rovnice 22 za α_c .



Obr. 5-4 Graf průměrovaného součinitele přestupu tepla multifázové tekutiny

Výpočet počátečního bodu vysychání je odvozen empiricky se střední absolutní chybou 12,5 % podle stejných autorů jako pro součinitel přestupu tepla multifázové tekutiny. Výsledná rovnice je definována jako [32]:

$$x_{crit} = 1,4 \cdot We_{fo}^{0,03} \cdot P_R^{0,08} - 15 \cdot \left(Bo \cdot \frac{P_H}{P_F}\right)^{0,15} \cdot Ca^{0,35} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0,06} \quad (49)$$

kde Ca je bezrozměrné kapilární číslo.

$$Ca = \frac{\mu_f \cdot \dot{m}_{hex}}{\rho_f \cdot \sigma} \quad (50)$$

Matematický model rozšířený o fázovou přeměnu byl následně validován pro referenční chladič. Z experimentálně naměřených dat byly vyžity vstupní a výstupní data. Následně byla vyřezána periodicky se opakující struktura jádra referenčního deskového chladiče, pro kterou byly vypočteny CFD analýzy a získány potřebné geometrické konstanty závislosti na délce hrany. Referenční tepelný výměník není však plně vyplněn periodicky se opakující strukturou v celém svém objemu, s čímž však matematický model neuvažuje. Proto byla validace založena na velikosti teplosměnné plochy, která vyšla při uvažování plně vyplněným definovaným objemem jádra výměníku periodicky se opakující strukturou. Výpočtový model ukazoval potřebou velikost teplosměnné plochy pro zadané vstupní parametry $0,428 \text{ m}^2$, oproti skutečným $0,431 \text{ m}^2$, což je odchylka menší než 1 %. Validace proběhla taky pro predikci tlakových ztrát, kde byl naopak uvažován definovaný objem jádra jako plně vyplněný buňkou o skutečné velikosti. V takovémto případě byly vypočtené tlakové ztráty přibližně o 20 % nižší oproti skutečně naměřeným pro okruh chladicí kapaliny což je dáno zanedbáním vlivu vstupních/výstupních otvorů a tvarem toku do písmene U. Predikce tlakových ztrát pro vypařující se multifázové chladivo nefunguje správně jak při uvažování plyných, tak kapalných vlastností. Z toho důvodu nebudou tlakové ztráty chladiva dále uvažovány a bude potřeba se na tuto problematiku zaměřit v dalším vývoji.

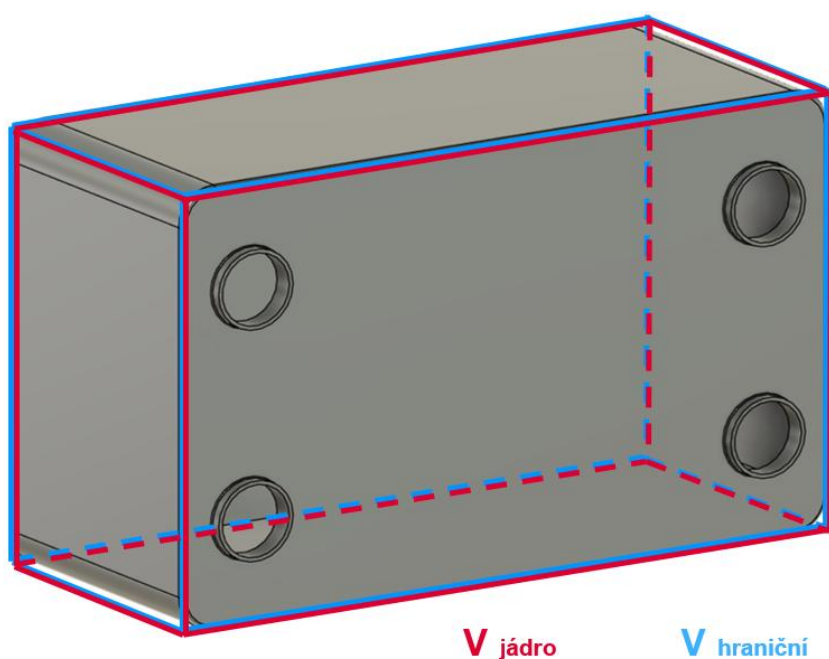
5.2 Určení tvarů, rozměrů a materiálů

5.2.1 Určení tvaru těla výměníku

Tvarování těla tepelného výměníku může ovlivnit nejenom jeho tepelný výkon, ale výrazněji taky celkové tlakové ztráty a spolehlivost. Proto byly uvažovány dvě koncepce tvaru těla chladiče a vstupních, respektive výstupních otvorů.

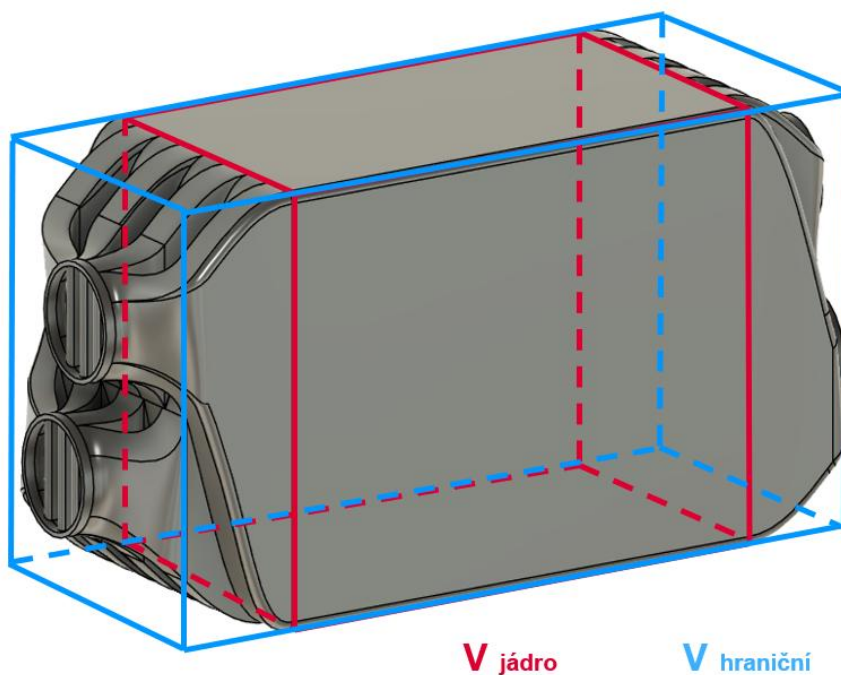
V prvním případě tepelný výměník zachovává kvádrovitý tvar referenční komponenty se zaoblenými rohy a vstupními/výstupními otvory kolmými na směr proudění, viz Obr. 5-5. Celý vnitřní prostor je vyplněn teplosměnnou strukturou a je tak maximálně využit prostor pro výměnu tepla. Nevýhodou tohoto řešení může být vyšší míra nerovnoměrného proudění kolem otvorů a uvnitř jádra chladiče a tím snížení jeho efektivity.

Kolmá orientace otvorů na směr proudění navíc způsobuje vysoký odpor proti prodění, což má za následek výrazné zvýšení tlakových ztrát.



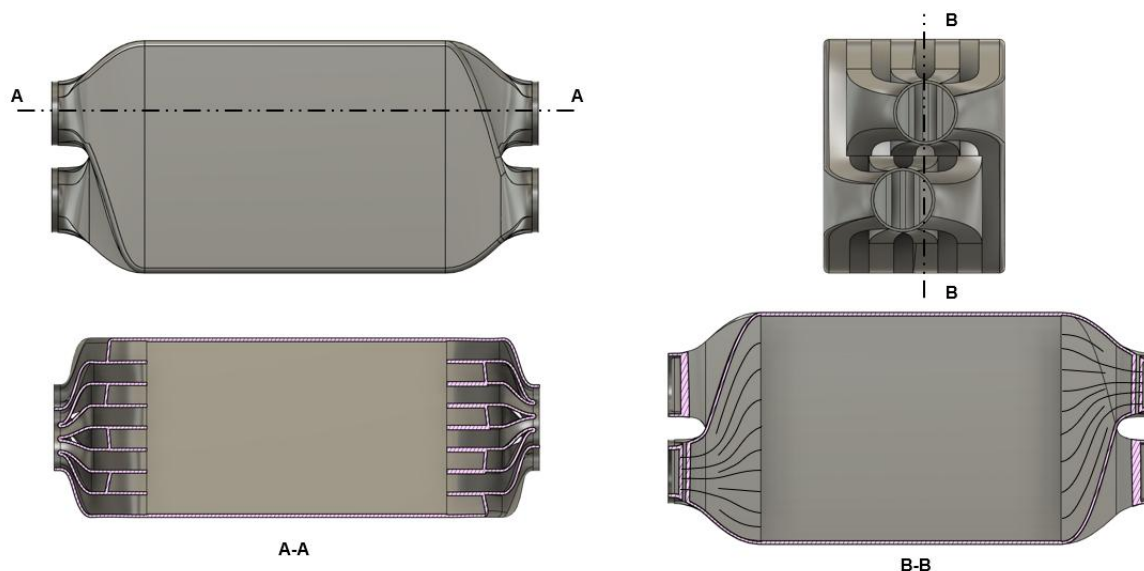
Obr. 5-5 Referenční tepelný výměník

Proto byla navržena druhá koncepce tepelného výměníku s plynule rozvětvenými vstupními a výstupními kanály, viz Obr. 5-6. Příruby umožní rovnoměrnou distribuci tekutiny, čímž zvýší efektivitu přestupu tepla a zároveň by mělo dojít ke snížení tlakových ztrát díky plynulému proudění bez větších záhybů.



Obr. 5-6 Předběžný návrh tep. výměníku s rozvětvenými vstupními kanály

Příruby se větví ze vstupního otvoru do čtyř kanálů, které jsou připojeny na čele jádra chladiče. Jednotlivé kanály pro teplou a studenou tekutinu se vzájemně střídají, a navíc jsou uvnitř vyplněny stěnami rovnoměrně rozvádějící tekutinu, viz řez B-B na Obr. 5-7. Toto konstrukční řešení by mělo zajistit rovnoměrnou distribuci obou tekutin do jádra tepelného výměníku a tím maximalizovat jeho efektivitu.



Obr. 5-7 Ortografické pohledy a řezy druhou variantou tepelného výměníku

Rozvětvené příruby se však musí vměstnat do hraničního objemu stavebního prostoru, což ve výsledku vede ke zmenšení jádra tepelné výměníku, a tedy teplosměnné plochy v případě zachování původní geometrické struktury. Pro zajištění stejné teplosměnné plochy v menším objemu by bylo zapotřebí zmenšení buněk navyšující relativní hustotu jádra, což by nakonec vedlo i k navýšení tlakových ztrát. Obě uvažované varianty jádra chladiče byly proto porovnány prostřednictvím navrženého matematického modelu, který umožňuje efektivně posoudit parametry výsledného jádra tepelného výměníku. Výsledky pro obě koncepce řešení jsou shrnuty v Tab. 5-2.

Tab. 5-2 Porovnání parametrů chladiče s koncepcí redukovaného a plného jádra

Typ jádra chladiče	Velikost buňky [mm]	Relativní hustota [%]	Počet buněk [-]	Teplosměnná plocha [m ²]	Hmotnost [kg]	Tlak. ztráty G48 [Pa]
Redukované jádro	6,73	37,4	1774	0,281	0,545	2791
Plné jádro	10,6	23,9	663	0,273	0,512	2532

Jak je vidět z výsledků, varianta s větvenými přírubami a redukováným jádrem potřebuje pro přenos zadaného výkonu buňku Diamond o velikosti 6,73 mm a relativní hustotě 37,4 %, což vede k navýšení tlakových ztrát o 10 % u chladicí kapaliny oproti první koncepci, kde struktura Diamond plně pokrývající stavební prostor potřebuje velikost buňky pouze 10,6 mm o relativní hustotě 23,9 % při tloušťce stěny struktury 0,8 mm. Kromě vyšších tlakových ztrát je taky vyšší hmotnost o 6 % u varianty s redukováným jádrem vlivem vyšší relativní hustoty buňky oproti variantě s plným jádrem.

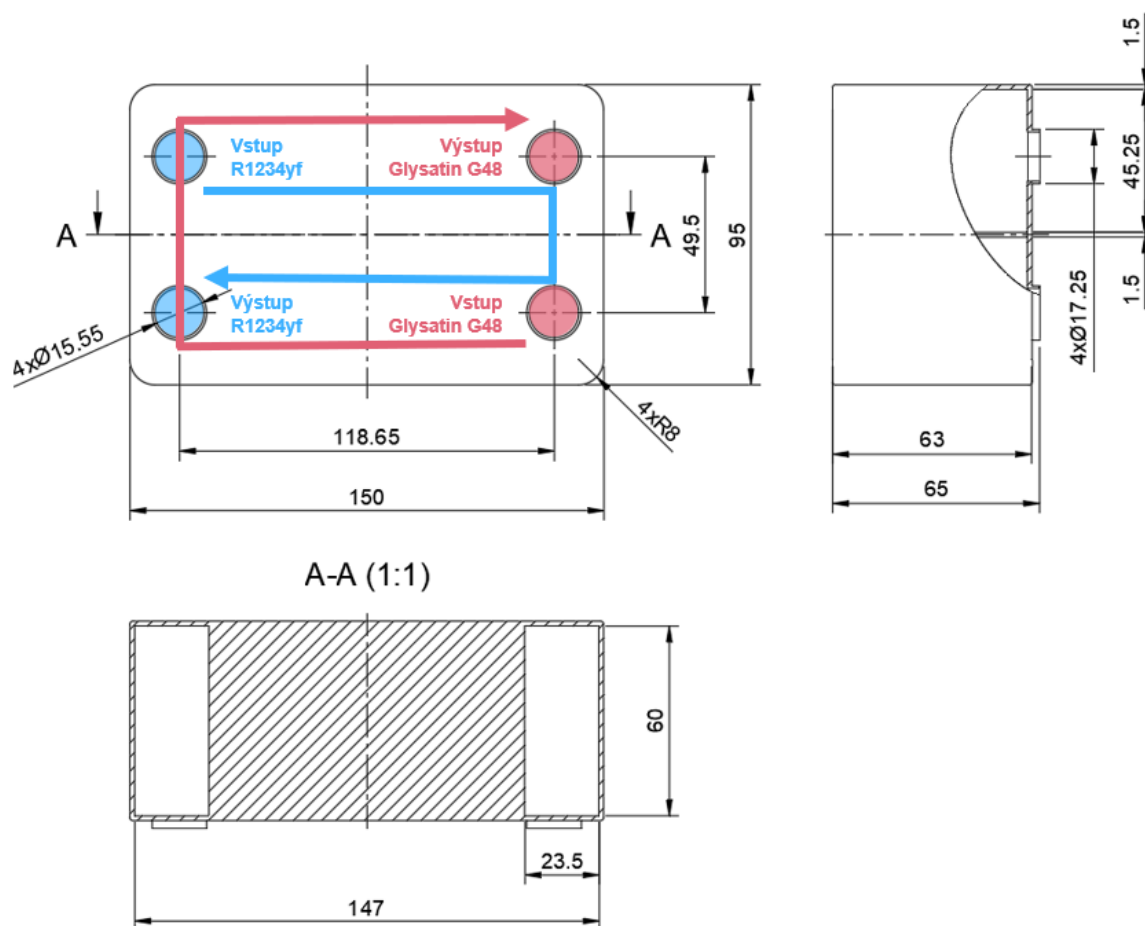
Je však potřeba poznamenat, že se jedná pouze o orientační výpočet, který staví na hodnotách ze zjednodušených CFD modelů a v obou případech uvažuje rovnoměrné proudění celou strukturou, což teoreticky odpovídá pouze druhé koncepci s rozvětvenými přírubami rovnoměrně distribuující tekutinu do jádra chladiče. V první koncepci z důvodu nezahrnutí vlivu pozice otvorů a nerovnoměrnosti proudění strukturou je potřeba počítat s větší odchylkou od skutečnosti. Podrobnější validace jednotlivých případů je však nad rámec této práce a může být předmětem dalšího výzkumu.

I přes výše uvedené zjednodušení je k dalšímu rozpracování vybrána první varianta z důvodu maximálního vyplnění stavebního prostoru teplosměnnou plochou a následně přímé porovnatelnosti s referenčním chladičem.

5.2.2 Základní rozměry tepelného výměníku

Tělo tepelného výměníku zachovává stejné rozměry jako referenční chladič, kde na délku měří 150 mm, na šířku 95 mm a na výšku 65 mm, viz Obr. 5-8.

Uvnitř těla je zachována taky středová přepážka dělicí od sebe dvě tekutiny a zajišťující tvar toku do písmene U. Vnější stěny, včetně středové přepážky mají tloušťkou 1,5 mm pro zajištění spolehlivé těsnosti a vyšší strukturální pevnosti. Prostor mezi vnějšími stěnami a středovou přepážkou je vyplněn Diamond strukturou, jejíž detailní návrh je popsán v kap. 6.1.



Obr. 5-8 Základní rozměry chladiče

5.2.3 Použité materiály

Materiál tepelného výměníku

Konstrukce výměníku bude vyrobena z podeutektické hliníkové slitiny $AlSi_{10}Mg$. Jedná se o nejpoužívanější hliníkovou slitinu v kovové aditivní výrobě, která se jinak běžně využívá ve slévárenství. Slitina má nízkou hustotu a zároveň vysokou pevnost, což ideální kombinace vlastností pro použití v automobilovém či leteckém průmyslu. Z technologického hlediska je dobře obrobitelná a svařitelná, díky čemuž je následný post-processing vyrobených dílů jednodušší. Vlastnosti hliníkové slitiny $AlSi_{10}Mg$ jsou uvedeny v Tab. 5-3.

Tab. 5-3 Vlastnosti hliníkové slitiny $AlSi_{10}Mg$ [33]

Materiál	Hustota [$kg \cdot m^{-3}$]	Smluvní mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]	Youngův modul pružnosti [GPa]	Měrná tep. kapacita [$J \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}$]	Tepelná vodivost [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
$AlSi_{10}Mg$	2670	220 ± 20	340 ± 20	70 ± 10	871	136

Tato hliníková slitina je pro navrhovaný tepelný výměník využita především z důvodu dostupných procesních parametrů pro aditivní výrobu, a taky z důvodu porovnatelnosti navrženého tepelného výměníku s referenční chladicí, který je vyroben z hliníkové slitiny, jejíž přesné vlastnosti však nejsou k dispozici.

Vlastnosti pracovních látek

Jako chladivo je použit 2,3,3,3-tetrafluorpropen (R1234yf), který vykazuje dobré termodynamické vlastnosti. Jedná se o plyn s nižším potenciálem globálního oteplování a poškozováním ozónové vrstvy, což je zásadní pro snížení negativních vlivů na životní prostředí při jeho úniku do atmosféry.

Pro chladicí kapalinu je použita směs ethylen-glykolu ředěná s vodou v poměru 50:50, prodávající se pod obchodním názvem Glystantin G48. Přednostní této chladicí směsi je vysoká tepelná vodivost a měrná tepelná kapacita, což společně s bodem tuhnutí $-38\text{ }^{\circ}\text{C}$, bodem varu $165\text{ }^{\circ}\text{C}$ a antikorozními přísadami z ní dělá ideální kapalinu v chladicích zařízeních. Vlastnosti použitého chladiva a chladicí kapaliny jsou uvedeny v Tab. 5-4.

Tab. 5-4 Vlastnosti chladiva R1234yf a chladicí kapaliny Glystantin G48

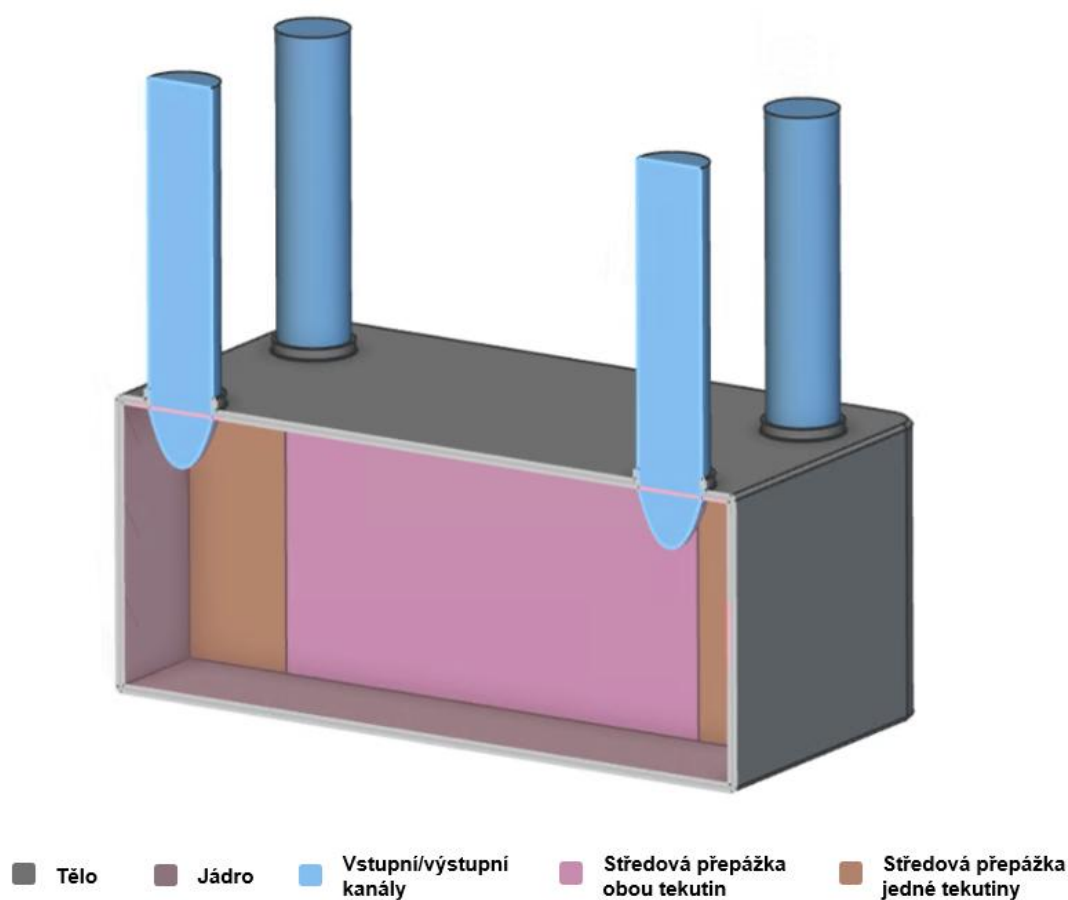
Materiál	Hustota [kg·m⁻³]	Dynamická viskozita [Pa·s]	Měrná tep. kapacita [J·Kg⁻¹·K⁻¹]	Tepelná vodivost [W·m⁻¹·K⁻¹]
R1234yf (plyn)	21,7	0,0000116	954,69	0,01216
R1234yf (kapalina)	1155,9	0,0001826	1313,3	0,06940
Glystantin G48	1074,7	0,00402	3419,4	0,36755

6 DETAILNÍ NÁVRH

6.1 Konstrukční řešení

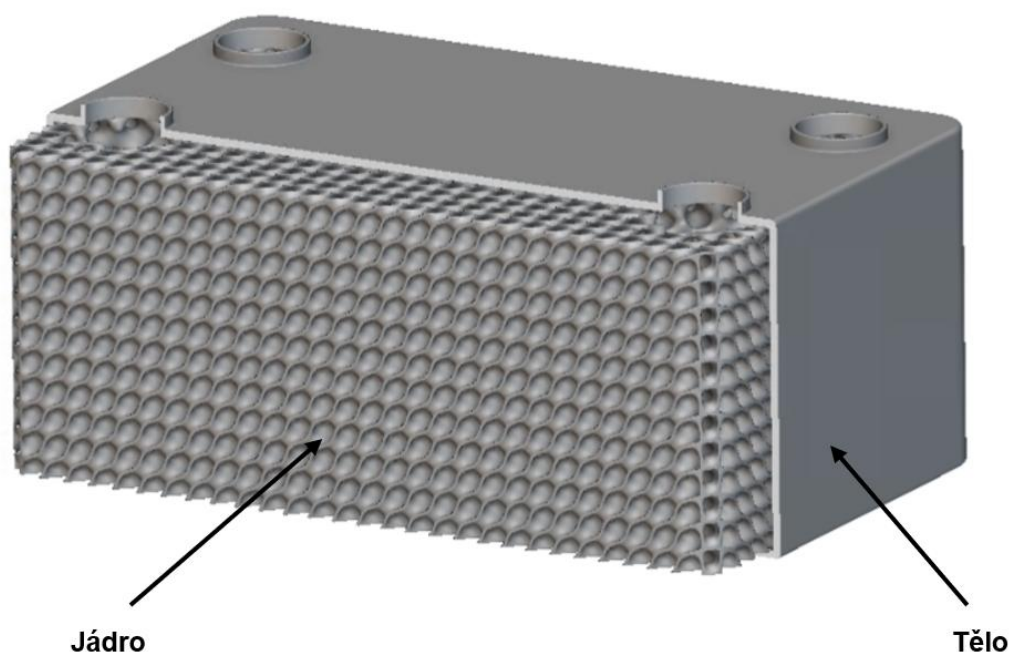
6.1.1 Proces návrhu tepelného výměníku

Tělo tepelného výměníku zobrazeno na Obr. 5-8 bylo navrženo v CAD software Fusion 360 pomocí objemového modelování reprezentovaného tzv. B-rep tělesy. Zde došlo kromě vymodelování samotného těla také k vytvoření těles jádra výměníku, středových přepážek oddělujících toky a vstupních/výstupních kanálů s paraboloidním zakončením, viz Obr. 6-1.



Obr. 6-1 Sestava B-rep těles importovaná do nTop

Tato sestava těles byla následně importována do software nTop, kde došlo k převedení B-rep těles na implicitní geometrii reprezentovanou distančními poli. Zde těleso jádra výměníku sloužilo jako obálková geometrie pro vytvoření Diamond struktury, která byla následně booleovskými operacemi sloučena s tělem výměníku, viz Obr. 6-2.



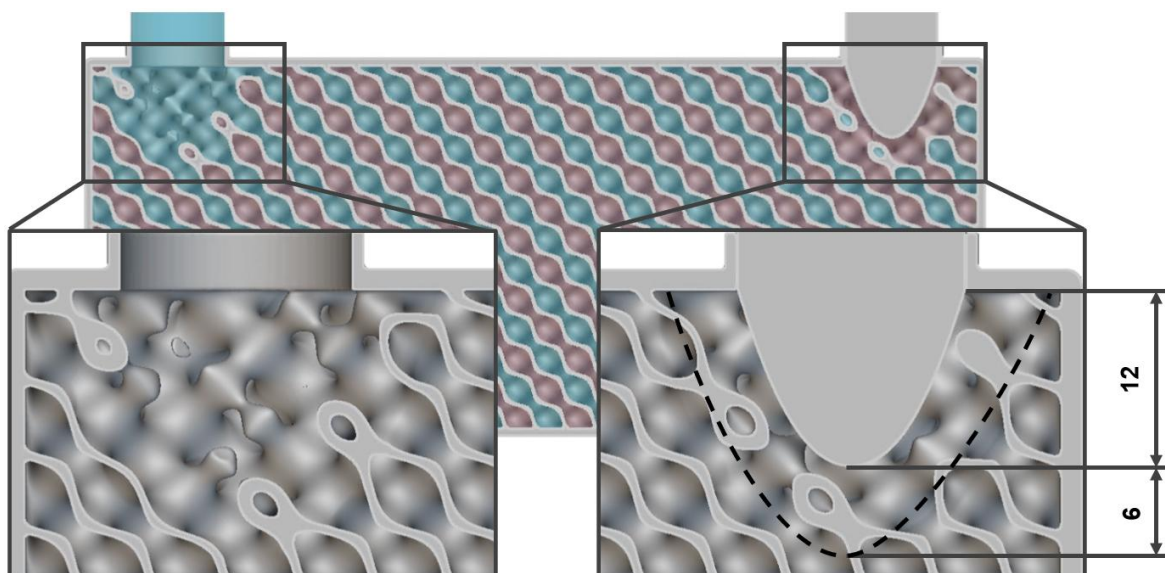
Obr. 6-2 Sloučení implicitního geometrie těla a strukturovaného jádra výměníku v nTop

6.1.2 Optimalizace jádra tepelného výměníku

Diamond struktura jádra výměníku byla optimalizována ve dvou oblastech pro snížení tlakových ztrát. Prvním místem jsou vstupní/výstupní otvory a druhým přepážky zajišťující tok obou tekutin do tvaru písmene U.

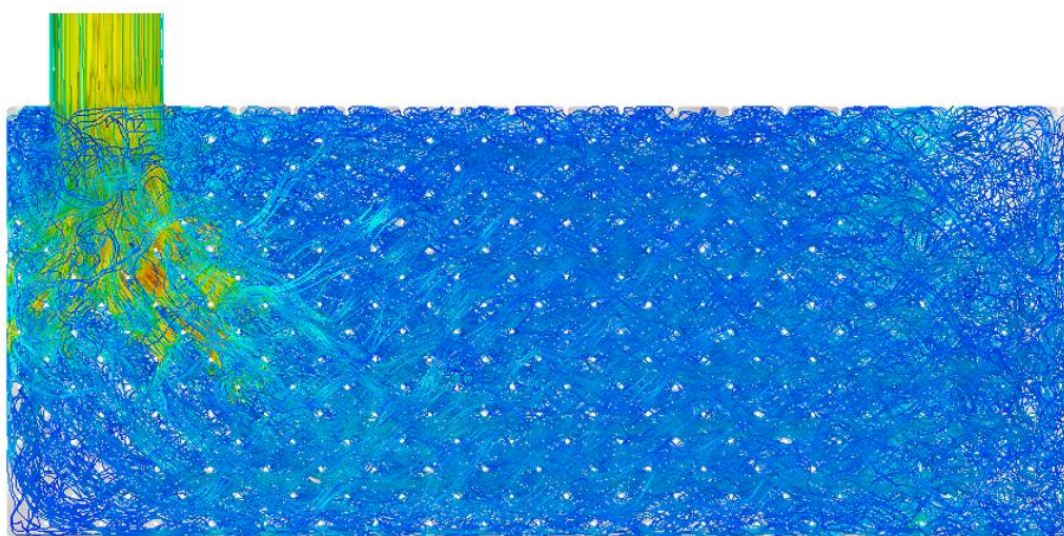
Vstupní a výstupní otvory

Jádro výměníku vyplněné Diamond strukturou v okolí vstupních/výstupních otvorů je tvarováno do paraboloidu jehož vrchol je vzdálený 12 mm od vnitřní hrany otvoru. Toto tvarování vzniklo odečtením vstupních/výstupních kanálů s paraboloidním zakončením od struktury jádra. Struktura skládající se ze dvou oddělených dutin gradientním posunem střední plochy uzavírá kolem paraboloidních otvorů ve vzdálenosti 6 mm dutinu nevstupující, respektive nevystupující tekutiny, viz Obr. 6-3. Díky tomu je maximalizována vstupní, respektive výstupní plocha, což vede k plynulejšímu proudění tekutiny a snížení tlakových ztrát.



Obr. 6-3 Gradientní zaslepení jedné dutiny struktury kolem vstupního otvoru

K ověření funkčnosti optimalizované struktury na vstupu a výstupu byla provedena CFD analýza na principu voxelové sítě v software Ansys Discovery pro plynnou fázi chladiva. Proudnice plynné fáze chladiva na vstupu do chladiče jsou zobrazeny na Obr. 6-4.

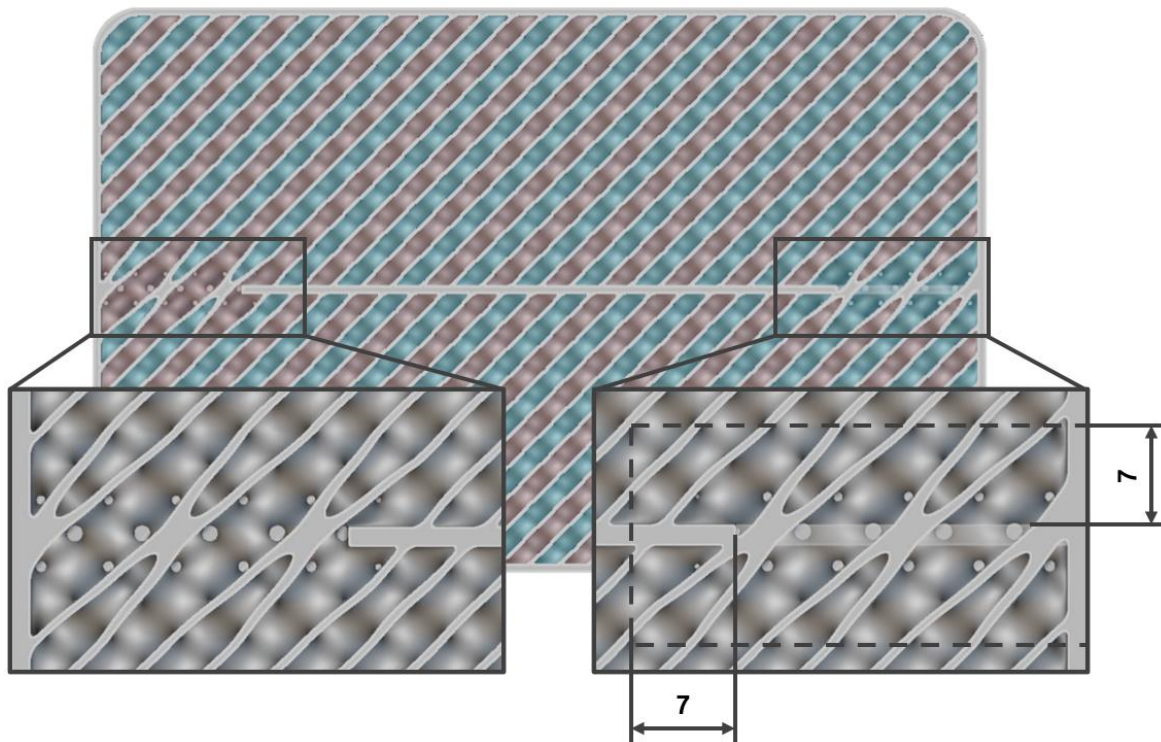


Obr. 6-4 Proudnice rychlosti kolem optimalizovaného vstupního otvoru

Ze CFD analýzy vyplynulo, že optimalizovaná struktura v okolí vstupních otvorů může snížit tlakové ztráty až o 80 % oproti rovným záslepkám struktury. Jedná se však pouze o orientační hodnotu, protože CFD simulace v Ansys Discovery počítající s voxelovou sítí nedosahují vysoké přesnosti. Tyto simulace však byly dostatečné pro ověření funkčnosti provedené optimalizace. Pro přesnější výsledky by bylo nutné provést CFD simulace metodou konečných objemů, které však vyžadují vyšší výpočetní a časovou náročnost, a proto od nich bylo v této fázi upuštěno.

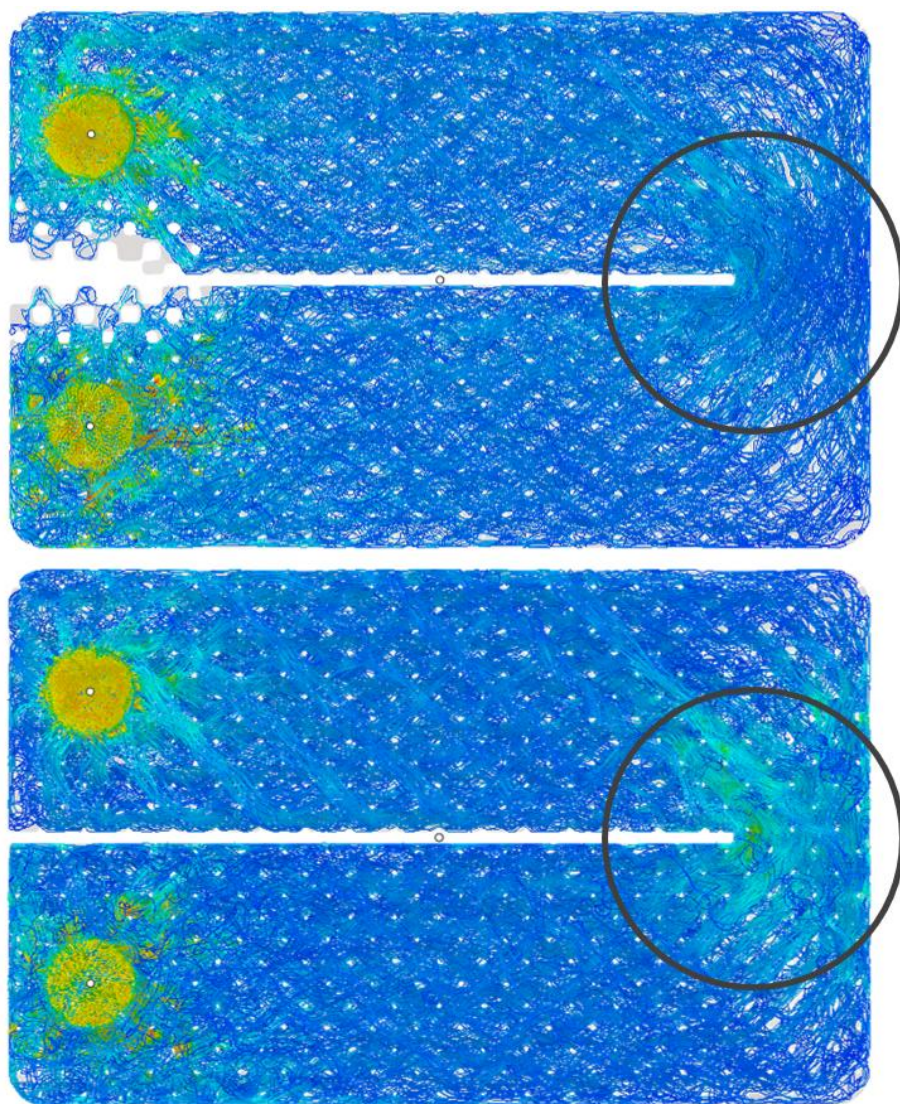
Přepážky toku

Optimalizace struktury v místě středových přepážek byla opět provedena gradientním posunem střední plochy struktury ve vzdálenosti 7 mm od krajní středové přepážky. Tím došlo na jedné straně jádra k uzavření jednoho toku a zvětšení průtočné plochy druhého toku tak, aby se zvětšená průtočná plochy rovnala průtočné ploše ve středu jádra tepelného výměníku, viz Obr. 6-5. Na protilehlé straně výměníku byl následně proveden totožný postup pro druhou tekutinu tak, aby obě tekutiny proudily ve tvaru písmene U.



Obr. 6-5 Gradientní zaslepení jedné dutiny struktury kolem středové přepážky

Touto úpravou struktury došlo k rovnoměrnější rychlosti proudění přes celé jádro výměníku a tím snížení tlakových ztrát až o 10 %. Tato hodnota je však opět pouze orientační z důvodu CFD analýz provedených v Ansys Discovery. Proudnice rychlosti optimalizované gradientní struktury oproti neměnné struktuře s integrovanými rovnými přepážkami jsou porovnány na Obr. 6-6.



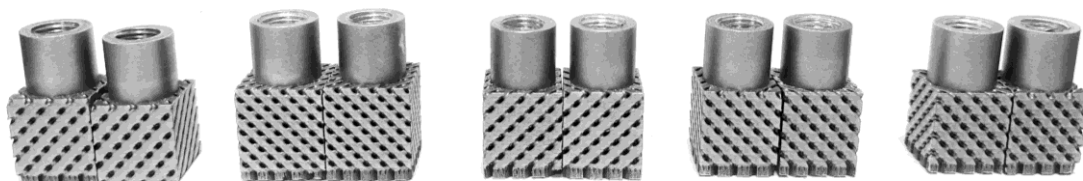
Obr. 6-6 Proudnicí rychlosti přes optimalizovanou gradientní přepážku (nahore) a rovnou přepážku (dole)

Z horního obrázku je patrný vliv optimalizované struktury zajišťující rovnoměrnější rychlost proudění přes celé jádro chladiče.

6.1.3 Testování těsnosti struktury

Pro zajištění maximální efektivity přestupu tepla a snížení tepelného odporu je vhodné, aby teplosměnná stěna byla co možná nejtenčí. Aditivní technologie LPBF má však své limity vyrobitelnosti tenkostěnných konstrukcí. Tyto limity se liší v závislosti na materiálu kovového prášku, procesních parametrech, výrobním stroji a geometrii vyráběném objektu. Dle studií z rešerše nelze jednoznačně určit jakou nejtenčí stěnu Diamond struktury je možné vyrobit pro zajištění těsnosti pracovních médií, protože každá studie je prováděna při jiných výrobních a testovacích podmínkách. Proto byly navrženy a vyrobeny vzorky těsnosti, které by ověřili těsnost Diamond struktury pro pracovní a výrobní podmínky odpovídající finálnímu tepelnému výměníku.

Celkem bylo testováno deset vzorků v pěti různých provedeních. Jednalo se o kubicky mapovanou Diamond strukturu o velikosti buňky 4,8-5,6 mm (lišící se dle tloušťky stěny) a tloušťkou stěny 0,4-0,8 mm odstupňovanou po 0,1 mm s tím, že pro každou tloušťku byly testovány dva vzorky, viz Obr. 6-7.



Obr. 6-7 Vzorky testované na těsnost

Testovací vzorky jsou konstruovány tak, že jedna dutina struktury je po stranách zaslepena a druhá otevřena. Do zaslepené dutiny je přes hrdlo se závitem vháněn vzduch o tlaku 7 bar, viz Obr. 6-8, což je dostatečně konzervativní hodnota vzhledem k pracovnímu tlaku chladiče odpovídající 4 barům. Vzorky, u kterých nedojde ke tvorbě vzduchových bublin při ponoření do vody, lze považovat za těsné pro testovaný tlak 7 bar.

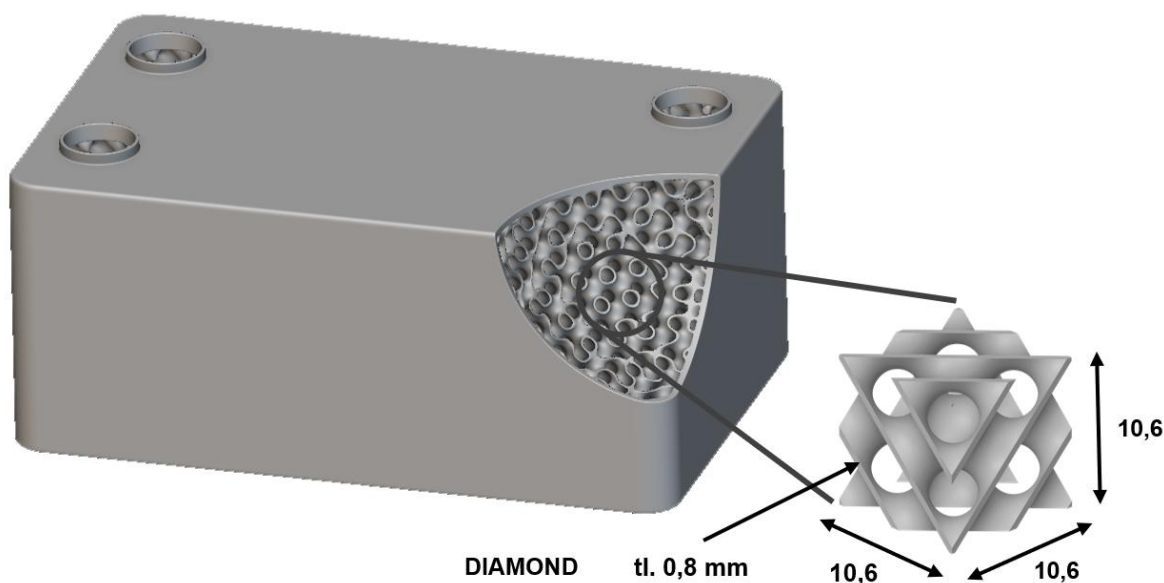


Obr. 6-8 Tlakování vzorků (vlevo) a vadný netěsnící vzorek (vpravo)

Testem těsnosti prošlo celkem devět z deseti vzorků. Jediný vzorek, který netěsnil byl s tloušťkou 0,5 mm. Z výsledků lze tedy usoudit, že můžeme spolehlivě vyrábět Diamond strukturu s tloušťkou stěn vyšší než 0,5 mm, což je minimální hodnota doporučovaná jak studiemi, tak výrobci kovových prášku pro 3D tisk [27] [28].

6.1.4 Finální rozměry struktury

Finální tvarování těla chladiče včetně vstupních/výstupních otvorů zachovává koncepci referenční komponenty. Celý vnitřní prostor je vyplněn Diamond strukturou ve dvou provedeních. V prvním případě s tloušťkou stěny 0,8 mm, délkou hrany 10,6 mm a teplosměnnou plochou 0,27 m², viz Obr. 6-9, a v druhém případě s tloušťkou stěny 1 mm, délkou hrany 10,9 mm a teplosměnnou plochou 0,26 m². Výpočet délky hrany jedné buňky struktury realizovaný navrženým matematickým modelem vycházel ze vstupní/výstupní teploty pracovních látek, vstupní/výstupní entalpie chladiva a hmotnostního průtok obou látek, které byly získány z experimentálního měření referenční komponenty.

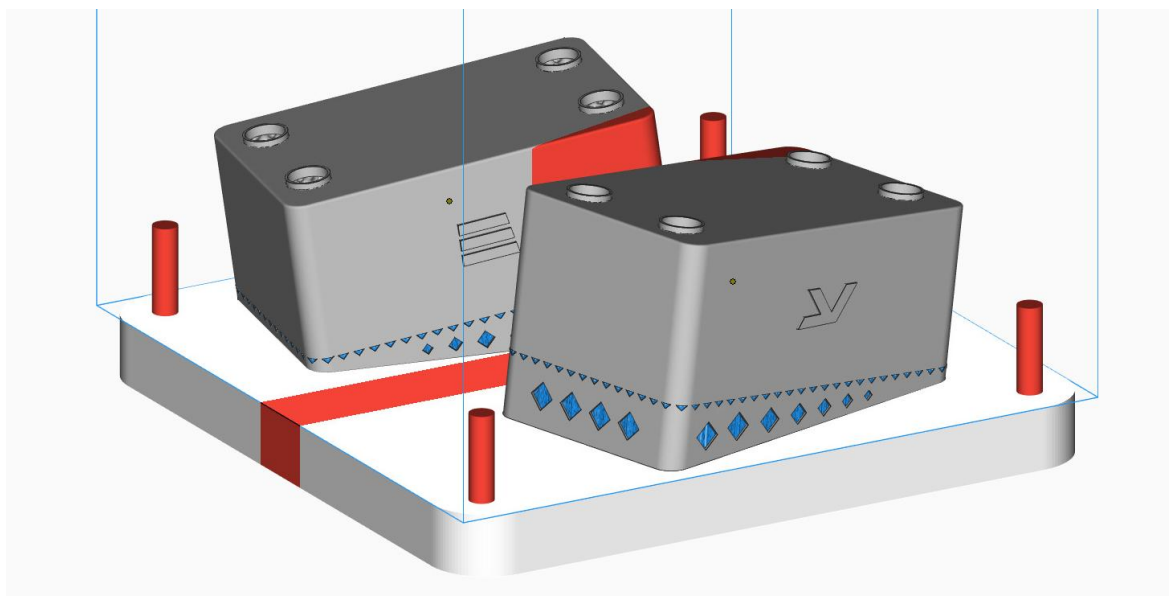


Obr. 6-9 Finální rozměry Diamond struktury

Tepelný výměník byl navržen ve dvou provedeních velikostí struktury z důvodu neprozkoumané spolehlivosti výroby tenkostěnných struktur v rozsahu rozměrů navrženého tepelného výměníku. Na základě provedených testů těsnosti menších vzorků by se mělo jednat o dostatečně konzervativní tloušťky stěn pro zamezení výskytu defektů způsobující netěsnosti a případné nežádoucí promíchání pracovních tekutin. Po odladění a validaci výroby se tloušťka teplosměnné struktury může snížit pro zajištění nižšího tepelného odporu a snížení hmotnosti tepelného výměníku.

6.2 Výroba navrženého tepelného výměníku

Finální řešení navrženého chladiče bylo potřeba připravit pro výrobu technologií LPBF. Tělo chladiče bylo proto doplněno na spodní straně o stabilizační podpory o tloušťce 0,8 mm, které byly na straně stavební platformy kontinuálně spojeny a na straně těla chladiče spojeny zubovou strukturou pro zajištění odvodu tepla a dostatečně pevného spoje při výstavbě, který lze následně jednoduše odstranit. Stabilizační podpory byly dále doplněny o blokové tenkostěnné podpory sloužící primárně k vystavění dílu pod úhlem sklonu 8°, viz Obr. 6-10.



Obr. 6-10 Tepelný výměník s podporami připravený pro výrobu

Pro takto připravenou implicitní geometrii byl následně v nTop vytvořen síťový model, který byl importován do software Materialise Magics, kde byly nastaveny procesní parametry, viz Tab. 6-1, a vygenerována výrobní data pro výrobní stroj SLM 280HL Twin.

Tab. 6-1 Procesní parametry pro výrobu dílů

Přehřev platformy [°C]	Výkon laseru [W]	Rychlost skenování [mm·s ⁻¹]	Výška vrstvy [μm]	Šířka mezi návary [μm]
150	350	1650	30	0,13

Výrobní čas dvou výměníků současně trval cca 62 h. Po dokončení výroby došlo k odstranění přebytečného prášku a vytažení dílů společně se stavební platformou ze stavební komory. Následovala řada dokončovacích operací zahrnující:

1. Vysypání prášku z vnitřních prostor
2. Žíhání po dobu 2 h při 300 °C
3. Odříznutí komponent z platformy

4. Odstranění podpor
5. Zabroušení zbytků podpor
6. Pískování
7. Ultrazvukové čištění
8. Propláchnutí vodu a vysušení
9. Přivaření koncových přípojek

Tepelný výměník po většině dokončovacích operacích připravený k přivaření koncových přípojek je zobrazen na Obr. 6-11. Fotodokumentace kompletní výroby je zaznamenána v příloze P4.



Obr. 6-11 Tepelné výměníky připravené pro přivaření externích přípojek

6.3 Odhad výrobních nákladů a objemu výroby

Vzhledem k počáteční fázi vývoje, jehož výstupem je funkční vzorek, byl navržený chladič vyroben pouze ve dvou kusech aditivní technologií LPBF. Jeden kus byl vyroben s tloušťkou teplosměnné stěny 0,8 mm a druhý s tloušťkou 1 mm. V tomto případě se tedy jedná o kusovou výrobu. Po ověření výhodnosti aditivně vyráběných tepelných výměníků vůči pájeným deskovým výměníkům se v budoucnu může jednat i o malosériovou výrobu.

Výrobní náklady pro dva vyráběné kusy současně jsou shrnuty podle činností v Tab. 6-2. Výroba dvou kusů současně vychází odhadem na 39 900 Kč, což vychází na 19 950 Kč/kus. V případě výroby pouze jednoho kusu by však náklady na kus byly vyšší, protože ne všechny úkony by trvaly o polovinu méně.

Tab. 6-2 Odhad výrobních nákladů

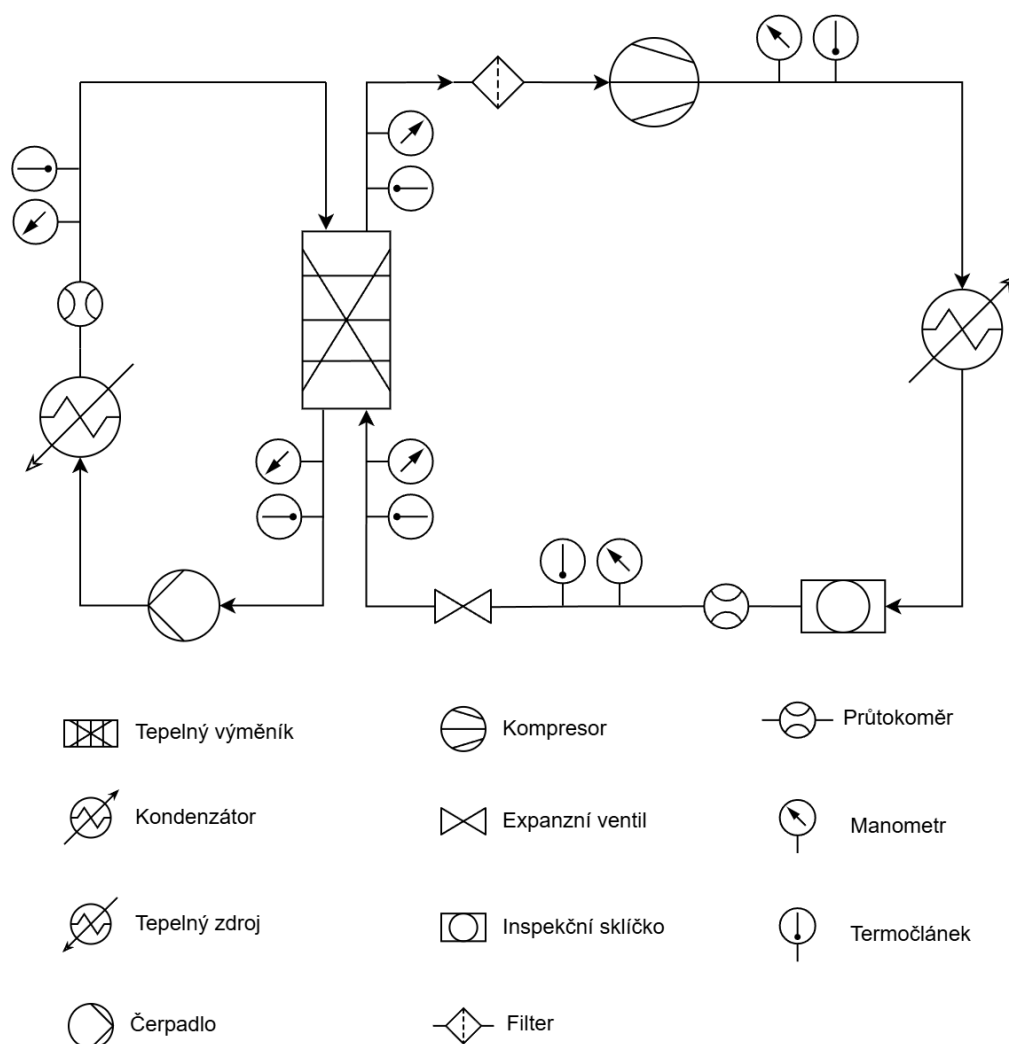
Proces	Operace	Cena za 2 kusy
Pre-processing	Příprava stroje	1 h · 350 Kč/h = 350 Kč
	Příprava výrobních dat	3 h · 500 Kč/h = 1500 Kč
Výroba	Materiály (argon, AlSi ₁₀ Mg)	7 500 Kč
	Výroba dílu	62 h · 450 Kč/h = 27 900 Kč
Post-processing	Vyspání prášku z dutin	2 h · 200 Kč/h = 400 Kč
	Žihání	2 h · 300 Kč/h = 600 Kč
	Odřezání z platformy	0,5 h · 300 Kč/h = 150 Kč
	Odstranění podpor	3 h · 200 Kč/h = 600 Kč
	Broušení zbytků podpor	2 h · 300 Kč = 600 Kč
	Pískování	10 min · 300 Kč/h = 50 Kč
	Ultrazvukové čištění a vysušení	1 h · 250 Kč/h = 250 Kč
Celkem		39 900 Kč

Cenová rozvaha nezahrnuje přípojky a jejich přivaření k chladiči, jelikož se jedná o externě vyráběné komponenty průmyslovým partnerem a k chladiči byly přivařeny jen z důvodu experimentálního testování. V praxi by tyto komponenty a činnosti mohly být nahrazeny přímo integrovanými přípojkami do těla tepelného výměníku.

6.4 Experimentální měření

6.4.1 Měřicí okruh

Navržený aditivně vyrobený chladič byl testován za stejných podmínek jako referenční pájený chladič poskytnutý průmyslovým partnerem. Centrem měřicího okruhu byl tepelný výměník, kde docházelo k přenosu tepla z horké chladicí kapaliny na chladné chladivo. Na straně chladicí kapaliny se měřicí okruh skládal z čerpadla, tepelného zdroje, z manometru a termočlánku na vstupu/výstupu chladiče a před vstupem do chladiče byl umístěn průtokoměr. Okruh chladiva se skládal z kompresoru, kondenzátoru, expanzního ventilu, filtru a inspekčního sklíčka. Ve všech částech okruhu, tedy před expanzním ventilem, chladičem, kompresorem a kondenzátorem probíhalo měření tlaku a teploty manometrem a termočlánkem a před expanzním ventilem byl umístěn průtokoměr. Kompletní schéma měřicího okruhu je zobrazeno na Obr. 6-12.



Obr. 6-12 Schéma měřicího okruhu

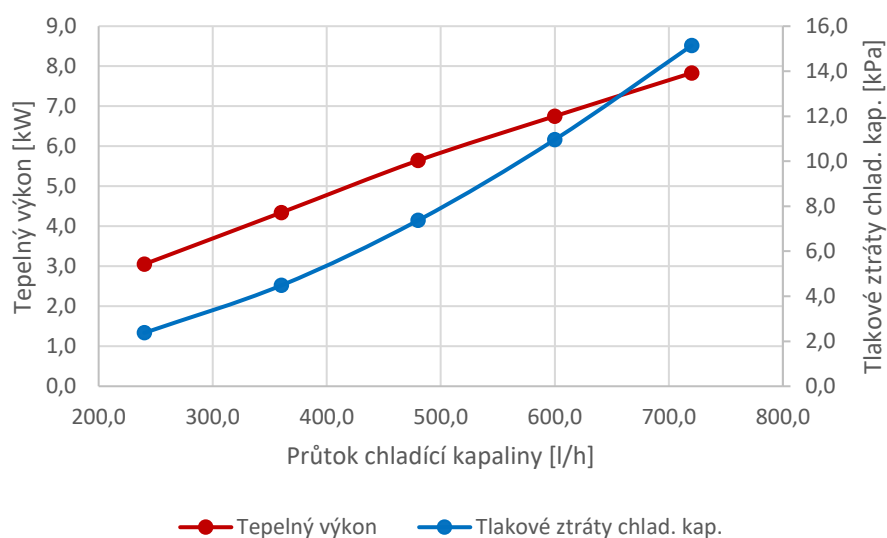
6.4.2 Výsledky měření

Před provedením experimentálního měření byly oba vyrobené chladiče podrobeny testu těsnosti při 10 barech, kterým prošly oba. Experimentální testování termo-hydraulických parametrů však bylo z důvodu vyšších finanční nákladů provedeno pouze na chladiči s tloušťkou struktury 0,8 mm a délkou hrany 10,6 mm, který by měl vykazovat nižší tlakové ztráty. Bylo testováno pět pracovních bodů při různých průtocích chladiva a chladicí kapaliny. Výsledky tohoto měření jsou zobrazeny v Tab. 6-3. Ve všech pracovních bodech byly vstupní teploty chladiva kolem v rozmezí 7,9-9,4 °C při tlaku cca 4 bar a entalpii okolo 250 kJ/kg. Vstupní teplota chladicí kapaliny měla ve všech případech hodnotu cca 25,1 °C.

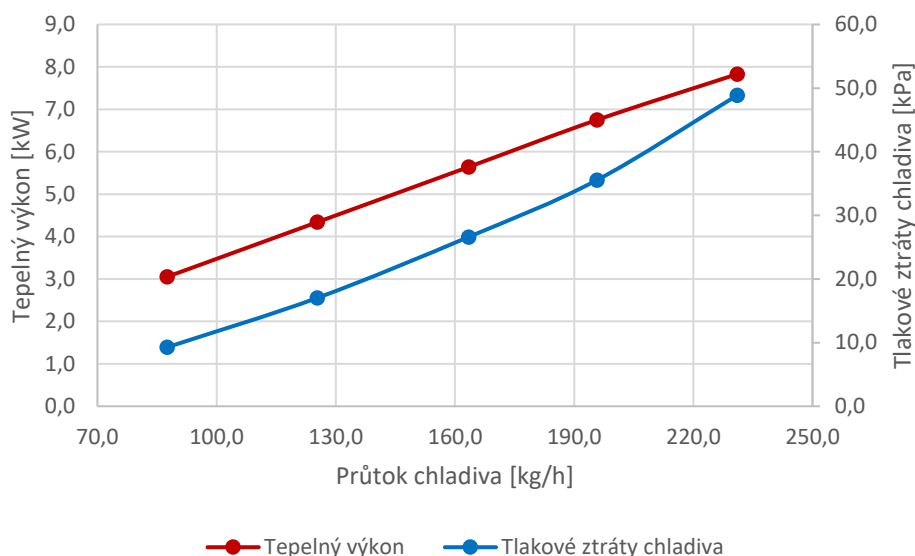
Tab. 6-3 Výsledky experimentálního měření navrženého výměníku s Diamond strukturou

Pracovní bod	Průtok chladiva [kg/h]	Průtok chlad. kapaliny [kg/h]	Tlakové ztráty chladiva [kPa]	Tlakové ztráty chlad. kap. [kPa]	Tepelný výkon [kW]
1	87,52	254,85	9,27	2,37	3,05
2	125,35	382,33	17,03	4,48	4,34
3	163,43	509,64	26,60	7,36	5,64
4	195,75	637,12	35,55	10,96	6,75
5	231,07	764,66	48,87	15,14	7,83

Z výsledků je patrné, že s rostoucími průtoky pracovních látek exponenciálně rostou tlakové ztráty. Tepelný výkon se dle předpokladů s rostoucími průtoky taky zvyšuje, avšak s klesající tendencí, viz Obr. 6-13 s průtoky chladicí kapalinu a Obr. 6-14 s průtoky chladiva.



Obr. 6-13 Závislost tepelného výkonu a tlak. ztrát na průtoku chladicí kapaliny



Obr. 6-14 Závislost tepelného výkonu a tlak. ztrát na průtoku chladiva

6.5 Porovnání výpočtů s experimentálním měřením

Dle matematického modelu byl chladič na základě vstupních parametrů z experimentálního měření referenční komponenty navržen s velikostí teplosměnné plochy $0,27 \text{ m}^2$. Tato velikost teplosměnné plochy měla zajistit přenos zadaného tepelného výkonu pro definované hmotnostní průtoky a teplotní spády. Experimentálně naměřená data navrženého chladiče ukazují shodný tepelný výkonu s navrhovaným, avšak při vyšších průtocích chladiva, než pro které byl původně navrhován, což vede taky k vyšším tlakovým ztrátám.

Pro validaci navrženého výpočtového modelu byla proto naměřená data aditivně vyrobeného výměníku s Diamond strukturou zpětně vložena do predikčního Matlab skriptu pro výpočet potřebné délky hrany buňky a teplosměnné plochy, která by měla zajistit přenos zadaného tepelného výkonu. Porovnání predikovaných hodnot matematickým modelem oproti reálným hodnotám chladiče jsou uvedeny Tab. 6-4.

Tab. 6-4 Porovnání predikovaných parametrů navrženého výměníku a skutečně vyrobených

Typ dat	Velikost buňky [mm]	Teplosměnná plocha [m ²]	Hmotnost [kg]
Mat. model výměníku	8,83	0,32	0,88
Vyrobený výměník	10,60	0,27	0,92
Odchylka [%]	16,70	18,52	4,65

Z výsledků je patrné, že výpočtový model podhodnocuje reálný tepelný výkon chladiče, protože navrhuje pro zadané parametry Diamond strukturu o velikosti 8,83 mm s celkovou teplosměnnou plochou jádra chladiče 0,32 m². Vyrobený chladič však má Diamond strukturu o velikosti 10,60 mm s celkovou teplosměnnou plochou 0,27 m², což je odchylka cca 16,70 % pro predikci délky hrany buňky a 18,52 % pro teplosměnnou plochu chladiče. V případě hmotnosti je pak predikovaná hmotnost 0,88 kg nižší přibližně o 4,65 % oproti reálným 0,92 kg.

Matematický model je odladěn pro návrh tepelného výměníku využívající periodické struktury a není určený pro výpočet termo-hydraulických vlastností při zadání konkrétních velikostí buňky. Proto byla v modelu manuálně upravena výstupní teplota chladiva tak, aby výpočtový model predikoval pro upravené vstupy délku hrany 10,6 mm, která odpovídá vyrobenému chladiči. Na základě těchto vstupů byly vypočteny matematickým modelem parametry, kterých by měl výměník dosahovat a porovnány s reálně naměřenými. Uvedené hodnoty jsou shrnuty v Obr. 6-5.

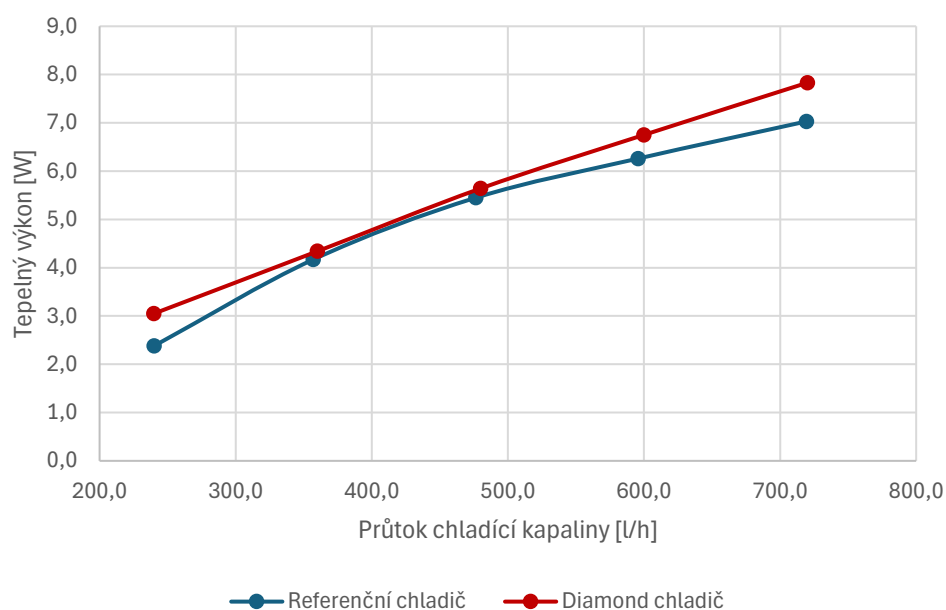
Tab. 6-5 Porovnání predikce parametrů chladiče s experimentálně naměřenými

Typ dat	Celkový tepelný výkon [kW]	Teplo k ohřátí plyn. fáze chladiva [W]	Tlakové ztráty chladicí kapaliny [Pa]	Hmotnost [g]
Mat. model výměníku	5 396,4	73,6	1911,2	767,1
Vyrobený výměník	5 640,0	317,2	7 364,0	916,4
Odchylka [%]	4,3	76,8	74,1	21,8

Celkový tepelný výkon je podhodnocen o 4,3 %, kdy predikovaný dosahuje hodnoty 5396,4 W a skutečný 5640,0 W. Tato skutečnost tak potvrzuje předchozí validaci o podhodnocování predikovaného výkonu od skutečného. Celkový tepelný výkon má nízké odchylky, protože hlavním přeneseným teplem je latentní teplo o hodnotě 5322,8 W, které je stejné jak pro experiment, tak výpočet. Rozdíl je však v teple potřebném pro ohřev plynné fáze chladiva, které dosahuje odchylky 76,8 %, což je dáno právě manuální úpravou výstupní teploty tak, aby hodnota délky hrany odpovídala hodnotě 10,6 mm. V případě tlakových ztrát dosahuje odchylka 74,1 % a pro hmotnost 21,8 %, která vychází na 516,0 g pro jádro výměníku a 251,0 g pro tělo. Celkem tedy predikovaná hmotnost činí 767,0 g, což je o 149,0 g méně než reálně naměřených 0,916 kg.

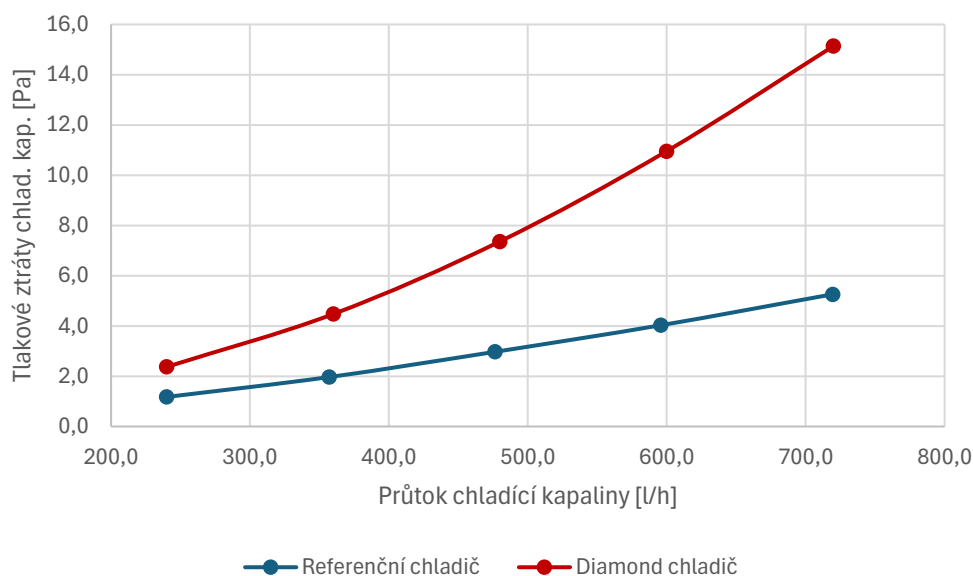
6.6 Porovnání navrženého tepelného výměníku s referenční komponentou

Navržený chladič vyráběný technologií LPBF byl porovnán s referenčním chladičem v pěti pracovních bodech lišící se velikostí průtoků pracovních látek. Experiment ukazuje přibližně shodný tepelný výkon obou chladičů, avšak při vyšších průtocích chladiva u aditivně vyrobeného výměníku než u deskového výměníku, což zvyšuje i tlakové ztráty. Porovnání tepelného výkonu vzhledem k objemovému průtoku chladicí kapaliny je pro oba chladiče zobrazen na Obr. 6-15.

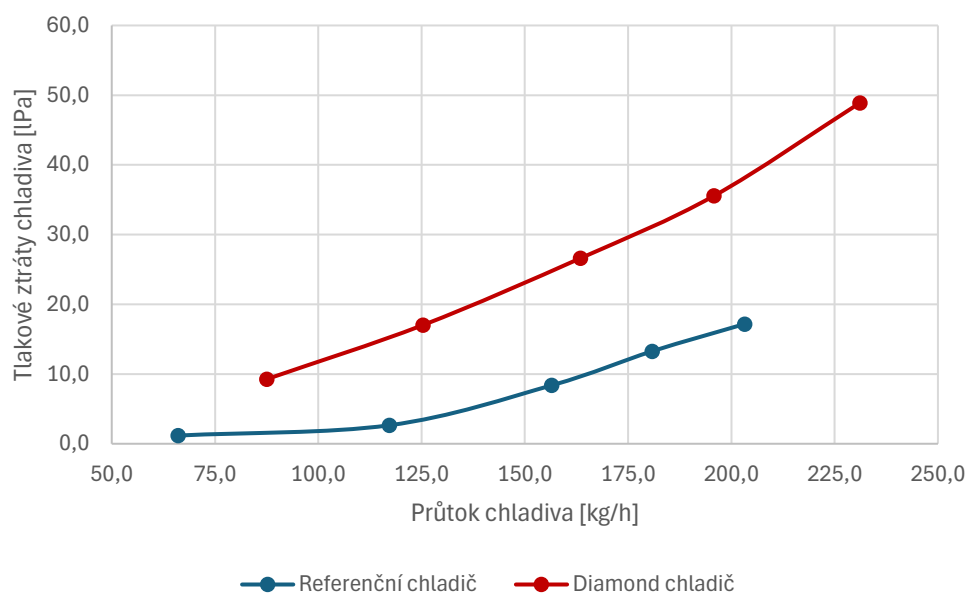


Obr. 6-15 Závislost tep. výkonu na průtoku chladicí kapaliny pro Diamond a referenční chladič

Nárůst tlakových ztrát s objemovým průtokem chladicí kapaliny je v případě deskového výměníku velmi pozvolný až lineární. Naproti tomu u výměníku využívající Diamond strukturu lze pozorovat exponenciální nárůst tlakových ztrát s narůstajícím průtokem. V případě prvního pracovního bodu s průtokem 240 l/h vykazuje aditivně vyrobený chladič o 101 % vyšší tlakové ztráty než referenční deskový a v případě posledního bodu s průtokem 720 l/h dochází k navýšení až o 188 %, viz Obr. 6-16. Vyšší tlakové ztráty Diamond výměníku jsou i v pracovním okruhu chladiva, kde průměrný rozdíl tlakových ztrát oproti referenčnímu chladiči dosahuje 69,1 %, viz Obr. 6-17.

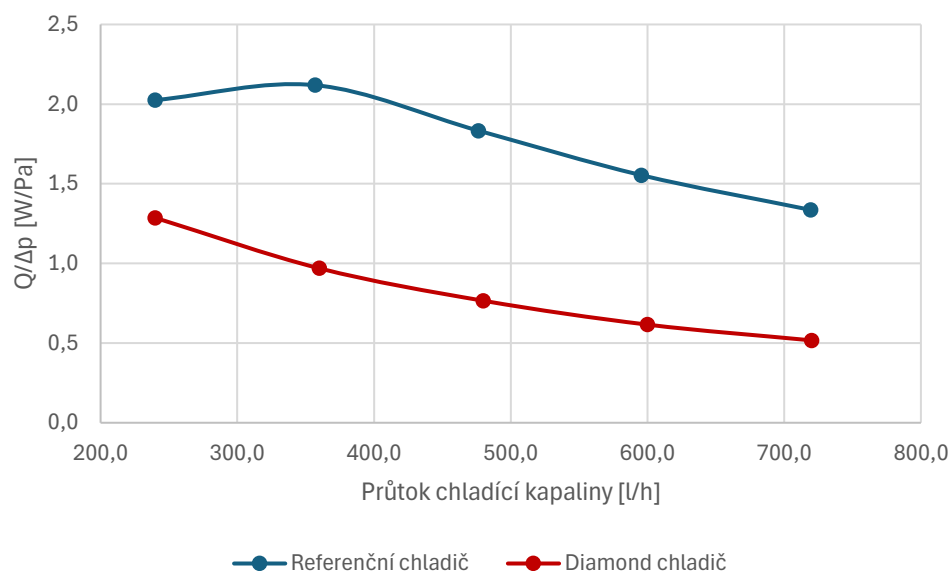


Obr. 6-16 Závislost tlakových ztrát chladicí kap. na jejím průtoku pro Diamond a referenční chladič



Obr. 6-17 Závislost tlakových ztrát chladiva na jeho průtoku pro Diamond a referenční chladič

Pokud srovnáme oba chladiče poměrově tepelným výkonem vůči tlakovým ztrátám chladicí kapaliny, při různých průtocích, můžeme pozorovat průměrně o 55,6 % nižší poměr navrženého výměníku s Diamond strukturou oproti referenčnímu chladiči, viz Obr. 6-18. Při stejném tepelném výkonu tak bude mít chladič s Diamond strukturou 2,13krát vyšší tlakové ztráty.



Obr. 6-18 Závislost poměru tep. výkonu a tlak. ztrát na průtoku chladicí kapaliny pro Diamond a referenční chladič

Průměrné hodnoty tepelného výkonu, tlakových ztrát chladiva a chladicí kapalina, včetně poměru tepelného výkonu k tlakovým ztrátám chladicí kapaliny je pro všech pět pracovních bodů obou tepelných výměníků shrnuto v Tab. 6-6.

Tab. 6-6 Porovnání chladiče využívající Diamond strukturu s referenčním deskovým chladičem

Tepelný výměník	Průměrný tepelný výkon [kW]	Průměrné tlak. ztráty chladiva [kPa]	Průměrné tlak. ztráty chlad. kap. [kPa]	Průměrný poměr Q/dp [W/Pa]	Teplosměnná plocha [m ²]	Hmotnost [kg]
Deskový	5,1	8,5	3,1	1,8	0,43	0,685
Diamond	5,5	27,5	8,1	0,8	0,27	0,916
Rozdíl [%]	7,3	69,1	67,8	55,6	37,3	35,3

6.7 Hodnocení klíčových parametrů

6.7.1 Matematický model

Jak je uvedeno v kapitole 6.5 predikovaný tepelný výkon z matematického modelu je vůči experimentálně naměřeným výsledkům podhodnocen o 4,3 %. V případě tlakových ztrát pak dochází k podhodnocení predikovaných hodnot od naměřených o 74,1 %. U navrhovaných geometrických parametrů chladiče je rozdíl hodnoty oproti skutečným 16,7 % pro délku hrany a 18,5 % pro teplosměnnou plochu. Tyto nepřesnosti mohou být způsobeny řadou faktorů, které budou jednotlivě rozebrány.

Regresní analýza

Jedním z nejpodstatnějších faktorů, který může způsobovat odchylky jsou konstanty závislosti různých veličin na délce hrany periodické struktury. Výpočtový model zahrnuje konstanty z celkem deseti regresních analýz různých veličin pro výpočet tlakových ztrát a výsledné délky hrany zadávané do CAD. Všechny uvedené závislosti dvou proměnných jsou proloženy lineární či kvadratickou regresní křivkou s odchylkou 0-3 %. Vlivem vzájemné provázanosti regresně proložených dat v jedné rovnici následně dochází k násobení odchylek a tím výraznému navýšení nepřesnosti.

Idealizace a zjednodušení

Celý matematický model je založen na předpokladu, že jádrem tepelného výměníku proudí po celé délce rovnoměrné množství tekutiny o stejné rychlosti. Tento předpoklad však při experimentu není splněn. Vzhledem k pozici vstupních/výstupních otvorů a toku do písmene U dochází ke značné nerovnoměrnosti proudění v různých místech výměníku, což lze pozorovat i na Obr. 6-6 v kap. 6.1.2. Nerovnoměrné proudění způsobuje neefektivní využití jádra, kde v rozích s nízkou rychlostí průtoku dochází k výrazně nižšímu tepelnému toku než uprostřed jádra. Toto zjednodušení, dle odchylek vůči experimentálně naměřeným datům, je výrazné především pro výpočet tlakových ztrát. Pro zpřesnění predikce tlakových ztrát a taky délky hrany buňky by však mohly být výpočtové vztahy doplněny o korekční součinitele, které by zahrnovaly vliv pozice vstupů a výstupů či tvar vnitřního toku.

Dalším zjednodušením je použití podobnostních čísel, konkrétně Reynoldsova a Nusseltova čísla, které jsou použitelné pro případy, kdy se mění velikost geometrie, ale její proporce jsou zachovány. V případě TPMS struktur však dochází ke změně geometrických proporcí, pokud se mění jejich velikost, ale tloušťka stěny je zachována. Tuto skutečnost lze pozorovat na geometrických závislostech Diamod struktury v příloze P3. Vzhledem k použití zmíněných podobnostních čísel, docházelo ke změně výkonnostních parametrů na základě závislosti Nu na Re uvedené příloze P1, které jsou charakterizovány exponenciální funkcí.

Na Obr. 2-11 z rešerše lze ale pozorovat, že změna termo-hydraulických vlastností TPMS struktur v závislosti na jejich relativní hustotě není charakterizovatelná žádnou elementární funkcí. Jedná se spíše o komplexní polynommickou funkci, která je typická pro konkrétní strukturu. Pro omezení vlivu těchto nepřesností by bylo tedy vhodné vypočítat termo-hydraulické vlastnosti struktury při různých relativních hustotách a s těmito daty následně pracovat v navrženém matematickém modelu.

Model přestupu tepla multifázové tekutiny

Empiricky odvozené vztahy použité pro výpočet součinitele přestupu tepla vypařujícího se chladiva byly původně odvozeny po kruhový a čtvercový kanál se střední absolutní chybou 20,3 %. K tomu navíc rovnice pro odhad počátečního bodu výparu je empiricky odvozena se střední absolutní chybou 12,5 %. Vzhledem ke komplikovanosti fyzikálních dějů probíhajících při vypařování proudící tekutiny je součinitel přestupu tepla chladiva tedy vypočítán se značnou nepřesností, která by mohla být redukována odladěním rovnic přímo pro Diamond strukturu a chladivo R1234yf.

CFD simulace

Konstanty závislosti Nusseltova čísla a tlakových ztrát na Reynoldsově čísle používané v matematickém modelu jsou získány regresní analýzou výsledků ze CFD simulací dle metodiky uvedené v kap. 4.5.1. Vzhledem ke zjednodušení CFD modelu, který uvažuje pouze tři buňky s periodickými okrajovými podmínkami na čtyřech stěnách lze očekávat odchylky od reality, kde vlivem nerovnoměrnosti toku nelze očekávat zcela periodické proudění. Z důvodu neznalosti drsnosti povrchu vyrobené struktury, která se mění lokace od lokace podle orientace k tiskové podložce, byly simulace prováděny pro hladkou stěnu bez zahrnutí drsnosti povrchu, což může značně podhodnotit součinitel přestupu tepla a tlakové ztráty.

I přes výše uvedené odchylky a zjednodušení je patrné, že navržený matematický model je velmi efektivním nástrojem pro prvotní odhad a určení vzájemných souvislostí mezi různými parametry, které lze snadno měnit. V současnosti je výpočtový model odladěn pro Diamond strukturu, pro kterou jsou získány konstanty geometrických charakteristik a vypočteny potřebné CFD simulace, ze kterých jsou odvozeny konstanty pro výpočet Nusseltova čísla a tlakových ztrát. Tyto konstanty jsou však platné pouze pro chladivo R1234yf a ethylen-glykol ředěný s vodou v poměru 50:50.

Další vývoj tedy může směřovat k rozšíření aplikovatelnosti výpočtového modelu pro více teplosměnných struktur a pracovních látek. Nabízí se zde i propojení s materiálovou databází chladiv, která by umožňovala na základě výběru konkrétního chladiva automaticky počítat s jeho fyzikálními vlastnostmi. Nejdříve by však bylo vhodné matematický model zpřesnit a odladit dle výše zmíněných faktorů, které způsobují nepřesnosti a na tomto základě ho následně dále rozvíjet.

6.7.2 Navržený aditivně vyrobený tepelný výměník

Naměřená experimentální data aditivně vyrobeného chladiče nepotvrdila výsledky z rešerše, o výrazně lepších termo-hydraulických vlastnostech aditivně vyráběných výměníků využívající TPMS struktury.

Tepelný výkon a tlakové ztráty

Tepelný výkon navrženého chladiče vykazuje průměrně o 7,8 % vyšší hodnoty než v případě referenčního chladiče i přes to, že teplosměnná plocha je o 47,3 % nižší a tloušťka teplosměnných stěn je dvojnásobná. To je dáno především vyšším průtokem chladiva, který zvyšuje součinitel přestupu tepla. Vzhledem k nižší teplosměnné ploše a vyšší tloušťce stěny je patrné, že součinitel přestupu tepla Diamond struktury je výrazně vyšší než u referenční komponenty. To je dáno jednak vyšším průtokem chladiva a taky komplexnější geometrií, což společně s vyšší drsností povrchu aditivně vyrobených ploch podporuje turbulentní proudění. Na úkor toho jsou však zvýšeny tlakové ztráty o 223,5 % u chladiva a o 161,3 % u chladicí kapaliny oproti deskovému chladiči.

Hmotnost a kompaktnost

Z hlediska hmotnosti je aditivně vyráběný chladič z hliníkové slitiny $\text{AlSi}_{10}\text{Mg}$ o 33,7 % těžší i přes zmíněnou nižší teplosměnnou plochu. Vyšší hmotnost je způsobena především vyšší tloušťkou stěny, která byla zvolena konzervativně na 0,8 mm tak, aby byla snížena pravděpodobnost výrobní vady, která by mohla způsobit netěsnosti. Referenční chladič s tloušťkou stěny 0,4 mm umožňuje mít nižší hmotnost při současně vyšší kompaktnosti. Provedené testy těsnosti na menších vzorcích Diamond struktury však prokázaly, že by tepelný výměník mohl mít i tloušťku stěny 0,4 mm, což by zajistilo nižší hmotnost a vyšší kompaktnost. Pokud srovnáme Diamond strukturu s geometrií lisovaných desek s tloušťkou stěny 0,8 mm a relativní hustotou 20 %, dostaneme v obou případech téměř srovnatelné kompaktnosti. Proto je zde prostor pro další optimalizaci výroby, která by zajistila výrazně vyšší spolehlivost produkce tenkostěnných konstrukcí.

Zhodnocení a možné zlepšení

Navržený chladič i přes vyšší tepelný odpor způsobený větší tloušťkou stěny dosahuje na stejném objemovém prostoru, při nižší teplosměnné ploše stejného tepelného výkonu. Nedostatkem jsou pouze vysoké tlakové ztráty, které by mohly být sníženy redukcí tloušťky stěny. Tím by navíc došlo ke snížení hmotnosti, případně by výměník mohl mít výrazně menší rozměry při zachování původního tepelného výkonu a tlakových ztrát.

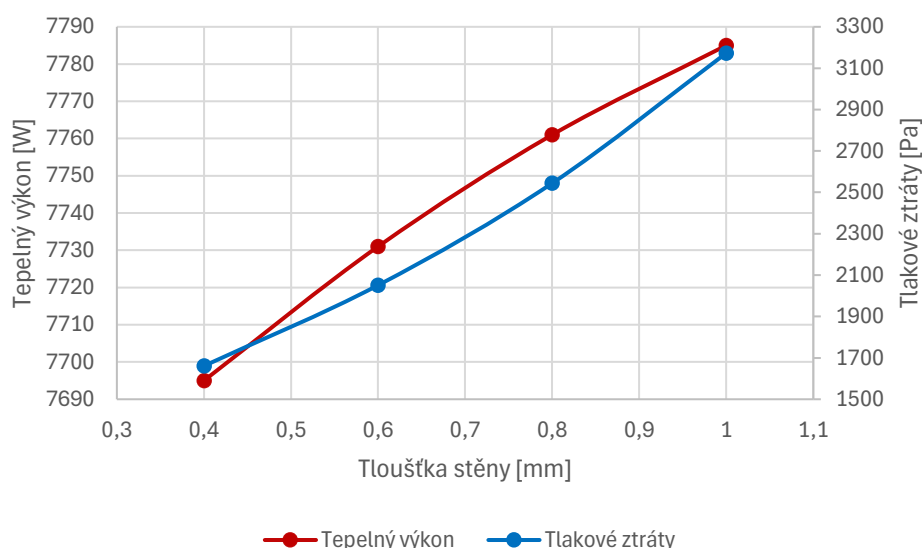
Na základě toho byla prostřednictvím navrženého matematického modelu provedena studie ukazující změny parametrů tepelného výměníku v závislosti na změně tloušťky teplosměnné stěny struktury.

Pokud bychom uvažovali tloušťku teplosměnné stěny Diamond struktury 0,4 mm jako je tomu u referenčních chladiče, dosáhli bychom dle matematického modelu na 25% snížení tlakových ztrát a 28% snížení hmotnosti při zachování stejného tepelného výkonu a obálkových rozměrů. Snížením tloušťkou stěny se tedy výrazně mění parametry chladiče a jak už bylo zmíněno jedná se o oblast, kterou by bylo vhodné optimalizovat pro zlepšení termo-hydraulických parametrů aditivně vyráběných výměníků.

Na možný potenciál aditivně vyráběného tepelného výměníku se můžeme podívat taky při uvažování tloušťky stěny Diamond struktury 0,4 mm a zachování tepelného výkonu a tlakových ztrát chladiče dle referenční komponenty. V takovém případě by se dle matematického modelu mohl výsledný chladič dostat na rozměry 126,5 mm délky, 77,5 mm šířky a 51,5 mm výšky, což je 14% redukce rozměrů oproti referenčnímu chladiči, při současně odhadované redukci hmotnosti o 33 %.

Na Obr. 6-19-Obr. 6-22 je znázorněna závislost tepelného výkonu, tlakových ztrát, hmotnosti a kompaktnosti chladiče při změně tloušťky stěny a zároveň zachování stejného průtoku pracovních látek, velikosti buňky 10,6 mm a obálkových rozměrů chladiče 150x95x65 mm.

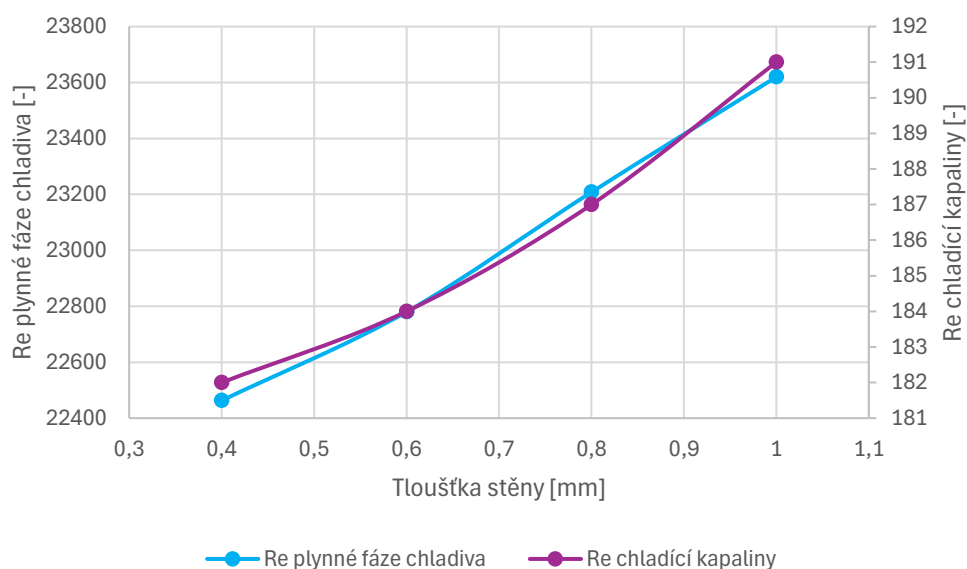
Z grafů je patrné, že se zvyšující se tloušťkou stěny roste tepelný výkon i tlakové ztráty. Tepelný výkon při změně tloušťky stěny z 0,4 mm na 1 mm vzroste pouze o 1,2 %, protože se jedná o teplo předané plynnému chladivu k ohřátí o 1,6 °C. Latentní teplo ve všech případech tloušťky je vždy stejné 7399 W, a proto je změna výkonu zkreslena. V případě porovnání změny tepelného výkonu pouze v rámci tepla předaného k ohřevu chladiva, dojde k navýšení o 30,4 % z 296 W na 386 W. Tlakové ztráty chladicí kapaliny při uvedené změně tloušťky vzrostou o 91 % z 1661 Pa na 3173 Pa. Tlakové ztráty proudícího multifázového chladiva zde nejsou uváděny, protože navržený matematický model je nepredikuje správně.



Obr. 6-19 Závislost tep. výkonu a tlak. ztrát na tloušťce stěny

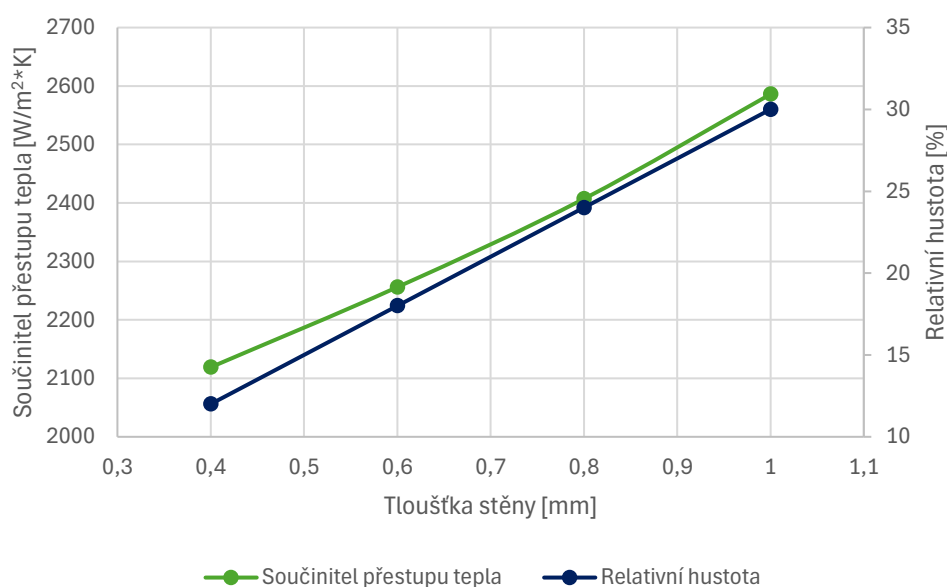
Zvyšování tepelného výkonu a tlakových ztrát s rostoucí tloušťkou stěny je dáno zvyšující se relativní hustotou jádra výměníku, viz Obr. 6-21, čímž se snižuje průtočná plocha a následkem toho je zrychlení průtoku pracovních látek, viz Obr. 6-20, což zvyšuje celkový součinitel prostupu tepla, viz Obr. 6-21.

Reynoldsovo číslo se při změně tloušťky stěny z 0,4 mm na 1 mm zvýší o 5 % pro chladicí kapalinu i plynnou fázi chladiva, viz Obr. 6-20.



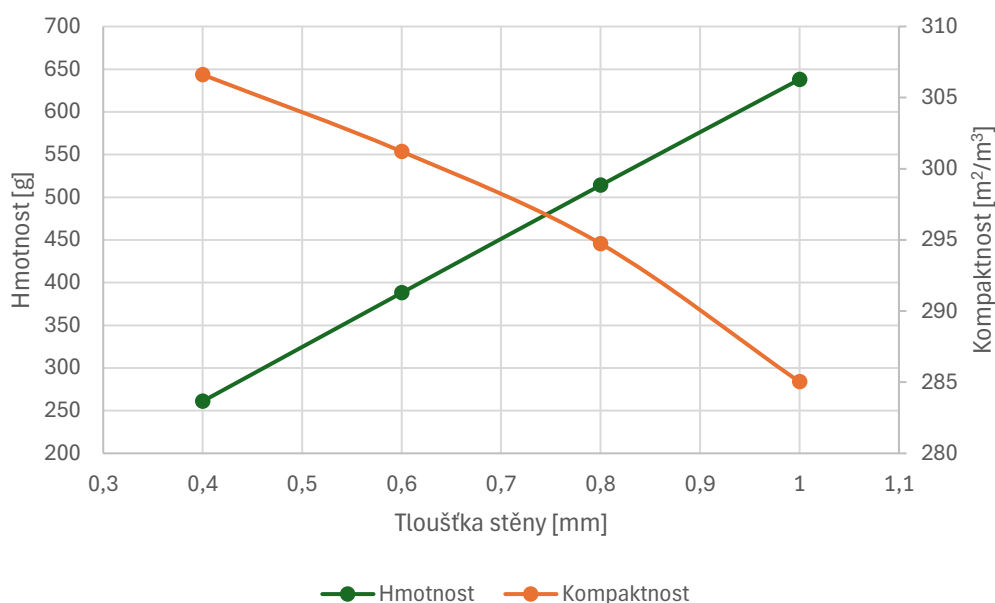
Obr. 6-20 Závislost Re chladicí kapaliny a chladiva na tloušťce stěny

U relativní hustoty dojde k navýšení o 18 % při stejné změně tloušťky stěny a v případě součinitele prostupu tepla je hodnota zvýšena o 23,8 %, viz Obr. 6-21.



Obr. 6-21 závislost součinitele prostupu tepla a relativní hustoty na tloušťce stěny

Hmotnost jádra výměníku se zvyšuje o 132 % při změně z tloušťky 0,4 mm na 1 mm a v případě kompaktnosti dojde při stejné změně tloušťky k poklesu o 7 %, viz Obr. 6-22.



Obr. 6-22 Závislost hmotnosti a kompaktnosti na tloušťce stěny

Z uvedených grafů lze pozorovat, že změna tloušťky stěny jádra tepelného výměníku má nejvýraznější vliv na tlakové ztráty na hmotnost. Pro všechny uvedené závislosti je potřeba poznamenat, že se jedná pouze o odhadované hodnoty založené na idealizaci a zjednodušení matematického modelu popsane v kap. 6.7.1, ale i přesto lze pomocí nějak pozorovat vzájemné změny a provázanosti jednotlivých parametrů jak samotné struktury, tak celého výměníku.

Aditivně vyrobený tepelný výměník využívající Diamond strukturu byl v této počáteční fázi srovnáván s konvenčním deskovým chladičem pouze z hlediska výkonnostních a energeticky ztrátových parametrů. Podstatnou stránkou tepelných výměníků je taky strukturální pevnost a únavová životnost. Tyto parametry v práci nebyly zkoumány a bylo by vhodné se na ně zaměřit. Počáteční úvahy by mohly naznačovat výrazně vyšší pevnost tepelných výměníků vyrobených z jednoho kusu technologií LPBF oproti pájeným tepelným výměníkům složených z desítek dílů, které jsou často limitovány právě pevností pájeného spoje. Kromě toho by bylo vhodné udělat CT sken vyrobeného výměníku a prozkoumat, zda vnitřní geometrie neobsahuje nějaké zásadní vady, které by mohly měnit predikované parametry chladiče.

7 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá potenciálem využití aditivních technologií pro návrh tepelných výměníků určených pro elektricky poháněné dopravní prostředky, které vyžadují sofistikovaný tepelný management, jehož součástí je i chlazení baterií k zajištění jejich vyšší účinnosti, životnosti, bezpečnosti a spolehlivosti.

V počáteční fázi práce byl prozkoumán současný stav problematiky aditivně vyráběných tepelných výměníků. Konkrétně šlo o analýzu využívaných geometrií jádra, přírub a těla tepelných výměníků. Dále pak jejich metodikou návrhu, výpočtů a potenciálem využití výpočtových simulací pro návrh nových teplosměnných struktur. Na základě toho byly identifikovány nové směry vývoje, ze kterých byly specifikovány dílčí cíle práce. Konkrétně šlo o návrh nových teplosměnných struktur, vývoj matematického modelu pro návrh tepelných výměníků využívající strukturovanou geometrii a následně tento matematický model společně s navrženými strukturami aplikovat pro návrh chladiče, který bude experimentálně ověřen a porovnán s referenční komponentou, čímž se ověří nejen samotný potenciál aditivně vyráběných tepelných výměníků, ale taky přesnost a použitelnost navrženého matematického modelu.

Celkem bylo analyzováno osm a navrženo pět nových periodických struktur se snahou vytvořit geometrie s termo-hydraulickými vlastnostmi, které by předčily Diamond strukturu, která dle současných studií vykazuje nejlepší poměr tepelného výkonu vůči tlakovým ztrátám. Všechny navržené struktury byly analyzovány CFD simulacemi dle totožné metodiky. Ze všech struktur vykazovala vyššího poměru tepelného výkonu a tlakových ztrát oproti Diamond struktuře pouze jedna navržená geometrie Twist Twin. Ta však vykazovala velmi nízký tepelný výkon, což by vyžadovalo pro zadané tepelné výkony zvýšit její teplosměnnou plochu. To by však vedlo jak ke zvýšení tlakových ztrát, tak hmotnosti celého chladiče. Z porovnání tedy vzešla Diamond struktura jako nejlepší a potvrdila velmi dobré termo-hydraulické vlastnosti nejen napříč TPMS strukturami. Na základě těchto výsledků byla proto aplikována v navrženém matematickém modelu pro návrh tepelného výměníku.

Vyvinutý matematický model nabízí unikátní řešení pro návrh tepelných výměníků s periodicky se opakujícími strukturami. Jeho hlavní předností je rychlost a jednoduchost, kdy pro zadané hraniční rozměry, tepelný výkon a teplotní spády dokáže vypočítat požadovanou délku hrany periodicky se opakující buňky, která se následně pouze zadá do parametrického CAD modelu a ten lze rovnou poslat do výroby. Výpočtový model navíc umožňuje počítat jakýkoliv druh materiálu, včetně fázové přeměny a predikovat tlakové ztráty tekutin o konstantních vlastnostech. Experimentální měření potvrdilo jeho perspektivu, díky relativně dobré přesnosti z hlediska navrhovaného tepelného výkonu, kde se navrhovaná odchylka od měření liší v řádu 4,3 % pro tepelný výkon a v případě tlakových ztrát 74,1 %. Vysoká odchylka u tlakových ztrát je způsobena především zjednodušením, kde není uvažován vliv vstupních, respektive výstupních otvorů a tok do tvaru písmene U.

Navržený tepelný výměník využívá Diamond strukturu s tloušťkou stěny 0,8 mm a velikostí buňky 10,6 mm, která byla vypočtena z matematického modelu. Pro zajištění přímé porovnatelnosti byl chladič navržen dle parametrů a koncepce referenční komponenty využívající kvádrovitý tvar se souproudým tokem do písmene U. Navržený tepelný výměník byl nakonec vyroben technologií LPBF a experimentálně otestován.

Experimentální měření pro navrhované podmínky a pracovní média Glysantin G48 a chladivo R1234yf ukázalo, že aditivně vyráběný tepelný výměník vykazuje oproti referenčními deskovému chladiči vyšší tepelný výkon průměrně o 7,8 % při současně nižší teplosměnné ploše o 47,3 %. Z pohledu tlakových ztrát došlo k navýšení o 223,5 % u chladiva a o 161,3 % u chladicí kapaliny v porovnání s referenční komponentou. Hmotnost aditivně vyrobeného chladiče byla o 33,7 % vyšší především kvůli dvojnásobné tloušťce stěny, která byla zvolena velmi konzervativně pro zajištění těsnosti.

Experimentálním otestováním a porovnáním s referenční komponentou byly splněny stanovené cíle. Výsledky v současné podobě však nenaznačují výrazné výhody aditivně vyrobeného výměníku využívající Diamond struktur oproti referenčnímu deskovému chladiči. To však může být způsobeno použitím výrazně vyšší tloušťky stěny teplosměnné struktury a bylo by vhodné porovnat výměníky při stejné tloušťce teplosměnných stěn. Provedené analýzy ukazují, že zmenšení tloušťky stěny by výrazně mohlo snížit tlakové ztráty a hmotnost, které je v současné podobě největším nedostatkem navrženého chladiče. Práce se navíc zaměřovala především na parametry tepelného výkonu a tlakových ztrát. Proto by bylo vhodné se v další fázi vývoje zaměřit taky na strukturální pevnost a únavovou životnost, které by ověřili předpokládanou výhodnost monolitické konstrukce.

Unikátní matematický model i přes své specifické nepřesnosti má velké praktické využití při návrhu téměř jakýchkoliv tepelných výměníků využívajících periodicky se opakující struktury. Do budoucna může být zpřesněn dle konfigurací vstupních a výstupních otvorů pomocí korekčních koeficientů. Velký potenciál uplatnění však může najít v generativním designu, kde společně s aditivními technologiemi umožní efektivně navrhovat a vyrábět tepelné výměníky pro předem stanovené parametry.

8 VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV

Název:

Využití potenciálu kovové aditivní výroby při návrhu tepelného výměníku

Autoři:

Ing. Bc. Petr Šnajdr; Ing. Ondřej Vaverka; doc. Ing. Daniel Koutný Ph.D.

Druh výsledku:

G – funkční vzorek

Apollo index:

197951

Technický popis:

Navržený tepelný výměník slouží jako chladič chladicí kapaliny Glysantin G48, která předává teplo chladiivu R1234yf. Chladič je vyroben aditivní technologií LPBF z hliníkové slitiny AlSi₁₀Mg. Tělo tepelného výměníku zachovává rozměry referenčního chladiče, avšak jádro je vyplněno strukturovanou geometrií Diamond, která zajišťuje vysoký měrný objemový výkon při současném zachování nízkých tlakových ztrát. Díky tomu aditivně vyrobený tepelný výměník vykazuje při stejném tepelném výkonu jako referenční chladič výrazně nižší tlakové ztráty.

Základní technické parametry:

Maximální rozměry: 95x65x150 mm (ŠxVxD)

Hmotnost: 916 g

Materiál: AlSi₁₀Mg

Průtok, teplota a tlak pracovních látek:

- Chladiivo R1234yf: 163,43 kg/h; 8,25 °C; 4,11 bar
- Chladicí kapalina Glysantin G48: 509,64 kg/h; 25,14 °C

Tepelný výkon pro podmínky pracovních látek: 5,64 kW

Tlakové ztráty pro podmínky pracovních látek:

- Chladiivo R1234yf: 26,603 kPa
- Chladicí kapalina Glysantin G48: 7,364 kPa

Způsob realizace:

Funkční vzorek chladiče byl vyroben aditivní technologií LPBG z hliníkové slitiny AlSi₁₀Mg na výrobním stroji SLM 280HL Twin. Dále byly provedeny standardní dokončovací operace, včetně tepelného zpracování – žíhání.

Výsledky zkoušek:

Pracovní bod	Průtok chladiva [kg/h]	Průtok chlad. kapaliny [kg/h]	Tlakové ztráty chladiva [kPa]	Tlakové ztráty chlad. kap. [kPa]	Tepelný výkon [kW]
1	87,52	254,85	9,27	2,37	3,05
2	125,35	382,33	17,03	4,48	4,34
3	163,43	509,64	26,60	7,36	5,64
4	195,75	637,12	35,55	10,96	6,75
5	231,07	764,66	48,87	15,14	7,83

Vazba na projekt:

FSI-S-23-8340 – Aditivní výroba pokročilých materiálů a struktur

Umístění:

Ústav konstruování, Odbor reverzního inženýrství

Fakulta strojního inženýrství

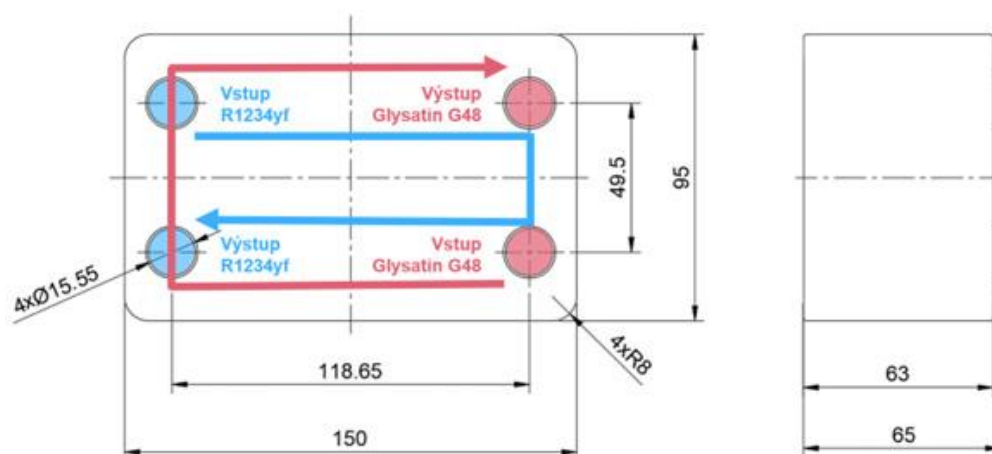
Vysoké učení technické v Brně

Technická 2896/2, 616 69 Brno, Česká republika

Kontaktní osoba:

Ing. Ondřej Vaverka

Funkční schéma:



Fotografická dokumentace:



9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BROGAN, R. J. HEAT EXCHANGERS. In: *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering*. B.m.: Begellhouse, nedatováno [vid. 21. březen 2025]. Dostupné z: doi:
- [2] YUDHI PRASETIA. Shell and Tube Heat Exchanger: Key Features & Benefits. *Petrosync*. 10. prosinec 2024 [vid. 21. březen 2025]. Dostupné z: <https://www.petrosync.com/blog/shell-and-tube-heat-exchanger/>
- [3] *The theory behind heat transfer*. 2004 [vid. 21. březen 2025]. Dostupné z: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/alfa_laval_heating_and_cooling_hub_the_theory_behind_heat_transfer.pdf
- [4] Jak funguje výměník tepla? *Alfa Laval*. 2025 [vid. 25. březen 2025]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.cz/info/czech/teorie-prenosu-tepla/>
- [5] Heat Exchanger Analysis: Design and Performance. *Ansys Innovation Courses*. 2020 [vid. 21. březen 2025]. Dostupné z: <https://innovationspace.ansys.com/courses/courses/how-heat-exchangers-work/lessons/heat-exchanger-analysis-design-and-performance-lesson-4/>
- [6] BROUGH, Daniel a Hussam JOUHARA. The aluminium industry: A review on state-of-the-art technologies, environmental impacts and possibilities for waste heat recovery. *International Journal of Thermofluids*. 2020, roč. 1–2, s. 100007. ISSN 26662027.
- [7] MILAN PAVELEK. *TERMOMECHANIKA PRO STUDENTY STROJNÍCH FAKULT*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. 2013 [vid. 22. květen 2025]. Dostupné z: https://eu.fme.vutbr.cz/userfiles/Mauder/files/V%C3%BDukov%C3%A11_prezentace_termomechanika_Pavelek.pdf
- [8] 1.6 Co-versus counter-current flow. *SWEP*. 2022 [vid. 19. květen 2025]. Dostupné z: <https://www.swep.de/pt-BR/refrigerant-handbook/1.-basic-heat-transfer/as2/>
- [9] QIAN, Chenyi, Jiaxuan WANG, Haozhang ZHONG, Xiang QIU, Binbin YU, Junye SHI a Jiangping CHEN. Experimental investigation on heat transfer characteristics of copper heat exchangers based on triply periodic minimal surfaces (TPMS). *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2024, roč. 152, s. 107292. ISSN 07351933.
- [10] ANDERSON, John D. *Fundamentals of Aerodynamics*. 5. vyd. B.m.: Mc Graw Hill Education, 2011.

- [11] SCHEITHAUER, Uwe, Richard KORDASS, Kevin NOACK, Martin F. EICHENAUER, Mathias HARTMANN, Johannes ABEL, Gregor GANZER a Daniel LORDICK. Potentials and Challenges of Additive Manufacturing Technologies for Heat Exchanger. In: *Advances in Heat Exchangers*. B.m.: IntechOpen, 2019. Dostupné z: doi:
- [12] YERANEE, Kirttayoth a Yu RAO. A Review of Recent Investigations on Flow and Heat Transfer Enhancement in Cooling Channels Embedded with Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS). *Energies*. 2022, roč. 15, č. 23, s. 8994. ISSN 1996-1073.
- [13] GUPTA, Arpit a Sunith BABU L. Triply Periodic Minimal Surfaces: An Overview of Their Features, Failure Mechanisms, and Applications. *Journal of Mines, Metals and Fuels*. 2023, s. 211–221. ISSN 0022-2755.
- [14] XU, Hong, Wenhui YU, Yuan ZHANG, Suli MA, Zhiyuan WU a Xiaohu LIU. Flow and heat transfer performance of bionic heat transfer structures with hybrid triply periodic minimal surfaces. *Applied Energy*. 2023, roč. 351, s. 121847. ISSN 03062619.
- [15] EL KHADIRI, Issam, Mohamed ABOUELMAJD, Maria ZEMZAMI, Nabil HMINA, Manuel LAGACHE a Soufiane BELHOUIDEG. Comprehensive analysis of flow and heat transfer performance in triply periodic minimal surface (TPMS) heat exchangers based on Fischer-Koch S, PMY, FRD, and Gyroid structures. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2024, roč. 156, s. 107617. ISSN 07351933.
- [16] Using TPMS Structures in Thermal Design. *Diabatix*. 18. listopad 2024 [vid. 19. květen 2025]. Dostupné z: <https://www.diabatix.com/blog/innovating-thermal-deign-with-tpms-structures>
- [17] TANG, Wei, Hua ZHOU, Yun ZENG, Minglei YAN, Chenglu JIANG, Ping YANG, Qing LI, Zhida LI, Junheng FU, Yi HUANG a Yang ZHAO. Analysis on the convective heat transfer process and performance evaluation of Triply Periodic Minimal Surface (TPMS) based on Diamond, Gyroid and Iwp. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2023, roč. 201, s. 123642 [vid. 7. říjen 2024]. ISSN 00179310.
- [18] 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.
- [19] RÖVER, Tim, Maxim KUEHNE, Floyd BISCHOP, Leighton CLAGUE, Bastian BOSSEN a Claus EMMELMANN. Design and numerical assessment of an additively manufactured Schwarz diamond triply periodic minimal surface fluid-fluid heat exchanger. *Journal of Laser Applications*. 2023, roč. 35, č. 4. ISSN 1042-346X.

- [20] ISAK WADSÖ a SIMON HOLMQVIST. Additively Manufactured Heat Exchangers. 2020.
- [21] KIM, Jiho a Dong-Jin YOO. 3D printed compact heat exchangers with mathematically defined core structures. *Journal of Computational Design and Engineering*. 2020, roč. 7, č. 4, s. 527–550. ISSN 2288-5048.
- [22] JOSEF BŘEZINA. *NÁVRH ADITIVNĚ VYRÁBĚNÉHO TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU OLEJ-VODA PRO FORMULI STUDENT*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [23] JAKUB SIMON. *TEPELNÝ VÝMĚNÍK VYUŽÍVAJÍCÍ STRUKTUROVANÝ MATERIÁL*. Brno, 2024. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [24] KUS, Krzysztof, Marcin WÓJCIK, Ziemowit MALECHA a Zbigniew ROGALA. Numerical and experimental investigation of the gyroid heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024, roč. 231, s. 125882. ISSN 00179310.
- [25] DYBBS, A. a R. V. EDWARDS. A New Look at Porous Media Fluid Mechanics — Darcy to Turbulent. In: *Fundamentals of Transport Phenomena in Porous Media*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1984, s. 199–256. Dostupné z: doi:
- [26] THOMAS W. REES, ABDULLAH AZAM, NICOLA CASARI, POLLY BANKS, LUKAS JIRANEK, STEFANO FURINO a ARUN MULEY. AN EXPERIMENTAL CASE STUDY IN COMBINING TOPOLOGY OPTIMIZATION AND ADDITIVE MANUFACTURING TECHNIQUES TO GENERATE NOVEL AND HIGH PERFORMANCE COMPACT HEAT EXCHANGER DESIGNS. 2024.
- [27] Aluminum (AlSi₁₀Mg). *Materialise*. 2025 [vid. 25. březen 2025]. Dostupné z: <https://www.materialise.com/en/academy/industrial/design-am/aluminum>
- [28] MAHMOUD, Dalia, Shekhar Rammohan Singh TANDEL, Mostafa YAKOUT, Mohamed ELBESTAWI, Fabrizio MATTIELLO, Stefano PARADISO, Chan CHING, Mohammed ZAHER a Mohamed ABDELNABI. Enhancement of heat exchanger performance using additive manufacturing of gyroid lattice structures. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2023, roč. 126, č. 9–10, s. 4021–4036 [vid. 15. říjen 2024]. ISSN 0268-3768.
- [29] ALLEN, Ken. Turbulators in Heat Exchangers: Types and Purposes. *Super Radiator Coils*. 4. srpen 2020 [vid. 20. květen 2025]. Dostupné z: <https://www.superradiatorcoils.com/blog/heat-exchanger-turbulators-types-and-purposes>
- [30] KONEČNÁ, Kateřina. *Iterační metody řešení nelineárních rovnic*. 2017.

- [31] KIM, Sung-Min a Issam MUDAWAR. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013, roč. 64, s. 1239–1256. ISSN 00179310.
- [32] KIM, Sung-Min a Issam MUDAWAR. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part I. Dryout incipience quality. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013, roč. 64, s. 1226–1238. ISSN 00179310.
- [33] PILAGATTI, Adriano Nicola, Eleonora ATZENI a Alessandro SALMI. Exploiting the generative design potential to select the best conceptual design of an aerospace component to be produced by additive manufacturing. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2023, roč. 126, č. 11–12, s. 5597–5612. ISSN 0268-3768.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Seznam zkratk

eVTOL	electric Vertical Take-Off and Landing
2D	Dvourozměrný
3D	Trojrozměrný
PHE	Plate Heat Exchanger
AMHE	Additive Manufactured Heat Exchanger
LPBF	Laser Powder Bed Fusion
TPMS	Triply Periodic Minimal Surfaces
SST	Shear Stress Transport
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CHT	Conjugate Heat Transfer
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
VUT	Vysoké učení technické v Brně
FSI	Fakulta strojního inženýrství
ÚK	Ústav konstruování
DP	Diplomová práce

Seznam symbolů a veličin

Q	tepelný výkon
A_s	teplosměnná plocha
U	součinitel prostupu tepla
ΔT_{ln}	střední logaritmický rozdíl teplot
β	kompaktnost
V_{hex}	objem tepelného výměníku

α	součinitel přestupu tepla tekutiny
α_H	součinitel přestupu tepla teplé tekutiny
α_C	součinitel přestupu tepla studené tekutiny
h	tloušťka stěny
λ	tepelná vodivost
λ_s	tepelná vodivost materiálu stěny
T_{Hin}	vstupní teplota teplé tekutiny
T_{Hout}	výstupní teplota teplé tekutiny
T_{Cin}	vstupní teplota studené tekutiny
T_{Cout}	výstupní teplota studené tekutiny
Δp	tlakové ztráty
Δp_t	třecí tlakové ztráty
Δp_m	místní tlakové ztráty
f	faktor tření
D_h	hydraulický průměr
ξ	součinitel místních tlakových ztrát
η	účinnost
q_s	skutečné přenesené teplo
q_{max}	maximální přenesené teplo
τ_w	smykové napětí na povrchu stěny
Q_{conv}	teplo přenesené konvekcí
Q_{cond}	teplo přenesené kondukcí
ΔT_{conv}	rozdíl teploty mezi stěnou a tekutinou
ΔT_{cond}	rozdíl teploty na protilehlých stranách stěny
q	tepelný tok
T_w	teplota stěny

Re	Reynoldsovo číslo
Nu	Nusseltovo číslo
Pr	Prandtlovo číslo
v	střední rychlost proudění tekutiny
ν	kinematická viskozita
ρ	hustota
j	faktor přenosu tepla
Q_V	měrný objemový tepelný výkon
Δp_L	měrné délkové tlakové ztráty
d	délka hrany jedné periodické buňky struktury
Nu_H	Nusseltovo číslo teplé tekutiny
λ_H	tepelná vodivost teplé tekutiny
v_{cellH}	střední rychlost proudění teplé tekutiny v jádru chladiče
ν_H	kinematická viskozita teplé tekutiny
V_{pore}	objem pórů struktury
S_{pore}	obsah omočené plochy struktury
S_{inH}	obsah vstupního otvoru teplé tekutiny
v_{hexH}	vstupní rychlost do tepelného výměníku teplé tekutiny
$S_{in poreH}$	obsah celého průtočného průřezu teplé tek. jádrem chladiče
X	šířka tepelného výměníku
Y	výška tepelného výměníku
L	délka tepelného výměníku
RA_{pore}	poměr pórovitosti struktury
C_{Nu1H}, C_{Nu2H}	konstanty závislosti Nusseltova čísla na Reynoldsově čísle
C_{Dh1}, C_{Dh2}	konstanty závislosti hydraulického průměru na délce hrany
C_{R1}, C_{R2}	konstanty závislosti relativní hustoty struktury na délce hrany

C_{As1}, C_{As2}	konst. závislosti teplosměnné plochy struktury na délce hrany
V_{core}	objem jádra tepelného výměníku
s_i	střed intervalu
a_i, b_i	krajní body intervalu
d_i	chyba řešení
C_{dp}	konstanta závislosti tlakových ztrát na Reynoldsově čísle a hydraulického průměru
C_{dpRe}	konstanta závislosti tlakových ztrát na Reynoldsově čísle
C_{dpDh}	konstanta závislosti tlakových ztrát na hydraulickém průměru
Q_l	latentní teplo
Q_o	teplo k ohřátí plynné fáze tekutiny
U_m	součinitel prostupu tepla s multifázovým tekutinou
U_g	součinitel prostupu tepla s plynnou fází tekutiny
$\Delta T_{ln,m}$	střední logaritmické teplotní rozdíl pro oblast proudění s multifázovou tekutinou
$\Delta T_{ln,g}$	střední logaritmické teplotní rozdíl pro oblast proudění s plynnou fází tekutiny
α_{cn}	nukleační složka součinitele přestupu tepla multifáz. tek.
α_{cc}	konvektivní složka součinitele přestupu tepla multifáz. tek.
Bo	varné číslo
P_H	ohřívaná plocha struktury
P_F	omočená plocha struktury
P_R	redukovaný tlak
x	kvalita páry
α_f	součinitel přestupu tepla kapalně fáze tekutiny
We_{fo}	Weberovo číslo

x_{tt}	Lockhart-Martinelliho parametr
ρ_g	hustota plynné fáze tekutiny
ρ_f	hustota kapalné fáze tekutiny
$\dot{m}_{hex}$	hmotnostní tok
h_{fg}	latentní teplo odpařování
P	pracovní tlak tekutiny
P_{crit}	kritický tlak tekutiny
Re_f	Reynoldsovo číslo kapalné fáze multifázové tekutiny
μ_f	dynamická viskozita kapalné fáze tekutiny
μ_g	dynamická viskozita plynné fáze tekutiny
σ	povrchové napětí kapalné fáze tekutiny
ρ_g	hustota plynné fáze tekutiny
ρ_f	hustota kapalné fáze tekutiny
x_{crit}	počáteční bod vysychání
Ca	kapilární číslo

11 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Schéma plášťového výměníku tepla s trubicemi [2]	16
Obr. 2-2 Schéma deskového výměníku tepla [3]	17
Obr. 2-3 Základní rozměry referenčního výměníku s vyznačenými vstupy/výstupy tekutin	18
Obr. 2-4 Klasifikace tepelných výměníků dle kompaktnosti [6]	20
Obr. 2-5 Porovnání průběhu teplot v protiproudém (vlevo) a souprroudém (vpravo) tepelném výměníku [8]	21
Obr. 2-6 2D tažené geometrické struktury a jejich parametry [11]	23
Obr. 2-7 Navržené 2D profily s poměrem tlakových ztrát na jednotku výkonu v bar/W [11]	24
Obr. 2-8 Poměr souč. přestupu tepla k tlak. ztrátám pro hybridní TPMS struktury [14]...	26
Obr. 2-9 Poměr j/f v rozsahu Re pro hybridní TPMS struktury [14]	27
Obr. 2-10 Porovnání souč. přestupu tepla a tlak. ztrát z experimentálního měření TPMS struktur [17]	28
Obr. 2-11 Porovnání termo-hydraulických vlastností struktur Gyroid, PMY, FKS a FRD [15]	28
Obr. 2-12 Typy konfigurací vstupních a výstupních otvorů chladiče [18]	29
Obr. 2-13 Závislost tep. odporu a Nusseltova čísla na tlak. ztrátách pro různé konfigurace otvorů [18]	29
Obr. 2-14 Vliv pozice vstupních a výstupních kanálů na rozložení teploty v jádře tepelného výměníku [19]	30
Obr. 2-15 Varianty návrhu tepelných výměníků s větvenými stromovitými přírubami [11]	31
Obr. 2-16 Koncepce přírub tzv. svírajících rukou – vlastní návrh	32
Obr. 2-17 Aplikace přírub tvaru sevřených rukou pro tepelný výměník využívající TPMS struktury [20]	33
Obr. 2-18 Vliv velikosti Diamond buňky na přenos tepla a tlakové ztráty [19]	33
Obr. 2-19 Vliv prodloužení Diamond buňky ve směru proudění na přenos tepla a tlakové ztráty [19]	34
Obr. 2-20 Deskový výměník se vzorem Chevron (a) a aditivně vyrobený se strukturou Diamond (b) [19]	34

Obr. 2-22 Tepelný výměník typu N z čisté mědi [9].....	36
Obr. 2-23 Porovnání poměru j/f pro TPMS a deskové struktury [9]	36
Obr. 2-24 Aditivně vyrobený tepelný výměník s konfigurací toku do V [21]	37
Obr. 2-25 Porovnání vlastností aditivně vyrobených výměníků s TPMS strukturami [21] ..	37
Obr. 2-26 Aditivně vyráběný tepelný výměník olej-voda využívající tenké lamely [22] ..	38
Obr. 2-27 Aditivně vyráběný tepelný výměník olej-voda využívající Diamond strukturu [23]	38
Obr. 2-28 CFD model pro výpočet termo-hydraulických vlastností TPMS struktur [14]..	39
Obr. 2-29 Další možnost CFD modelování TPMS struktur [17]	40
Obr. 2-30 Porovnání volby turbulentního modelu výsledky tepelného toku [24]	42
Obr. 2-31 Porovnání volby turbulentního modelu výsledky tlakových ztrát [24]	42
Obr. 2-32 Proudění dusíku kolem řady sedmi periodických struktur [26]	43
Obr. 4-1 Strom cílů a omezení	52
Obr. 4-2 Schéma postupu práce	53
Obr. 4-3 Black box tepelného výměníku	54
Obr. 4-4 Glass box tepelného výměníku	55
Obr. 4-5 Struktura Diamond	56
Obr. 4-6 Struktura FRD	56
Obr. 4-7 Struktura Fischer-Koch S	57
Obr. 4-8 Struktura Diamond Trefoil	58
Obr. 4-9 Struktura Torus Cross	58
Obr. 4-10 Struktura Torus Helix 360 Open	59
Obr. 4-11 Struktura Torus Helix 360 Closed	60
Obr. 4-12 Struktura Twist Twin	60
Obr. 4-13 Výroba navržených struktur.....	61
Obr. 4-14 3D skenování vyrobených vzorků navržených struktur	62
Obr. 4-15 CAD model pro CFD analýzu periodické struktury	63
Obr. 4-16 Výpočtová síť fluidní domény z polyhedrálních elementů.....	64
Obr. 4-17 Aplikované okrajové podmínky CFD modelu periodických struktur	65
Obr. 4-18 Graf průběhu konvergence residuí pro plynnou fázi R1234yf.....	66

Obr. 4-19 Graf průběhu konvergence výstupní teploty	67
Obr. 4-20 Graf průběhu konvergence tepelného toku	67
Obr. 4-21 Graf průběhu konvergence hmotnostního toku	67
Obr. 4-22 Kontury parametru y^+ na stěnách Diamond struktury	68
Obr. 4-23 Kontury rychlosti FRD strukturou.....	69
Obr. 4-24 Graf závislosti Nu na Re pro všechny struktury	71
Obr. 4-25 Graf závislosti f na Re pro všechny struktury	71
Obr. 4-26 Graf závislosti Q_V na Re pro všechny struktury	72
Obr. 4-27 Graf závislosti ΔP_L na Re pro všechny struktury	72
Obr. 4-28 Graf závislosti j/f pro všechny struktury	73
Obr. 4-29 Graf závislosti $Q_V/\Delta P_L$ pro všechny struktury.....	73
Obr. 4-30 Výroba série vybraných struktur o různých relativních hustotách	75
Obr. 4-31 Rozdíl ve velikosti dutin pro Diamond strukturu (vlevo) a FRD (vpravo) při relativní hustotě 70 %.....	76
Obr. 5-1 Validační CFD model.....	82
Obr. 5-2 Okrajové podmínky validačního CFD modelu.....	82
Obr. 5-3 Průběh (a) nukleační složky a (b) konvektivní složky souč. přestupu tepla multifázové tekutiny [31].....	85
Obr. 5-4 Graf průměrovaného součinitele přestupu tepla multifázové tekutiny	87
Obr. 5-5 Referenční tepelný výměník.....	89
Obr. 5-6 Předběžný návrh tep. výměníku s rozvětvenými vstupními kanály	89
Obr. 5-7 Ortografické pohledy a řezy druhou variantou tepelného výměníku.....	90
Obr. 5-8 Základní rozměry chladiče	92
Obr. 6-1 Sestava B-rep těles importovaná do nTop	94
Obr. 6-2 Sloučení implicitního geometrie těla a strukturovaného jádra výměníku v nTop	95
Obr. 6-3 Gradientní zaslepení jedné dutiny struktury kolem vstupního otvoru	96
Obr. 6-4 Proudnice rychlosti kolem optimalizovaného vstupního otvoru.....	96
Obr. 6-5 Gradientní zaslepení jedné dutiny struktury kolem středové přepážky.....	97
Obr. 6-6 Proudnice rychlosti přes optimalizovanou gradientní přepážku (nahore) a rovnou přepážku (dole).....	98
Obr. 6-7 Vzorky testované na těsnost	99

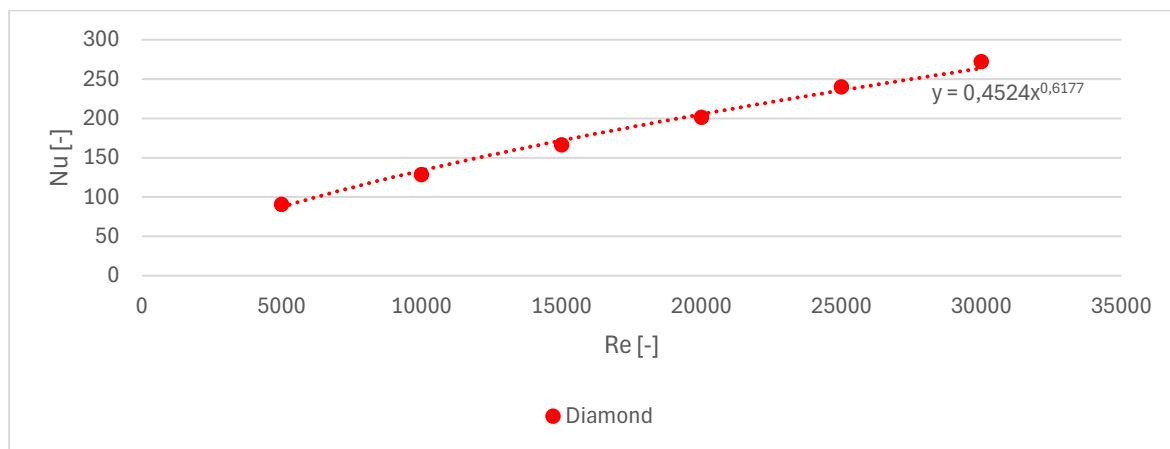
Obr. 6-8 Tlakování vzorků (vlevo) a vadný netěsnící vzorek (vpravo)	99
Obr. 6-9 Finální rozměry Diamond struktury.....	100
Obr. 6-10 Tepelný výměník s podporami připravený pro výrobu	101
Obr. 6-11 Tepelné výměníky připravené pro přivaření externích přípojek	102
Obr. 6-12 Schéma měřicího okruhu.....	104
Obr. 6-13 Závislost tepelného výkonu a tlak. ztrát na průtoku chladicí kapaliny.....	105
Obr. 6-14 Závislost tepelného výkonu a tlak. ztrát na průtoku chladiva	106
Obr. 6-15 Závislost tep. výkonu na průtoku chladicí kapaliny pro Diamond a referenční chladič	108
Obr. 6-16 Závislost tlakových ztrát chladicí kap. na jejím průtoku pro Diamond a referenční chladič	109
Obr. 6-17 Závislost tlakových ztrát chladiva na jeho průtoku pro Diamond a referenční chladič	109
Obr. 6-18 Závislost poměru tep. výkonu a tlak. ztrát na průtoku chladicí kapaliny pro Diamond a referenční chladič	110
Obr. 6-19 Závislost tep. výkonu a tlak. ztrát na tloušťce stěny.....	114
Obr. 6-20 Závislost Re chladicí kapaliny a chladiva na tloušťce stěny.....	115
Obr. 6-21 závislost součinitele prostupu tepla a relativní hustoty na tloušťce stěny.....	115
Obr. 6-22 Závislost hmotnosti a kompaktnosti na tloušťce stěny	116
Obr. 13-1 Závislost Nu na Re pro plynnou fázi R1234yf	136
Obr. 13-2 Závislost Nu na Re pro kapalnou fázi R1234yf.....	136
Obr. 13-3 Závislost Nu na Re pro Glysantin G48.....	136
Obr. 13-4 Graf závislosti tlak. ztrát na Re a hydraulickém průměru Diamond struktury	137
Obr. 13-5 Závislost hydraulického průměru na délce hrany.....	137
Obr. 13-6 Závislost velikosti teplosměnné plochy na délce hrany	138
Obr. 13-7 Závislost objemu struktury na délce hrany	138
Obr. 13-8 Závislost relativní hustoty struktury na její délce hrany	139
Obr. 13-9 Díly ve stavební komoře po dokončení výroby technologií LPBF	139
Obr. 13-10 Odstranění přebytečného prášku ze stavební komory stroje	140
Obr. 13-11 Průběh odstranění stavebních podpor.....	140
Obr. 13-12 Díl s odstraněnými stavebními podporami.....	140

12 SEZNAM TABULEK

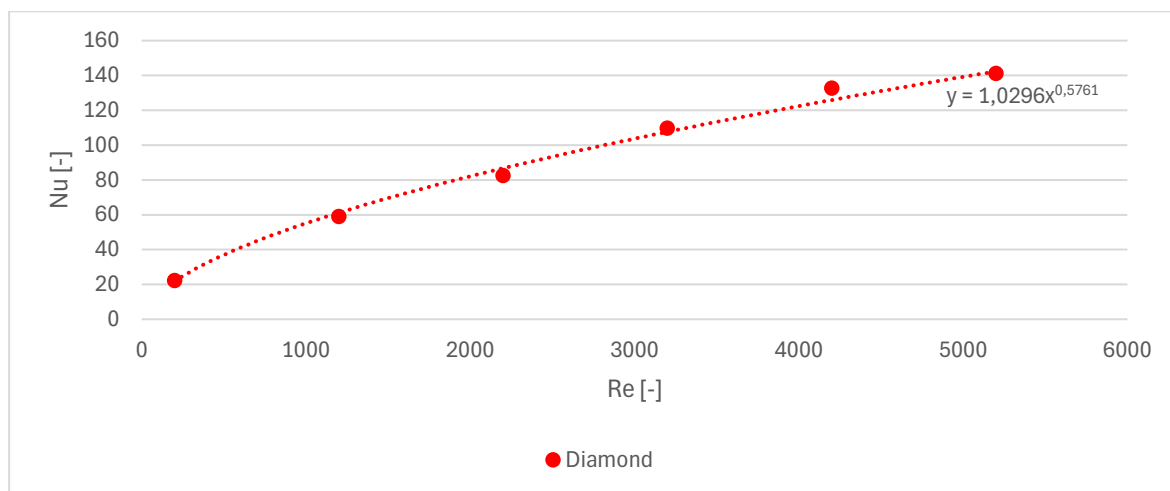
Tab. 2-1 Příklady nejznámějších TPMS struktur [14] [16]	25
Tab. 2-2 Porovnání tepelných výměníků využívající větvené stromovité příruby [11]	31
Tab. 2-3 Porovnání geometrických charakteristik PHE a AMHE [19]	35
Tab. 2-4 Srovnání parametrů aditivně vyrobených výměníků na ÚK FSI VUT [23]	39
Tab. 2-5 Definované okrajové podmínky pro CFD simulace tepelného výměníku s Gyroid strukturou [24].....	41
Tab. 2-6 Limity LPBF technologie pro hliníkovou slitinu AlSi ₁₀ Mg [27]	44
Tab. 4-1 Parametry struktur při tloušťce stěny 0,8 mm a relativní hustotě 20 %	63
Tab. 4-2 Vlastnosti chladiwa R290 uvažované pro CFD simulace	65
Tab. 5-1 Výsledky porovnání CFD simulací s matematickým modelem.....	83
Tab. 5-2 Porovnání parametrů chladiče s koncepcí redukovaného a plného jádra	90
Tab. 5-3 Vlastnosti hliníkové slitiny AlSi ₁₀ Mg [33]	92
Tab. 5-4 Vlastnosti chladiwa R1234yf a chladící kapaliny Glystantin G48.....	93
Tab. 6-1 Procesní parametry pro výrobu dílů	101
Tab. 6-2 Odhad výrobních nákladů	103
Tab. 6-3 Výsledky experimentálního měření navrženého výměníku s Diamond strukturou	105
Tab. 6-4 Porovnání predikovaných parametrů navrženého výměníku a skutečně vyrobených	106
Tab. 6-5 Porovnání predikce parametrů chladiče s experimentálně naměřenými	107
Tab. 6-6 Porovnání chladiče využívající Diamond strukturu s referenčním deskovým chladičem.....	110

13 SEZNAM PŘÍLOH

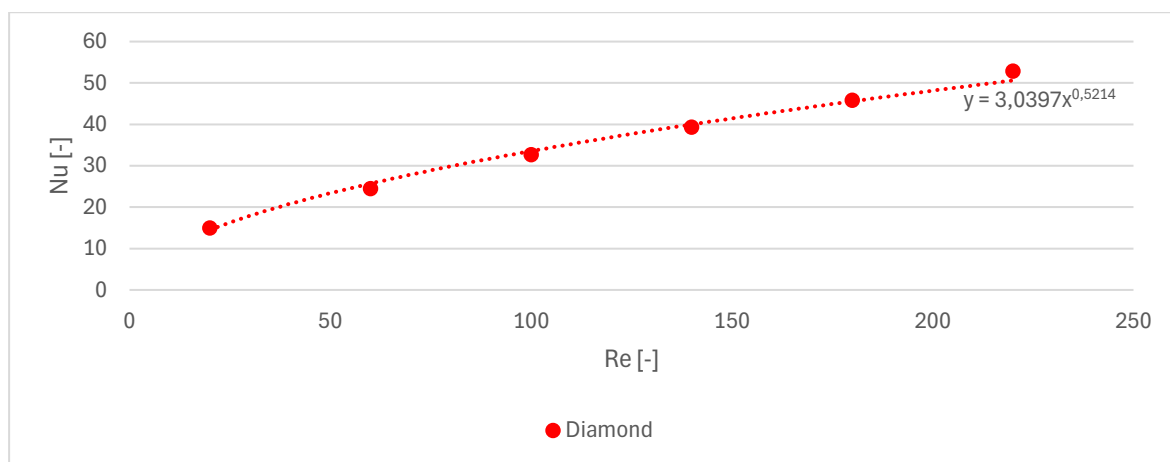
P1: CFD výsledky pro predikci výkonnostních parametrů



Obr. 13-1 Závislost Nu na Re pro plynnou fázi R1234yf

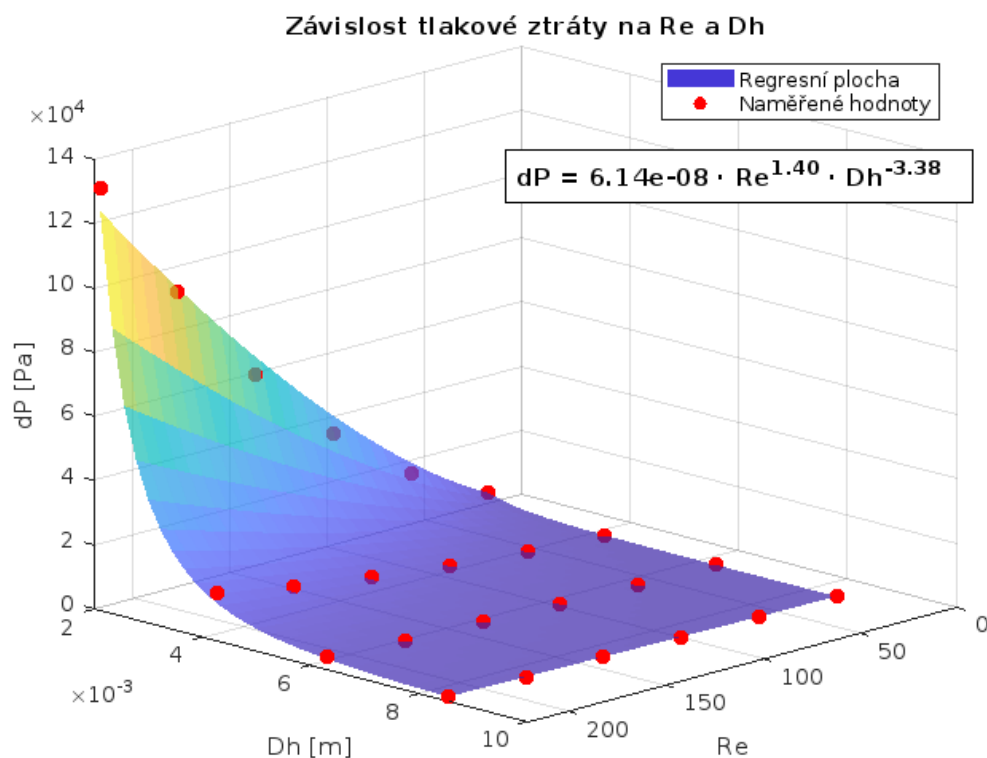


Obr. 13-2 Závislost Nu na Re pro kapalnou fázi R1234yf



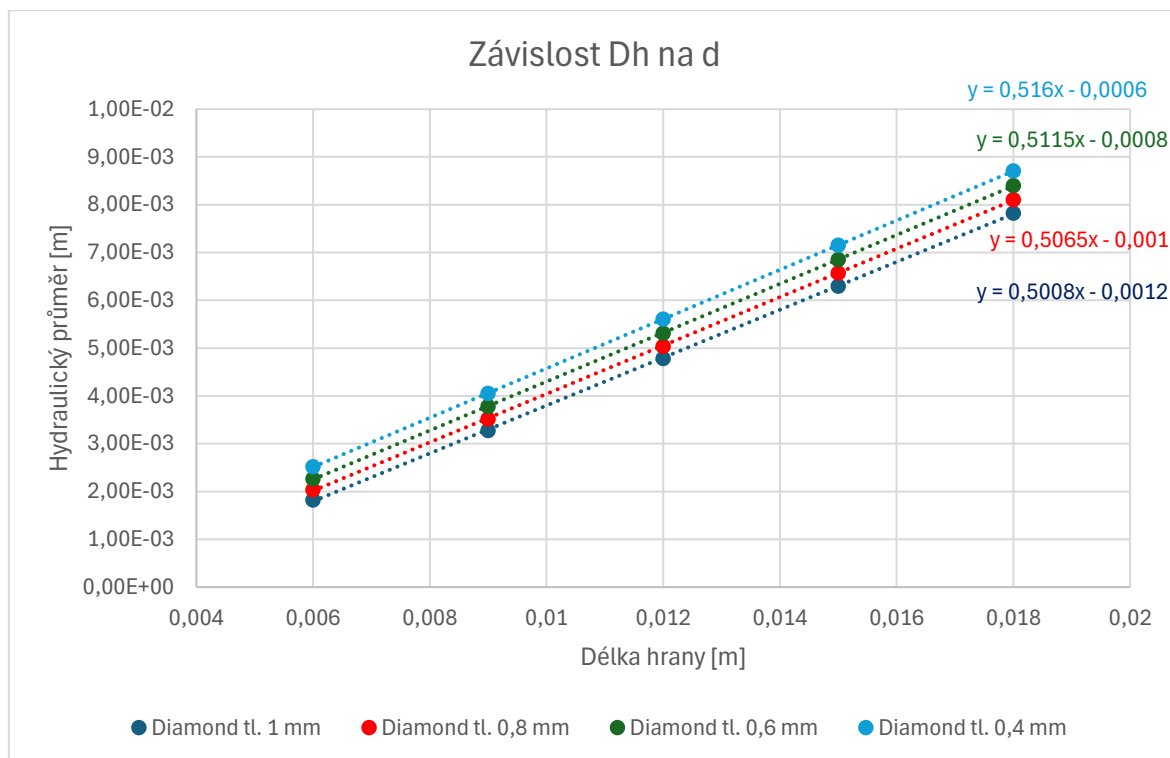
Obr. 13-3 Závislost Nu na Re pro Glystantin G48

P2: CFD výsledky pro predikci tlakových ztrát Diamond struktury

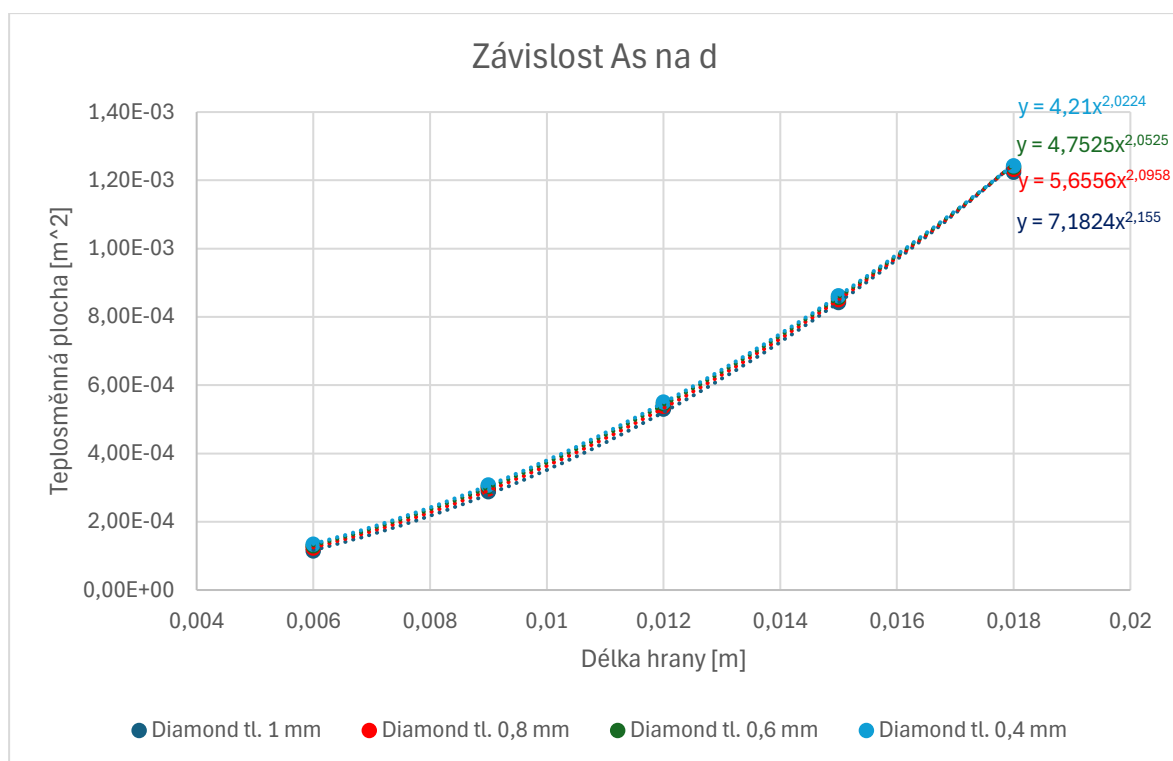


Obr. 13-4 Graf závislosti tlak. ztrát na Re a hydraulickém průměru Diamond struktury

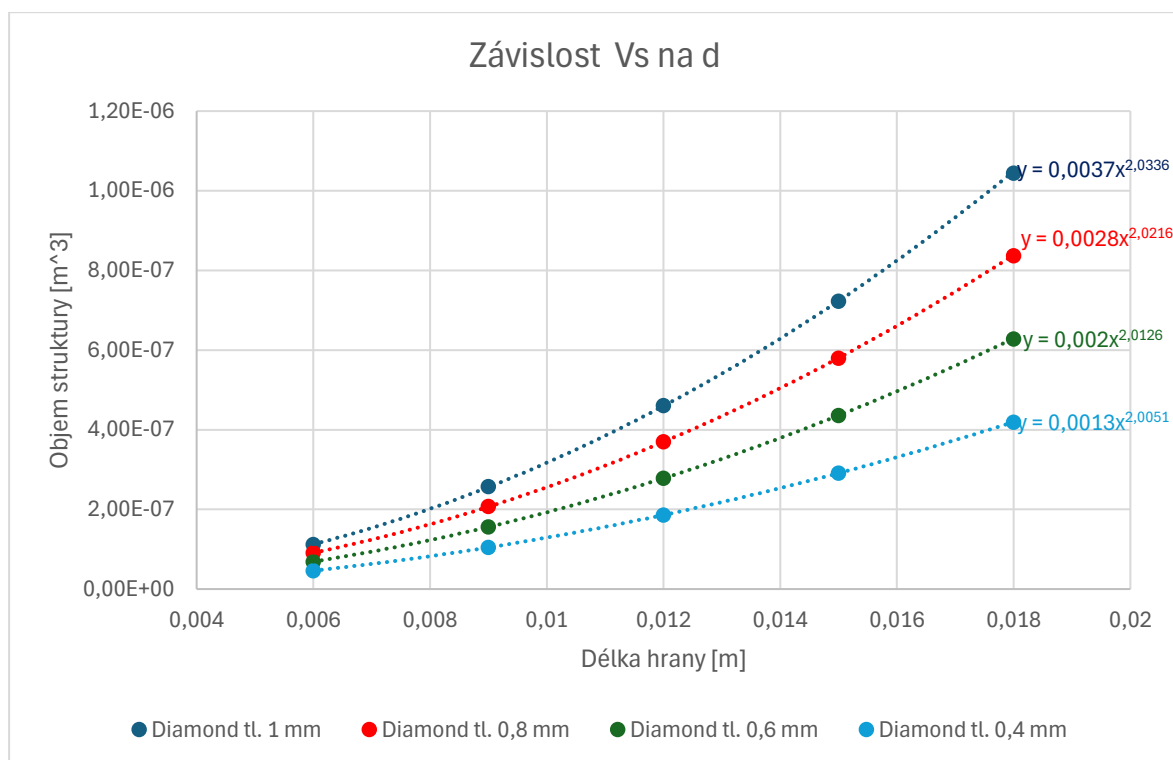
P3: Geometrické závislosti Diamond struktury



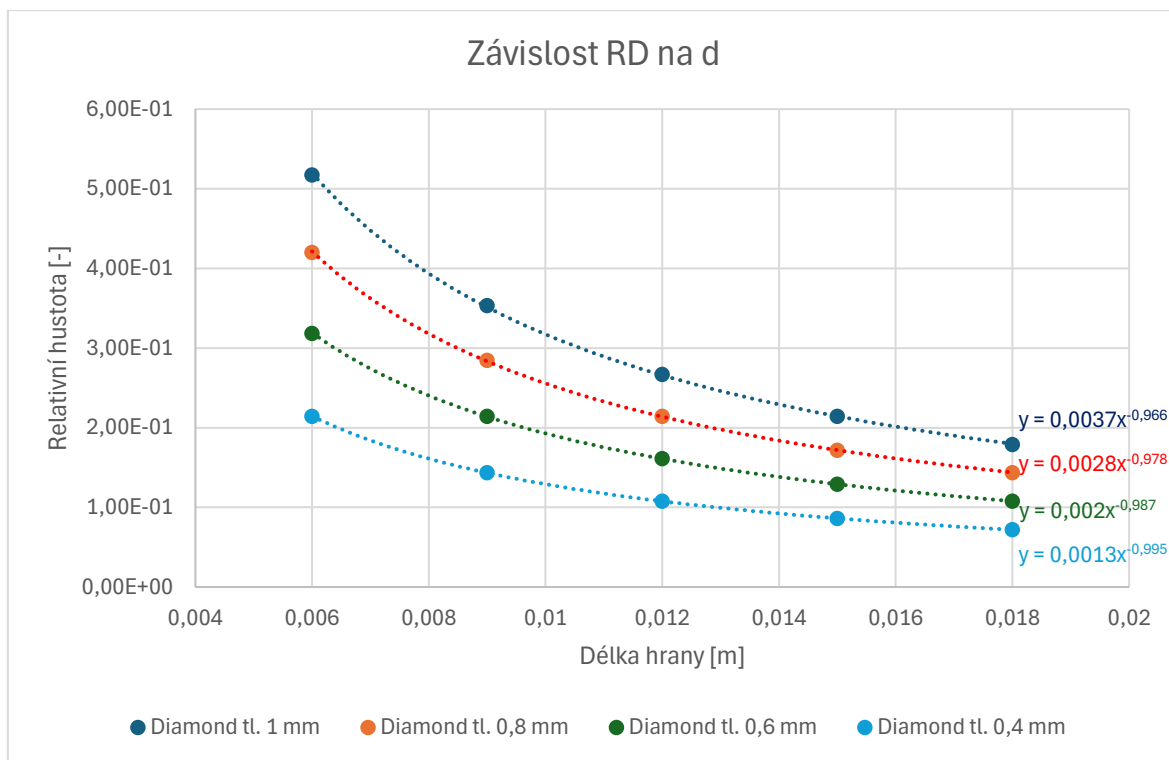
Obr. 13-5 Závislost hydraulického průměru na délce hrany



Obr. 13-6 Závislost velikosti teplosměnné plochy na délce hrany



Obr. 13-7 Závislost objemu struktury na délce hrany



Obr. 13-8 Závislost relativní hustoty struktury na její délce hrany

P4: Výroba tepelného výměníku



Obr. 13-9 Díly ve stavební komoře po dokončení výroby technologií LPBF



Obr. 13-10 Odstranění přebytečného prášku ze stavební komory stroje



Obr. 13-11 Průběh odstranění stavebních podpor



Obr. 13-12 Díl s odstraněnými stavebními podporami