

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE
Fakulta strojní

Olejový chladič turbovrtulového motoru
(Oil cooler of a turboprop engine)
Bakalářská práce

Štrobil Ondřej

2018

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Štrobl** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **456389**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav procesní a zpracovatelské techniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Olejevý chladič turbovrtulového motoru

Název bakalářské práce anglicky:

Oil cooler of a turboprop engine

Pokyny pro vypracování:

Provedte literární rešerši k problematice olejového chladičového systému turbovrtulového motoru se zacílením na chlazení motoru při jeho pozemním běhu. V rámci literární rešerše se zaměřte také na výrobce/dodavatele homologovaných olejových chladičů pro letecký průmysl a na modelování olejového chladiče s pomocí ANSYS CFD. Provedte základní výběr vhodného chladiče pro zadané parametry chladičového systému. Navrhněte vhodné uspořádání zajišťující dostatečný průtok chladičového vzduchu i při pozemním běhu a popište toto uspořádání s pomocí základních termodynamických rovnic. Modelujte proudění na straně chladičového vzduchu s pomocí programu ANSYS CFD a zaměřte se na režimy GIDLE a MTKO. Chladič oleje modelujte jako porézní prostředí.

Seznam doporučené literatury:

Dle provedené literární rešerše.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Dostál, Ph.D., ústav procesní a zpracovatelské techniky FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **23.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **17.08.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Martin Dostál, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Tomáš Jirout, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Tato bakalářská práce „Olejový chladič turbovrtulového motoru“ byla zpracována s použitím informací a se souhlasem společnosti GE Aviation Czech s.r.o., IČ: 27928845, se sídlem Beranových 65, 199 02, Praha 9, zapsané v obchodním rejstříku vedeném Městským soudem v Praze pod č.: C127155.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Dne

Štrobl Ondřej

Anotační list

Autor:	Ondřej Štrobl
Název bakalářské práce:	Olejový chladič turbovrtulového motoru
Název bakalářské práce anglicky:	Oil cooler of a turboprop engine
Akademický rok:	2017/2018
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	Bez oboru
Ústav:	Ústav procesní a zpracovatelské techniky
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Martin Dostál, Ph.D.
Počet stran:	46
Počet obrázků:	44
Počet tabulek:	8
Počet příloh:	1
Klíčová slova:	olejový chladič, výměník tepla, letadlo, CFD, ANSYS, Fluent, porézní prostředí
Keywords:	oil cooler, heat exchanger, aircraft, CFD, ANSYS, Fluent, porous media

Anotace

V bakalářské práci je uveden postup základního výběru olejového chladiče a postup zjištění potřebných hmotnostních toků chladícího vzduchu. Dále byly provedeny CFD výpočty pro zjištění hmotnostních toků vzduchu v kanálu chlazení. Jsou uvedeny i skutečné hodnoty výkonů olejového chladiče zjištěné na základě výsledků CFD výpočtů.

Anotation

The bachelor thesis describes the procedure of basic selection of the oil cooler device and procedure for obtaining needed mass flow rates of cooled air. Next, the CFD computation for obtaining mass flow rates in cooling duct was done. The real values of oil cooler performance based on CFD results are presented.

Obsah

1	Úvod.....	7
1.1	Výměníky tepla v olejové soustavě.....	8
1.2	Režimy provozu pro návrh.....	9
2	Rešerše.....	10
2.1	Chlazení motoru při pozemním běhu (ejektor).....	10
2.2	Výrobci leteckých olejových chladičů.....	14
2.3	Modelování olejového chladiče pomocí ANSYS CFD.....	15
3	Výběr vhodného chladiče.....	18
3.1	Základní rovnice.....	18
3.2	Určení měrných tepelných kapacit.....	18
3.3	Výběr chladiče.....	19
4	Výpočet pomocí CFD.....	26
4.1	Zjištění inerciálního a viskózního odporového faktoru.....	26
4.2	Model pro výpočet.....	27
4.3	Tvorba sítě.....	28
4.4	Výpočet proudění bez uvažování zdroje tepla.....	30
4.5	Výpočet s uvažováním zdroje tepla.....	34
4.6	Shrnutí.....	41
5	Závěr.....	42
6	Seznam veličin.....	43
7	Použitá literatura.....	44

1 Úvod

Podle Adamce a Kocába (2008) plní olej u leteckých turbinových motorů funkce, kterými jsou: odvod tepla z ložisek a z jiných částí s vysokou teplotou, maže ložiska, ozubené soukolí a další pohyblivé díly, a chrání proti korozi. Dále například u motoru PT6A-27 uvádí využití oleje k natáčení listů vrtule. Podle Adamce et al. (2006) olej dále odvádí malé částice vzniklé při ořezu.

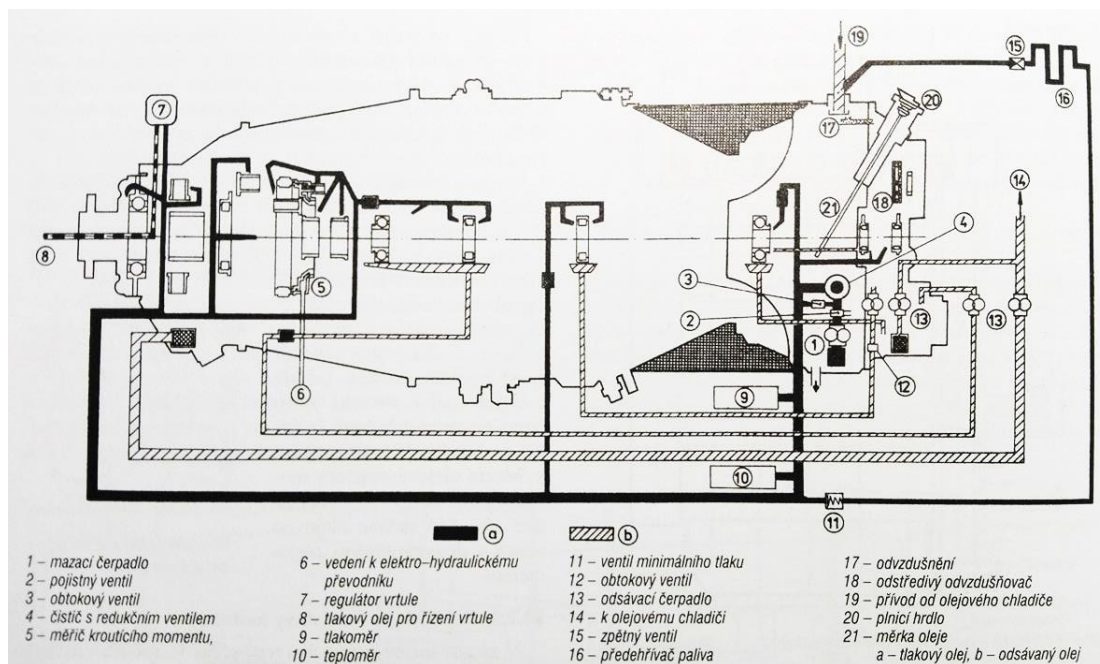
Dnes se u turbinových motorů pro pohon letadel využívají oběhové olejové systémy, kde olej v oběhu cirkuluje. Rozlišujeme 2 systémy mazání. Systém, kde je tlak oleje řízen pomocí pojistného či regulačního ventilu a systém s plným průtokem oleje. (Adamec et al., 2006)

Části mazací soustavy turbinového motoru jsou:

- **Olejová nádrž** – olej je odsud hnán tlakovým čerpadlem.
- **Čerpadla** – většinou zubová s jedním stupněm, mají obtokové a zpětné ventily.
- **Čistič** – s obtokovým ventilem, který se v případě zanesení automaticky otevře.
- **Trysky** – pomocí nich je olej vstříkván do potřebných míst. Proti zacpání trysek se často umísťují před trysky hrubá sítká.
- **Odstředivý odvzdušňovač** – zde se odděluje vzduch a olejové páry od oleje.
- **Odstředivý odlučovač** – je sem veden vzduch z odstředivého odvzdušňovače, dochází zde k oddělení posledních zbytků oleje.
- **Chladič**, případně chladiče oleje.
- **Kontrolní přístroje** – tlakoměr, teploměr, detektor třísek, ...

(Adamec a Kocáb, 2008)

Příklad olejové soustavy turbovrtulového motoru je vidět na Obr. 1.1. Zde je vidět rozdělení systému na část s tlakovým olejem a část s odsávaným olejem. Tlak v tlakové části je zajištěn mazacím čerpadlem (Adamec a Kocáb, 2008). Tlakový olej je dále veden k ložiskům, do regulátoru vrtule a na další místa. V druhé části systému je olej sán odsávacími čerpadly, prochází olejovým chladičem, kde je chlazen a následně dochází k odvzdušnění. Na obrázku si ještě můžete všimnout palivo-olejového výměníku – předehříváče paliva, který je na části tlakového oleje.



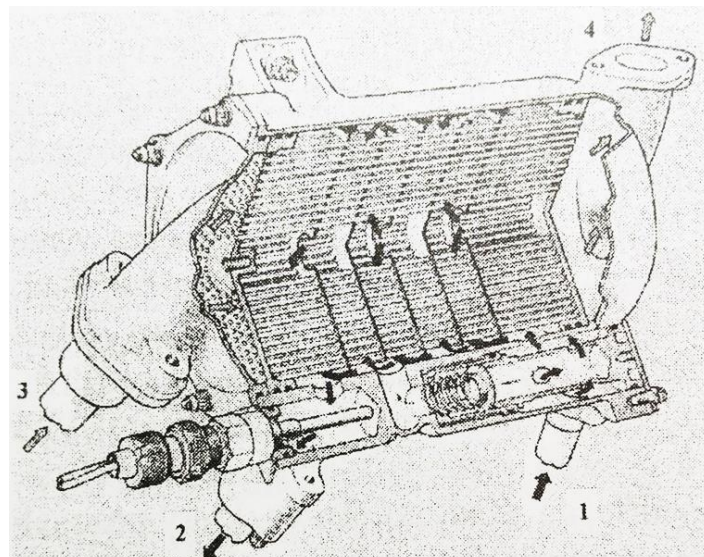
Obr. 1.1 Olejová soustava motoru PT6A-27 (Adamec a Kocáb, 2018, s. 128)

1.1 Výměníky tepla v olejové soustavě

Výměník tepla je zařízení, ve kterém je teplo přenášeno z jedné látky na druhou. V leteckých aplikacích chlazení oleje se používá dvou druhů výměníku tepla, kde v závislosti na množství tepla odváděného olejem je možné jeden vypustit (Adamec a Kocáb, 2018). Prvním druhem je chladič oleje, kde je chladicím médiem proudící vzduch, příkladem je chladič na Obr. 1.2, druhým druhem výměníku tepla je palivo-olejový výměník, kde dochází k ohřevu paliva. Adamec et al. (2006) uvádí, že je to výhodné pro rozprašování paliva tryskami a také, že se ohřevu využívá k odstranění drobných krystalků ledu. Dále uvádí, že je výměník vybaven obtokovým ventilem uzavírajícím se při překročení určité teploty. Příklad palivo-olejového výměníku je na Obr. 1.3.



Obr. 1.2 Olejový chladič Aero-Classics P/N 8001723 (Aero-Classics (p/n: 8001723), c2017-2018)



Obr. 1.3 Příklad palivo-olejového výměníku (Adamec et al., 2006, s. 210)

1.2 Režimy provozu pro návrh

V následujících částech práce budeme navrhovat vhodný chladič typu vzduch-olej, při jehož návrhu budeme vycházet z režimů GIDL a MTKO.

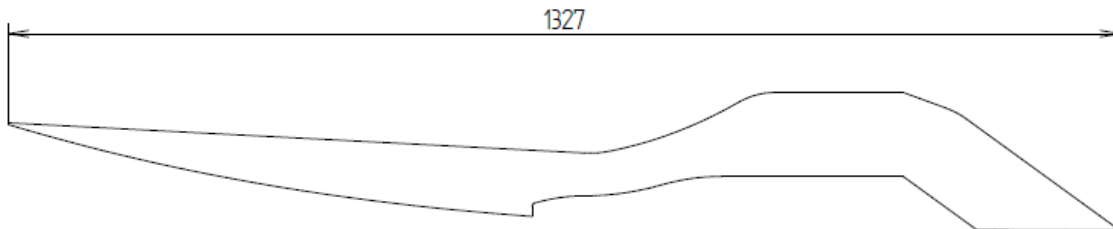
- Režim provozu, kdy letoun stojí na zemi. – Ground idle (GIDL)
- Maximální režim vzletu. – Max take-off (MTKO)

Při režimu provozu GIDL, kdy letoun stojí na zemi s běžícím motorem, se na průtoku vzduchu chladičem nepodílí proudící vzduch vlivem pohybu letounu. Průtok vzduchu tedy může být nedostatečný. Pro navýšení průtoku můžeme použít například ejektoru, tuto možnost uvádí pro operace na zemi Vinay et al. (2011), nebo například ventilátoru, ten je pro operace na zemi součástí systému chlazení oleje zobrazeného v článku Musta et al. (2015). V následující práci bychom pro zajištění dostatečného průtoku vzduchu v režimu GIDL případně použili ejektor.

Typické parametry pro režim GIDL a MTKO, které budou použity a geometrie kanálu pro umístění chladiče jsou uvedeny níže, Tab. 1 a Obr. 1.4.

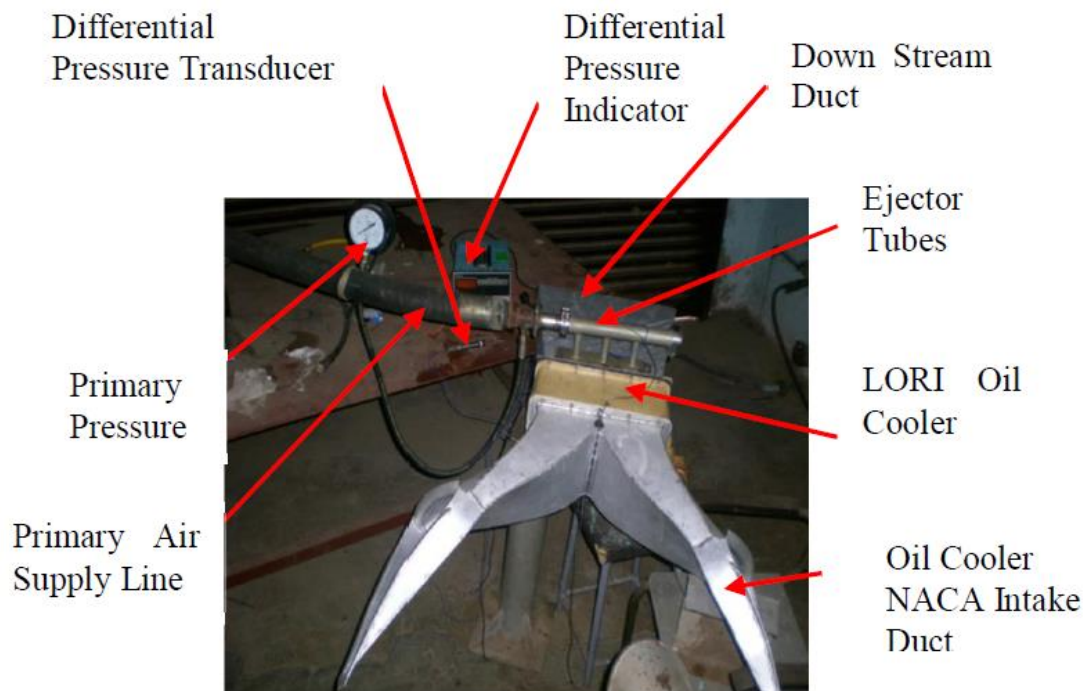
Tab. 1 Parametry pro návrh (v_{air} je střední rychlost okolního vzduchu, T_{air} je teplota okolního vzduchu, \dot{Q} je požadovaný výkon výměníku tepla, \dot{m}_{oil} je průtok oleje dodávaný olejovým čerpadlem při daném provozním režimu a $T_{\text{oil,out}}$ je maximální výstupní teplota oleje)

Režim	Výška [ft]	v_{air} [m s^{-1}]	T_{air} [$^{\circ}\text{C}$]	\dot{Q} [W]	\dot{m}_{oil} [kg s^{-1}]	$T_{\text{oil,out}}$ [$^{\circ}\text{C}$]
GIDL	0	16	54	7000	0,447	100
MTKO	0	45	54	29000	0,655	120



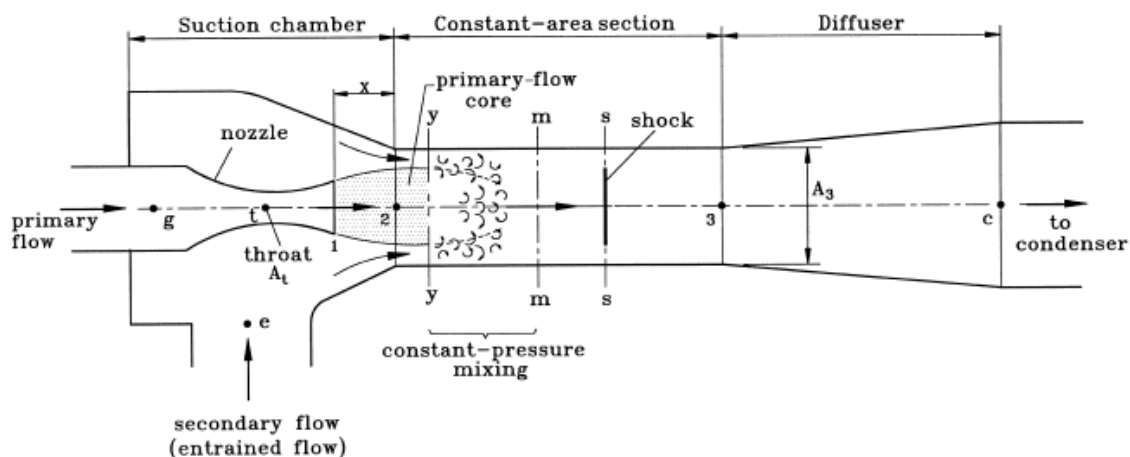
Obr. 1.4 Geometrie kanálu

V publikaci je dále uveden postup odhadu hmotnostního toku ejektorem, tento tok byl následně ověřen jiným výpočtem. Také byl na základě dřívějších testů předpokládán dvacetinásobný hmotnostní průtok přes chladič oproti hmotnostnímu průtoku ejektorem pro ejektor ze 3 trubek se 4 kolmými dírami o průměru 3,1 mm. Test ejektoru byl proveden na zkušebním zařízení a také na letadle. Uspořádání testu na zkušebním zařízení ukazuje Obr. 2.3. V obou případech byla přes chladič měřena tlaková ztráta a hmotnostní tok kanálem byl odhadnutý pomocí naměřených charakteristik tlakové ztráty olejového chladiče. Chlazení oleje při testu na letadle bylo uspokojivé. V textu závěru, po popisu testu na letadle je uvedeno: „Kromě toho, konstrukce ejektoru umožňuje paralelní provoz olejového chladiče a ECS, který nebyl možný s předešlou standardní konstrukcí ejektoru použitého v systému. (Moreover, the ejector design allows parallel operation of oil cooler and ECS which was not possible with the previous standard design of ejector used in the system.).“



Obr. 2.3 Test ejektoru (Vinay et al., 2011)

Huang et al. (1999) popisují jednorozměrný model pro výpočet ejektoru s uvažováním směšování za konstantního tlaku v části s konstantním průřezem. Schéma ejektoru je na Obr. 2.4. Vytvořený model je pro ejektor, který se nachází v kritickém režimu, při kterém dochází ke zahlcení (choking) dvou proudů. A to v krku trysky a dále v části s konstantním průřezem. V modelu je předpokládáno, že se primární proud (primary flow) a sekundární proud (secondary flow) začnou mísit v části ve schématu znázorněné jako y-y, do té doby se nemísí a v důsledku primárního proudu se vytvoří zužující kanál pro proud sekundární, který působí jako tryska. Machovo číslo sekundárního proudu je v části y-y předpokládáno rovné 1. V analýze je také předpokládán nadzvukový ráz (shock). Byly provedeny i další předpoklady, např., že pracovní látkou je ideální plyn, že kinetická energie v určitých částech je zanedbatelná a že jsou použity isoentropické vztahy spolu s koeficienty, které je potřeba určit experimentálně, beroucí v úvahu ztráty. Huang et al. (1999) provedli také experimentální ověření, při kterém testovali 11 ejektorů s dobrou kvalitou výroby a v článku uvádí hodnoty koeficientů. V závěru Huang et al. (1999) uvádí: „Je ukázáno, že jednorozměrná analýza s použitím empirických koeficientů může výstižně předpovědět výkon ejektorů. (It is shown that the 1-D analysis using the empirical coefficients can accurately predict the performance of the ejectors.)“

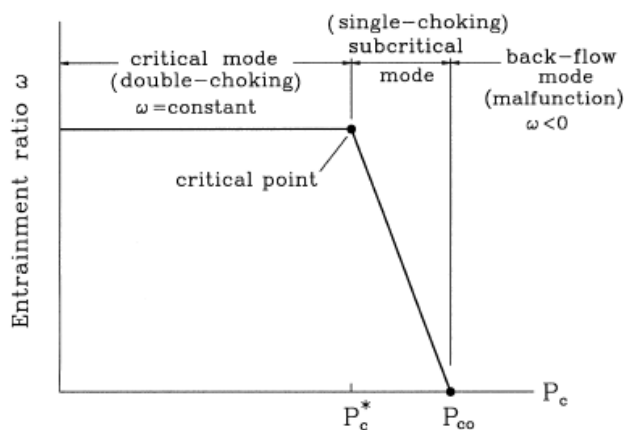


Obr. 2.4 Schéma ejektoru (Huang et al., 1999, s. 356)

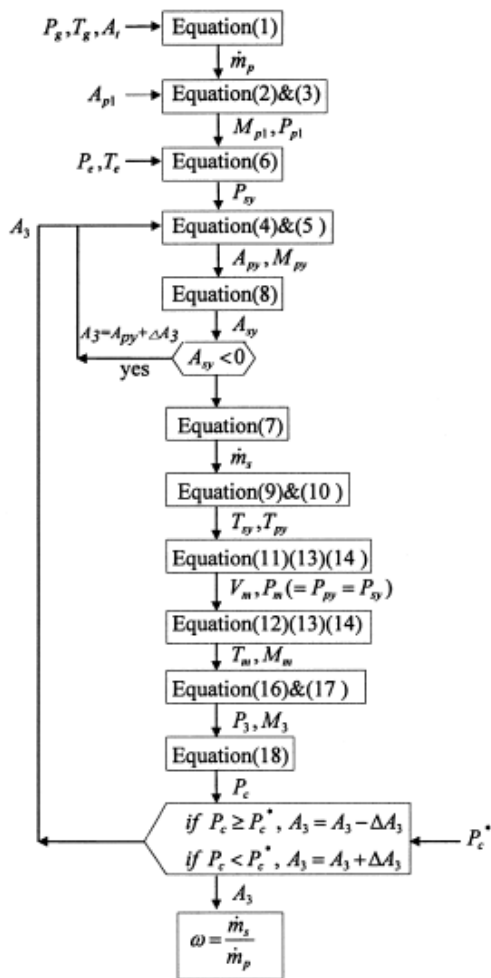
V článku jsou uvedeny 3 možné režimy ejektoru. Jsou to režimy:

- kritický režim
- subkritický režim
- režim zpětného proudění

Při kritickém režimu dochází k zahlcení obou proudů a křivka v závislosti na Obr. 2.5 je přímková, vstupní poměr hmotnostních toků je nezávislý na protitlaku (back pressure) P_c . Při subkritickém režimu dochází k zahlcení pouze v trysce primárního proudu a vstupní poměr hmotnostních toků je již závislý na tlaku P_c . Režim zpětného proudění nastává při tlaku P_c , který je větší nebo rovný než tlak P_{co} . Huang et al. (1999) uvádí: „Ejektor má lepší výkon v kritickém režimu za účelem získání lepší účinnosti. (The ejector had better perform at critical mode in order to obtain a better efficiency.)“.



Obr. 2.5 Režimy ejektoru (Huang et al., 1999, s. 355)

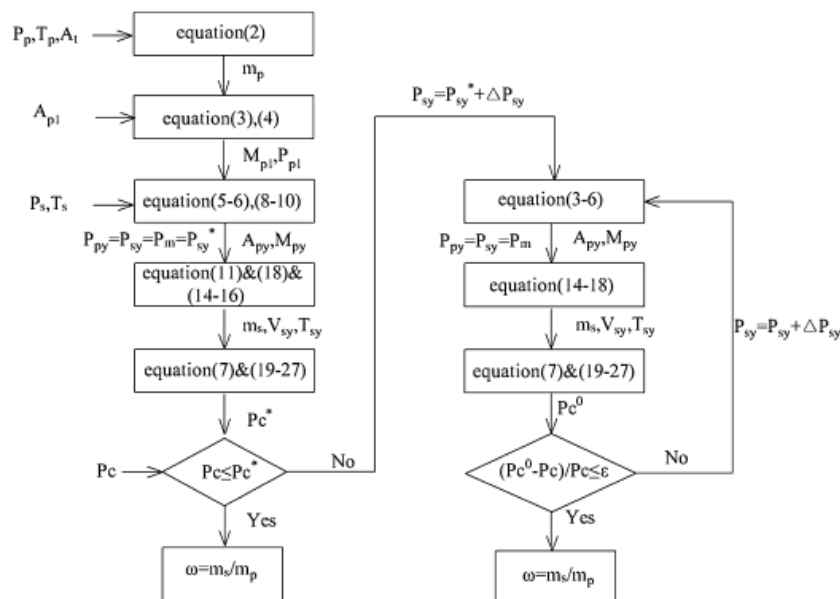


Obr. 2.6 Schéma výpočtu (Huang et al., 1999, s. 358)

Postup výpočtu je pro ukázkou znázorněn v diagramu na Obr. 2.6, vstupními parametry jsou tlaky a teploty sekundárního a primárního média, dále plochy průřezu nebo průměry krku a výstupu trysky a kritický protitlak (critical back pressure) P_c^* . Výstupem by měl být vstupní poměr hmotnostních toků a poměr plochy průřezu konstantní části (constant-area section) k ploše průřezu hrdla trysky. Vzdálenost x z Obr. 2.4 byla v experimentu taková, že poměr x /průměr konstantní části byl okolo 1,5. Tento poměr byl zjištěný experimentálně pro nejlepší výkon ejektoru. Problémem toho modelu je to, že musíme znát hodnotu kritického zadního tlaku a že je pro ejektor v kritickém režimu.

Chen et al. (2013) vytvořili jednorozměrný model pro ejektor v kritickém i subkritickém režimu. V modelu jsou použity stejné rovnice, jako použili Huang et al. (1999), ale s odlišným postupem výpočtu v kritickém režimu. Jak uvádí Chen et al. (2013): „Hlavním účelem tohoto článku je předpovědět výkon ejektoru v celém rozsahu operací pro stálou geometrii ejektoru. (The main purpose of the paper is to predict the ejector performance over the entire range of operations for fixed ejector geometry.)“. Vstupním parametrem není kritický protitlak, ale je jím experimentální plocha průřezu konstantní části nebo průměr této části. Kritický protitlak je spočítán a poté porovnán s hodnotou protitlaku. Pokud je protitlak menší, než tlak kritický, je výpočet u konce. Pokud menší není, tak se zvětší tlak v oblasti, při kterém se oba proudy mísí, a provede se výpočet protitlaku. Následně je posuzována relativní chyba vypočteného tlaku. Pokud je chyba větší, než stanovená mez, je zvětšen tlak, při kterém se proudy mísí, a výpočet protitlaku se opakuje, viz schéma na

Obr. 2.7. Chen et al. (2013) předpokládají, že v obou režimech ejektoru se do určité oblasti v konstantní části ejektoru proudy nemísí a poté se začnou mísit za konstantního tlaku. Model byl ověřován porovnáním s experimentálními daty.



Obr. 2.7 Schéma výpočtu (Chen et al., 2013, s. 1754)

2.2 Výrobci leteckých olejových chladičů

Orientace mezi výrobci leteckých olejových chladičů není snadná. Je těžké se zorientovat, zda nabízené chladiče jsou vyráběny tím, kdo je nabízí nebo někým jiným.

Uvedu zde některé výrobce.

➤ *AERO-Classics Heat Transfer Products, Inc.*

<http://www.aero-classics.com>

Výrobce sídlící v USA (Aero-Classics Heat Transfer Products, c2000-2018).

Vyrábí mnoho FAA/PMA certifikovaných chladičů, lze nalézt i chladiče, které certifikaci nemají nebo na ni čekají. ([Eligibility List], Rev. Date 31/JUL/2014)

Největším distributorem AERO-Classics Heat Transfer Products, Inc. je **Pacific Oil Cooler Service, Inc.** (Pacific Oil Cooler Service, Inc. - Home, c2018)

➤ *Aavid, Thermal Division of Boyd Corporation*

<https://www.boydcorp.com/aavid.html>

„Aavid má 24 rozdílných FAA-PMA způsobilých certifikátů pro nahrazení olejových výměníků tepla v aplikacích jako jsou pístová a rotační letadla. (Aavid holds 24 different FAA-PMA eligible certificates for replacement heat exchanger oiler coolers in applications such as piston and rotary aircraft.)“ (Aerospace Aftermarket Support, c2018)

Distributory letecké poprodejní podpory jsou:

- www.canadianaeromanufacturing.com
- www.niagaraairparts.com
- www.airflow-systems.com/category/aircraft-oil-coolers/

(Aerospace Aftermarket Support, c2018)

Jako část Aavid Thermal Division of Boyd Corporation jsou dostupná řešení známá jako **Aavid Niagara** nebo **Niagara Thermal Products**. (Aavid Niagara | Aavid, Thermal Division of Boyd Corporation, c2018)

V eshopu Airflow Systems jsou chladiče uvedeny pod označením **NDM/NTP**. (NDM/NTP Certified Aircraft Oil Coolers, c2018; Aavid Niagara | Aavid, Thermal Division of Boyd Corporation, c2018)

➤ *AIRFLOW SYSTEMS*

<https://www.airflow-systems.com>

Konstrukce chladičů „X-Series“ pro experimentální letadla. Dle mého názoru se nejspíše jedná i o výrobce těchto chladičů. (Airflow Systems)

➤ *Meggitt Control Systems*

<http://www.stewart-warner.com>

*„..., dříve známý jako **Stewart Warner South Wind Corporation**, ... (..., formerly known as Stewart Warner South Wind Corporation, ...)“* (Meggitt Control Systems - Thermal management, c2017)

„Meggitt Control Systems je největším návrhářem a výrobcem olejových a vzduchových chladičů pro obecné letectví ve Spojených státech, ... (Meggitt Control Systems is the largest designer and manufacturer of general aviation oil and air coolers in the US,)“ (General aviation oil coolers, c2017)

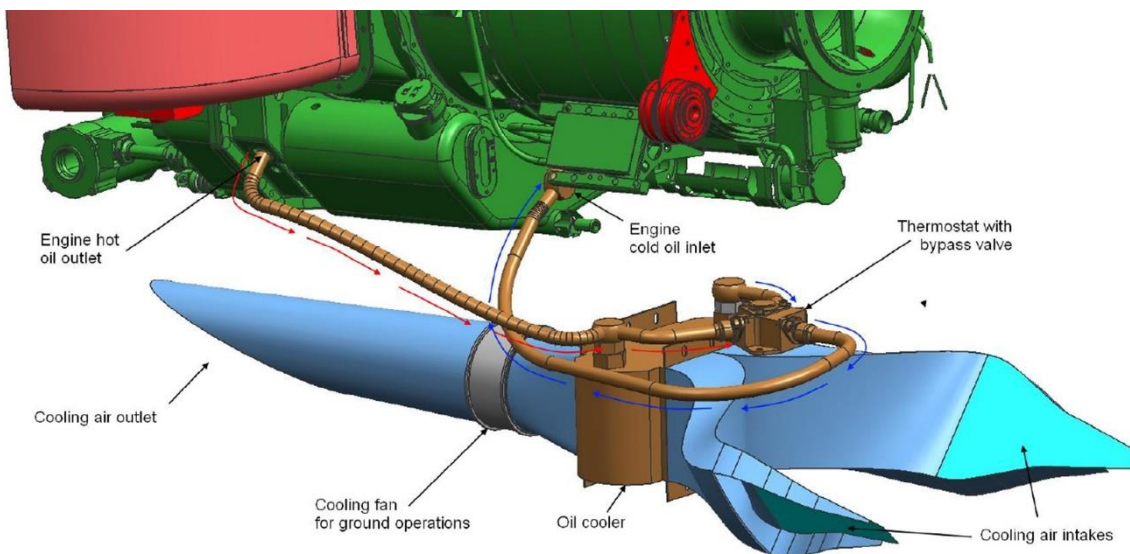
2.3 Modelování olejového chladiče pomocí ANSYS CFD

Musto et al. (2015) ve svém článku modelují proudění vzduchu v kanálu chlazení za použití metody CFD, kde pro modelování tlakové ztráty a sdílení tepla je použit model porézního prostředí. Porézní prostředí je použito z toho důvodu, že ne vždy je dostupný dostatek informací o vnitřní konstrukci výměníku. Když je použito porézní prostředí, nemusíme ji znát. Pro řešení je použit ANSYS Fluent. Systém chlazení oleje je turbovrtulového motoru výzkumného (research) letounu EM-11 ORKA.



Obr. 2.8 EM-11 ORKA (Musto et al., 2015, s. 837))

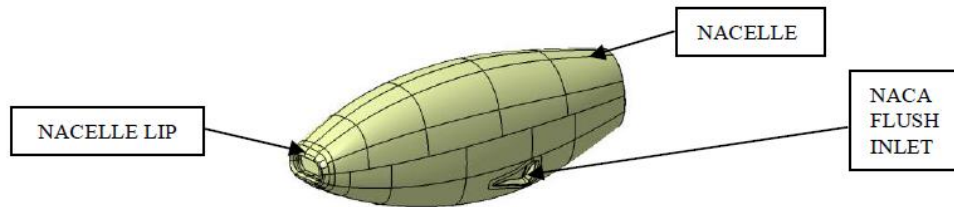
Jak lze vidět z Obr. 2.8, letoun je vybaven dvěma motory v obrácené konfiguraci. Analýza je provedena pro nadmořskou výšku 2743 m – cestovní podmínky letounu. Systém chlazení oleje je na Obr. 2.9. Součástí systému je pro provoz na zemi ventilátor. Použitý chladič v analýze je Niagara 2003A. Turbulence je modelována pomocí $k-\omega$ SST modelu s malými Reynoldsovými čísly. Také byla provedena analýza citlivosti sítě (grid sensitivity analysis). Simulace byla prováděna ve 3 krocích – prázdný kanál; uvažování tlakové ztráty; uvažování tlakové ztráty i zdroje tepla. Odporové faktory, inerciální a viskózní (inertial resistance factor, viscous resistance factor), pro nastavení porézního prostředí jsou určeny s pomocí výkonových dat od výrobce výměníku.



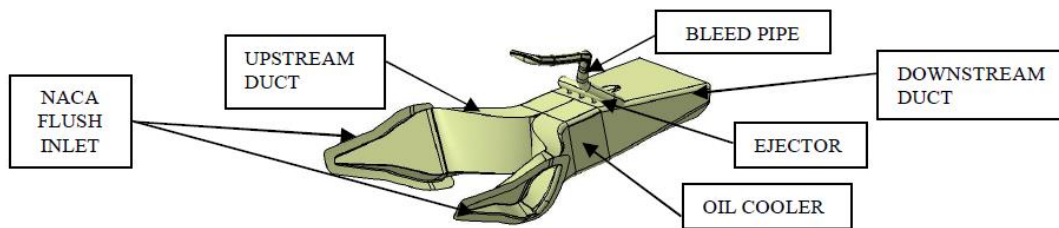
Obr. 2.9 Systém chlazení oleje (Musto et al., 2013, s. 838)

Z koeficientů vztahu pro závislost tlakové ztráty na rychlosti a spolu se znalostí dynamické viskozity, hustoty a tloušťky porézního prostředí jsou následně určeny oba faktory. Použité okrajové podmínky na vstupu do kanálu jsou absolutní tlak a absolutní teplota vzduchu a na výstupu je to atmosférický statický tlak a teplota. Také je v oblasti porézního prostředí nastavena podmínka zdroj energie (power source term), k nastavení bylo použito experimentálních dat od výrobce. Správného nastavení porézního prostředí si Musto et al. (2015) ověřili numerickou simulací a porovnáním hodnot vycházející z této simulace s daty od výrobce. K použití porézního prostředí je v závěru článku uvedeno: „Dává nejlepší výsledky ve srovnání s experimentálními daty, když je vzduch přes porézní prostředí „nerozdělený“ nebo když uvnitř kanálu olejového chladiče dochází k malému oddělení proudu. (It gives the best results in term of correlation with the experimental data when air flow is „undistributed“ through the porous media or when small flow separation occurs inside the oil cooler conduct)“.

Chougule, Vinay a Saleel (2016) provedli CFD analýzu proudění vzduchu kolem modelu gondoly turbovrtulového motoru v obrácené konfiguraci a uvnitř kanálu chlazení při letových podmínkách v nadmořské výšce 4500 ft, rychlosti 71,46 m/s, okolní teplotě vzduchu 6,1 °C a úhlu náběhu gondoly (AOA) 6,6 °. Vzduch byl uvažován nestlačitelný. Simulaci provedli v softwaru ANSYS Fluent, pro modelování tlakové ztráty chladiče oleje použili porézní prostředí, které určili koeficientem viskózního odporu a koeficientem inerciálního odporu (inertial resistance, viscous resistance). Obr. 2.10 ukazuje použitý model pro výpočet. Vrtule a sestava rotoru (spinner assembly) nebyla uvažována. Na Obr. 2.11 je model systému chlazení oleje.



Obr. 2.10 Použitý model pro výpočet (Chougele et al., 2016, s. 772)



Obr. 2.11 Model systému chlazení oleje (Chougele et al., 2016, s. 772)

Pro výpočet je použita polokruhová doména. Použitá okrajová podmínka pro vstup do domény je „velocity inlet“ a pro výstup z domény, pro výstup z kanálu chladiče (downstream duct cover) a pro doménu je použita okrajová podmínka „pressure outlet“. Chougule et al. (2016) také provedli studii nezávislosti sítě s použitím třech sítí. Byl použit typ řešiče „pressure based“ s „double precision“ a model turbulence SST k- ω . V článku je také uvedeno porovnání tlakové ztráty olejového chladiče a hmotnostního toku přes chladič z CFD analýzy s hodnotami poskytnutými od výrobce olejového chladiče, porovnání ukazuje Tab. 2.

Tab. 2 Porovnání hodnot (Chougule et al., 2016, s. 776)

Data od výrobce olejového chladiče		Výsledky z CFD analýzy	
Hmotnostní průtok	Tlaková ztráta olejového chladiče	Hmotnostní průtok	Tlaková ztráta olejového chladiče
1,8 kg/s	1474,60 Pa	1,7 kg/s	1346,28 Pa

Chougele, Vinay a Suresh ([2016]) provedli CFD analýzu proudění vzduchu kolem gondoly a uvnitř kanálu chlazení turbovrtulového dopravního letadla v tlačné konfiguraci a analýzu proudění v ejektoru. Analýza byla provedena při podmínkách na zemi (ground conditions) ve dvou případech – „Ground static“ a „Flight Idle“. Dle mého názoru jsou použity stejné modely gondoly a systému chlazení oleje jako v článku (Chougule et al., 2016), viz Obr. 2.12. Simulace byla také provedena v softwaru ANSYS Fluent a pro modelování tlakové ztráty chladiče oleje bylo také použito porézní prostředí. V dokumentu Chougele et al. ([2016]) je napsáno, že byla provedena studie nezávislosti sítě s použitím třech sítí.



Obr. 2.12 Model gondoly a systému chlazení oleje (Chougele et al., [2016], s. 1)

Použitý typ řešiče je „pressure based“ s „double precision“ a model turbulence SST $k-\omega$. Vzduch byl uvažován nestlačitelný. Okrajová podmínka pro trysky ejektoru byla „interior“ a pro kryt ramene trubky (ram pipe cover) byl použit „pressure inlet“. Výsledky z CFD analýzy byly porovnány s návrhovými hodnotami pro kanál chladiče a ejektor – pro případ „Ground static“ a s experimentálními výsledky – pro případ „Flight Idle“. Návrhové hodnoty a experimentální výsledky byly poskytnuty CSIR-NAL. Procentuální chyby jsou uvedeny v Tab. 3. Hmotnostní tok, přibližně o 5 % větší, je přičítán tomu, že v analýze nebyly uvažovány křídla, gondola, pahýlové křídlo (stub-wing) a vrtule.

Tab. 3 Procentuální chyby (Chougele et al., [2016], s. 3)

Tlaková ztráta olejového chladiče	7,39 %
Primární průtok	4,38 %
Sekundární průtok	4,96 %

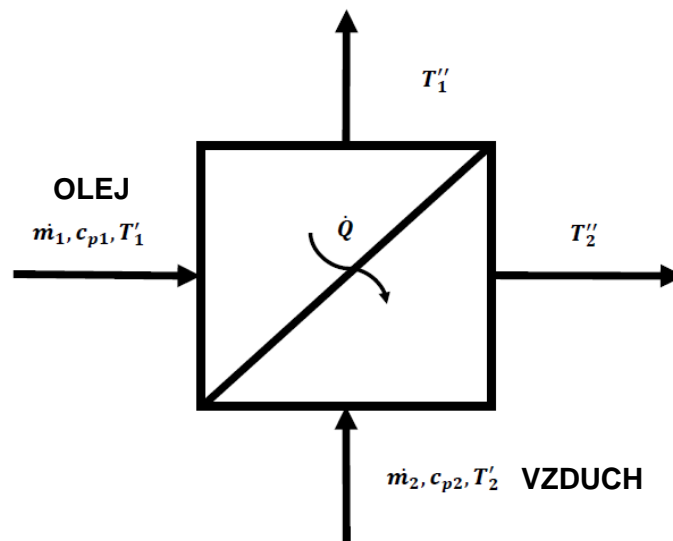
3 Výběr vhodného chladiče

3.1 Základní rovnice

Pro výpočet výměníku tepla můžeme použít kalorimetrickou rovnici a rovnici prostupu tepla. Kalorimetrická rovnice je uvedena v rovnici (3.1). V této rovnici je počítáno s nulovými ztrátami tepla. Rovnice prostupu tepla je uvedena v rovnici (3.2), kde k značí součinitel prostupu tepla, $\overline{\Delta T}$ střední teplotní diferenci a S teplosměnnou plochu. Veličiny kalorimetrické rovnice jsou patrné z Obr. 3.1.

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1} (T_1' - T_1'') = \dot{m}_2 c_{p2} (T_2'' - T_2') \quad (3.1)$$

$$\dot{Q} = k S \overline{\Delta T} \quad (3.2)$$



Obr. 3.1 Schéma výměníku tepla

Konstrukci výměníku nenavrhujeme, výměník vybíráme. Nemáme k dispozici teplosměnnou plochu a ani součinitel prostupu tepla, rovnici (3.2) tedy nevyužijeme, naproti tomu máme k dispozici výkonové charakteristiky chladičů.

Maximální možný tepelný výkon výměníku tepla je daný následujícím vztahem.

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_1' - T_2') \quad (3.3)$$

3.2 Určení měrných tepelných kapacit

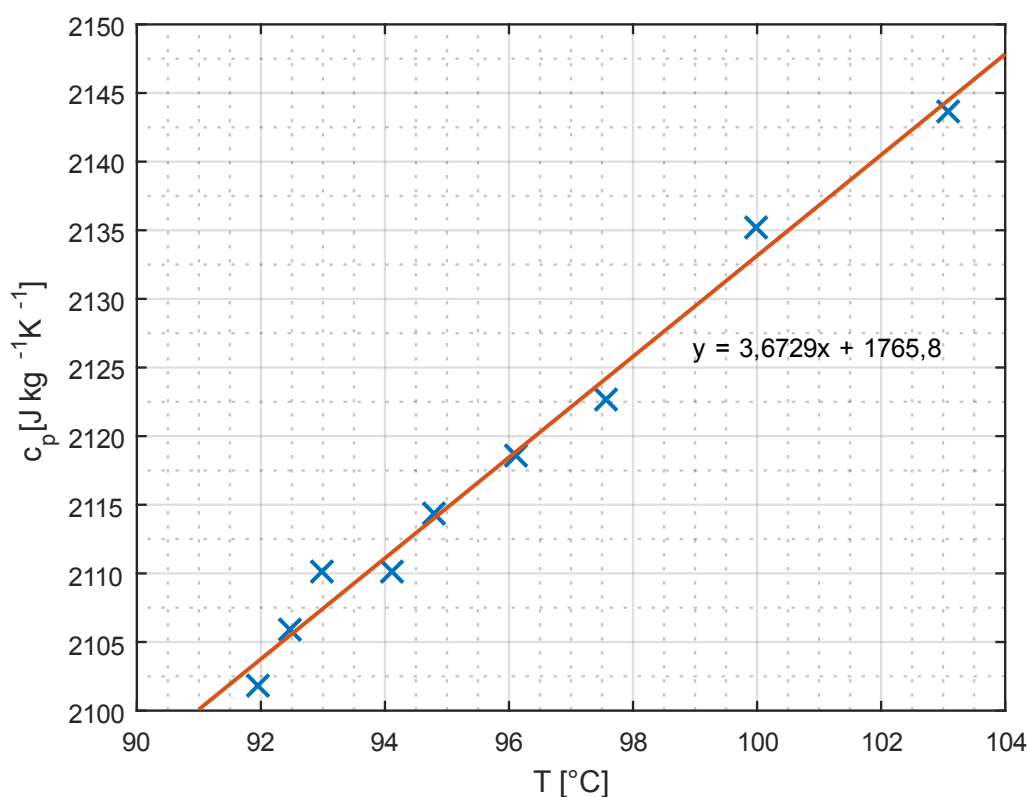
Měrné tepelné kapacity oleje při konstantním tlaku c_p určíme s pomocí dokumentu Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017), poskytnutého od Pacific Oil Cooler Service, Inc. V tomto dokumentu byl proveden výkonový srovnávací test toho chladiče. Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017) v tomto dokumentu uvádí měrné tepelné kapacity pro určité teploty oleje. Tyto

hodnoty přepočítané do jednotek SI jsou uvedeny v Tab. 4. Hodnoty byly vyneseny do grafu a proloženy přímkou, Obr. 3.2. Použitý typ oleje byl MIL-L-2104 SAE 30W.

Tab. 4 Měrná tepelná kapacita oleje MIL-L-2104 SAE 30W v závislosti na teplotě, přepočítáno do jednotek SI, původní hodnoty – (Aero-Classics Heat Transfer Products Inc., 8 AUG 2017)

T [°C]	103,08	99,97	97,56	96,11	94,81	94,11	92,97	92,47	91,94
c_p [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	2143,6	2135,3	2122,7	2118,5	2114,3	2110,1	2110,1	2106,0	2101,8

Pomocí přímkové závislosti si spočítáme měrnou tepelnou kapacitu oleje při maximálních výstupních teplotách oleje. V našem výpočtu jsme na straně bezpečnosti. Z grafu na Obr. 3.2 je vidět, že při vzrůstající teplotě oleje měrná tepelná kapacita roste, a tudíž při vyšší teplotě oleje máme větší tepelný výkon, jak je patrné z rovnice (3.1). Proto, pokud použijeme při výpočtu nejmenší teplotu oleje, jsme na straně bezpečnosti.



Obr. 3.2 Závislost měrné tepelné kapacity oleje MIL-L-2104 SAE 30W na teplotě

Odečtené měrné tepelné kapacity z lineární závislosti (Obr. 3.2):

$$T_{oil,out} = 100 \text{ °C} \rightarrow c_p = 2133 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$T_{oil,out} = 120 \text{ °C} \rightarrow c_p = 2207 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

3.3 Výběr chladiče

Ze zadání máme k dispozici požadované tepelné výkony, požadované výstupní teploty oleje a hmotnostní průtoky oleje. Tyto 3 veličiny použijeme k výpočtu vstupní teploty oleje z rovnice (3.1).

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1} (T_1' - T_1'')$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1} T_1' - \dot{m}_1 c_{p1} T_1''$$

$$T_1' = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_1 c_{p1}} + T_1''$$

Režim GIDL

$$T_1' = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_1 c_{p1}} + T_1'' = \frac{7000}{0,447 \cdot 2133} + 100 = \mathbf{107,3 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Režim MTKO

$$T_1' = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_1 c_{p1}} + T_1'' = \frac{29000}{0,655 \cdot 2207} + 120 = \mathbf{140,1 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Při uvažování toho, že teplota vzduchu na vstupu do chladiče je stejná, jako teplota okolního vzduchu, můžeme v tuto chvíli spočítat vstupní teplotní diferenci médií na vstupu do chladiče. Tento předpoklad je pro náš základní výpočet postačující.

Režim GIDL

$$\Delta T' = 107,3 - 54 = \mathbf{53,3 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Režim MTKO

$$\Delta T' = 140,1 - 54 = \mathbf{86,1 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Dále máme k dispozici požadované hodnoty tepelného výkonu a také průtoky oleje. S pomocí těchto hodnot je potřeba vyhledat vhodný chladič a následně určit hmotnostní průtok potřebný k tomu, aby chladič dosáhl požadovaného výkonu při naší vstupní teplotní diferenci a průtoku oleje. Pro výběr chladiče si nejprve převedeme požadované tepelné výkony výměníku do jednotek BTU/min a poté si vypočítáme požadovaný výkon výměníku při vstupní teplotní diferenci médií 100 F a dále převedeme průtoky oleje do jednotek lb/min. Parametry chladičů jsou totiž takto uváděny. Přepočtení na vstupní teplotní diferenci 100 F provedeme pomocí přímé úměry tak, jako Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017).

Režim GIDL

$$\dot{Q} = 7000 \text{ W} = \frac{7000 \cdot 60}{1055,056} \text{ BTU/min} = 398,083 \text{ BTU/min}$$

$$\dot{Q} = 398,083 \text{ BTU/min} \leftrightarrow \Delta T' = 53,3 \text{ } ^\circ\text{C} = (53,3 \cdot 1,8) \text{ F} = 95,94 \text{ F}$$

$$\Delta T' = \mathbf{100 \text{ F}} \leftrightarrow \dot{Q} = \frac{398,083}{95,94} \cdot 100 = \mathbf{414,929 \text{ BTU/min}}$$

$$\dot{m}_{\text{oil}} = 0,447 \text{ kg s}^{-1} = \frac{0,447 \cdot 60}{0,45359237} = \mathbf{59,1 \text{ lb/min}}$$

Režim MTKO

$$\dot{Q} = 29000 \text{ W} = \frac{29000 \cdot 60}{1055,056} \text{ BTU/min} = 1649,202 \text{ BTU/min}$$

$$\dot{Q} = 1649,202 \text{ BTU/min} \leftrightarrow \Delta T' = 86,1 \text{ } ^\circ\text{C} = (86,1 \cdot 1,8) \text{ F} = 154,98 \text{ F}$$

$$\Delta T' = \mathbf{100 \text{ F}} \leftrightarrow \dot{Q} = \frac{1649,202}{154,98} \cdot 100 = \mathbf{1064,139 \text{ BTU/min}}$$

$$\dot{m}_{\text{oil}} = 0,655 \text{ kg s}^{-1} = \frac{0,655 \cdot 60}{0,45359237} = \mathbf{86,6 \text{ lb/min}}$$

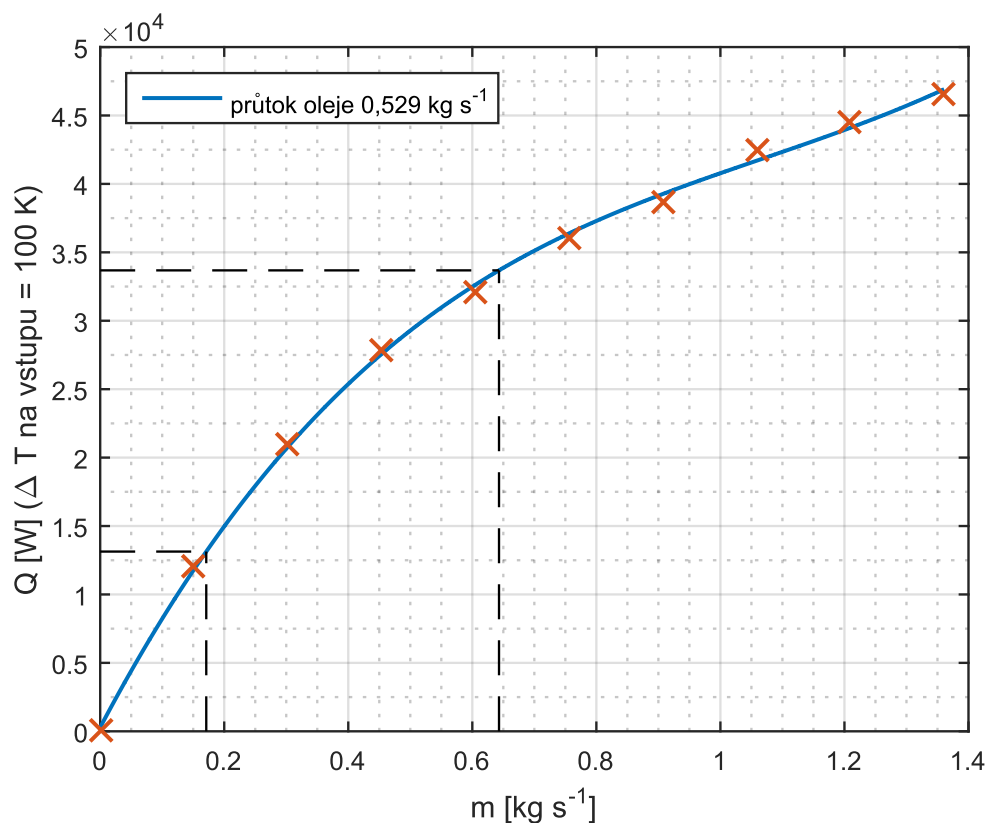
Nyní lze s pomocí těchto spočítaných výkonů a průtoků předběžně zvolit chladič oleje.

Chladiče zvolené pro výpočet množství potřebného vzduchu jsou následující:

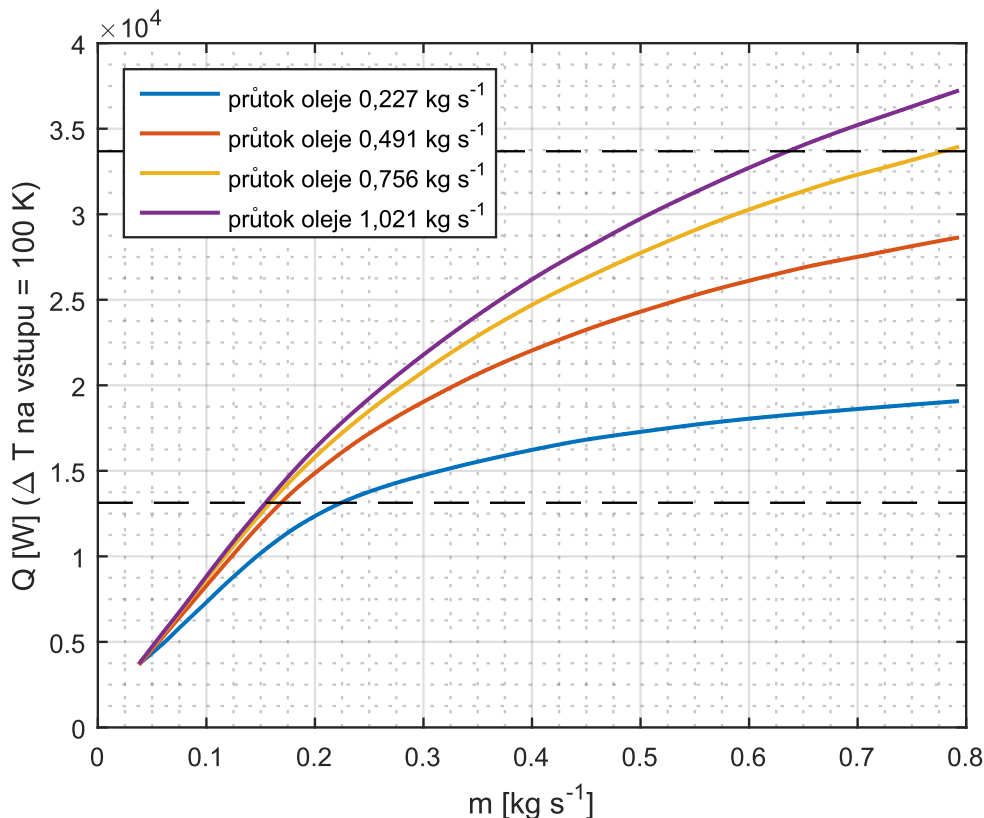
- **AERO-Classics Heat Transfer Products Inc. P/N 8002545**
- **AERO-Classics Heat Transfer Products Inc. P/N 8001723**

Výměník **8002545** je náhradou za výměník **Meggitt P/N 10662D** (Aero-Classics Heat Transfer Products Inc., 8 AUG 2017). Tomuto výměníku by měl odpovídat chladič pro letouny Beechcraft SUPER KING AIR 350I/350C, který je uveden v katalogu náhradních dílů (SUPER KING AIR 350I/350C ILLUSTRATED PARTS CATALOG, FEB 01/18) pod číslem dílu 101-389028-3. Toto je patrné z fotografie (101-389028-3, c2016), která je v internetovém obchodě Davis Aviation. Výměník **8001723** je navržený jako náhrada chladiče **Stewart Warner P/N 10886A** (HE Series Oil Coolers, c2018).

Na Obr. 3.3 je zobrazena výkonová charakteristika chladiče 8002545, která je vytvořena pomocí dokumentu Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017). Výsledná křivka je získána aproximací polynomem 3. stupně z naměřených hodnot. Naměřené hodnoty byly přepočítány do jednotek SI a na vstupní teplotní diferencii rovnající se 100 K. Dále jsou na Obr. 3.4 zobrazeny výkonové charakteristika chladiče Stewart Warner 10886A, přepočtené také do jednotek SI a pro vstupní teplotní diferencii 100 K. Pro vytvoření grafu na Obr. 3.4 bylo použito bodů charakteristik, které byly k dispozici. Původní charakteristiky viz (LCHX Performance Curves).



Obr. 3.3 Výkon výměníku AERO-Classics P/N 8002545, vodorovná osa – hmotnostní průtok vzduchu přes chladič, svislá osa – tepelný výkon výměníku při vstupní teplotní diferencii 100 K, použitý olej: MIL-L-2104 SAE 30W



Obr. 3.4 Výkon výměníku Stewart Warner 10886A, vodorovná osa – hmotnostní průtok vzduchu přes chladič, svislá osa – tepelný výkon výměníku při vstupní teplotní diferenci 100 K

Nyní provedeme **výpočet potřebného průtoku vzduchu**.

Vzhledem k tomu, že pro výměník AERO-Classics 8002545 známe výkonovou charakteristiku jen pro jeden průtok oleje, vytvoříme si přibližné opravné koeficienty, které určíme z charakteristik výměníku Stewart Warner 10886A. Budeme předpokládat, že závislost průtoku vzduchu na průtoku oleje v pracovním bodě, daném výkonem výměníku, je přibližně obdobná. Pro výměník AERO-Classics 8001723 využijeme charakteristiku výměníku Stewart Warner 10886A. Nejprve potřebujeme zjistit požadovaný výkon přepočtený na vstupní teplotní diferenci 100 K. To provedeme pomocí přímé úměry tak, jako Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017).

Režim GIDL

$$\dot{Q} = 7000 \text{ W} \leftrightarrow \Delta T' = 53,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

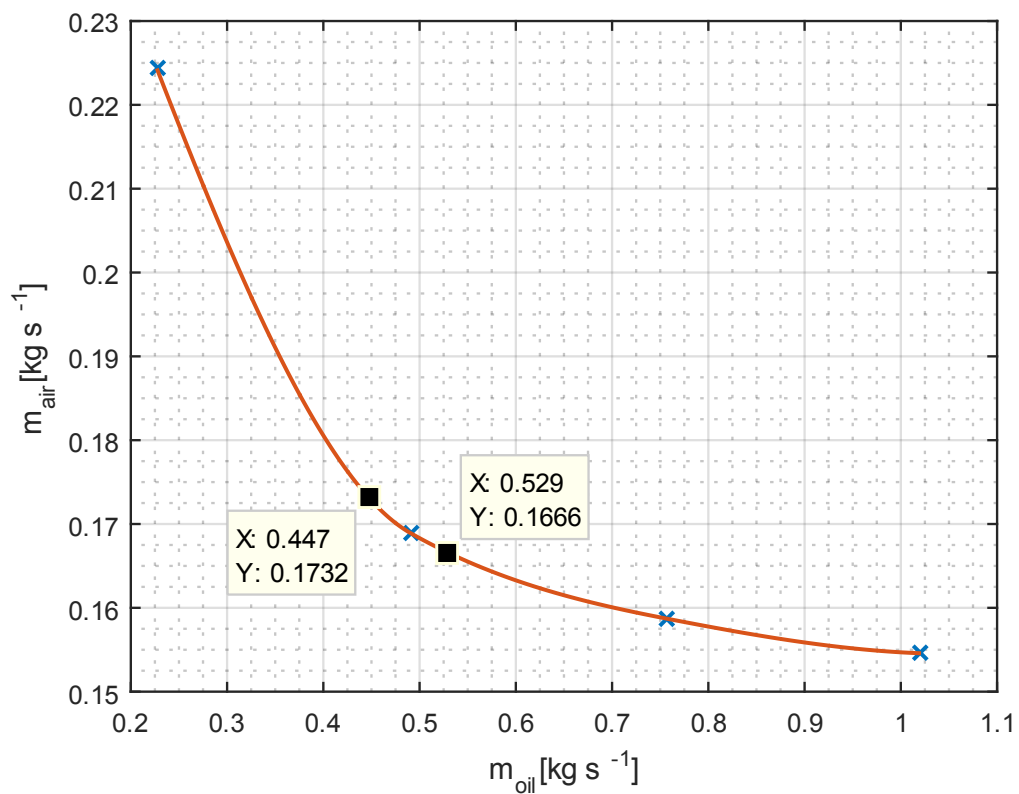
$$\Delta T' = 100 \text{ }^{\circ}\text{C} = 100 \text{ K} \leftrightarrow \dot{Q} = \frac{7000}{53,3} \cdot 100 = 13133,2 \text{ W}$$

Režim MTKO

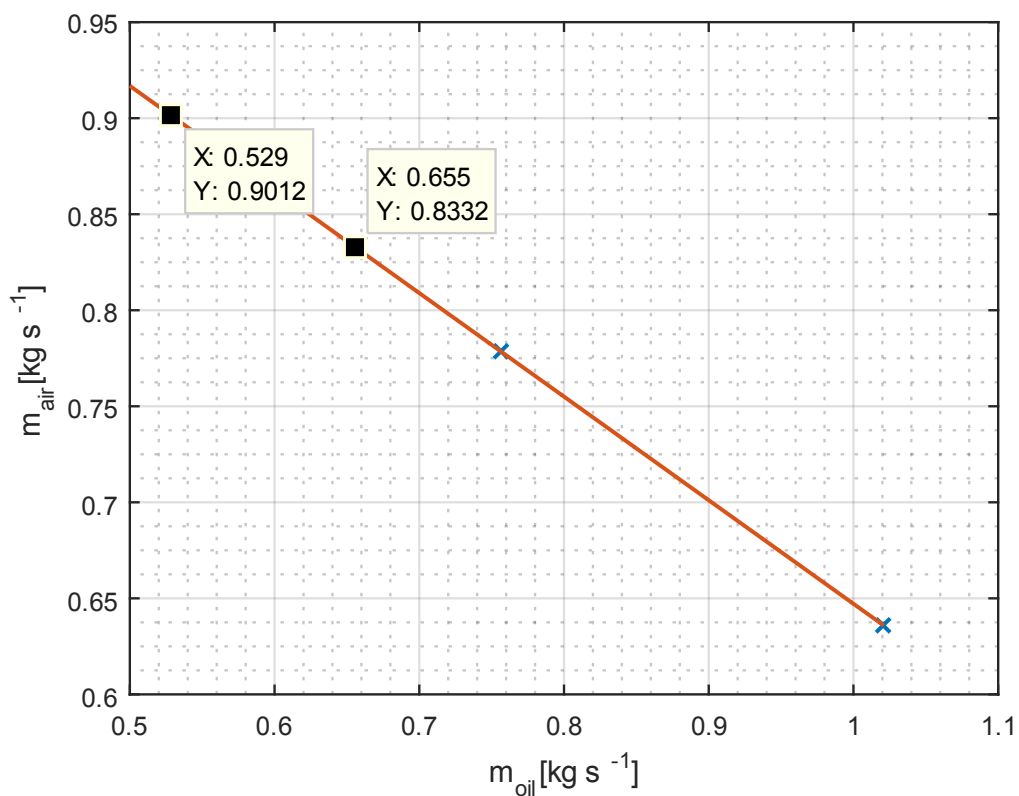
$$\dot{Q} = 29000 \text{ W} \leftrightarrow \Delta T' = 86,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T' = 100 \text{ }^{\circ}\text{C} = 100 \text{ K} \leftrightarrow \dot{Q} = \frac{29000}{86,1} \cdot 100 = 33681,8 \text{ W}$$

Dále z charakteristiky výměníku Stewart Warner 10886A zjistíme pro výše vypočítané výkony hmotnostní toky pro určité průtoky oleje. Pomocí těchto hodnot jsou sestaveny grafy na Obr. 3.5 a Obr. 3.6, ze kterých jsou následně zjištěny potřebné průtoky vzduchu pro dané průtoky oleje.



Obr. 3.5 Závislost hmotnostních průtoků při výkonu 13133,2 W ($\Delta T = 100 \text{ K}$) – výměník Stewart Warner 10886A



Obr. 3.6 Závislost hmotnostních průtoků při výkonu 33681,8 W ($\Delta T = 100 \text{ K}$) – výměník Stewart Warner 10886A

Z grafů na Obr. 3.5 a Obr. 3.6 určíme opravné koeficienty, které použijeme pro zjištění přibližného potřebného množství chladícího vzduchu při použití výměníku AERO-Classics 8002545.

$$K_{\text{GIDL}} = \frac{0,1732}{0,1666} = 1,0396$$

$$K_{\text{MTKO}} = \frac{0,8332}{0,9012} = 0,9245$$

Následně z výkonové charakteristiky výměníku AERO-Classics 8002545 odečteme průtoky vzduchu při požadovaných výkonech přepočtených na vstupní teplotní diferenci 100 K a vynásobíme je opravnými koeficienty. Tím jsou získány potřebné průtoky vzduchu při daných průtocích oleje při použití výměníku AERO-Classics 8002545. Potřebné průtoky vzduchu při použití výměníku AERO-Classics 8001723 viz Obr. 3.5 a Obr. 3.6.

POTŘEBNÉ MNOŽSTVÍ CHLADÍCÍHO VZDUCHU PRO ZAJIŠTĚNÍ TEPLENÝCH VÝKONŮ:

Výměník *AERO-Classics P/N 8002545*:

Režim GIDL

$$\dot{m} = 0,1711 \cdot K_{\text{GIDL}} = 0,1711 \cdot 1,0396 = 0,178 \text{ kg s}^{-1}$$

Režim MTKO

$$\dot{m} = 0,6431 \cdot K_{\text{MTKO}} = 0,6431 \cdot 0,9245 = 0,595 \text{ kg s}^{-1}$$

Výměník *AERO-Classics P/N 8001723*:

Režim GIDL

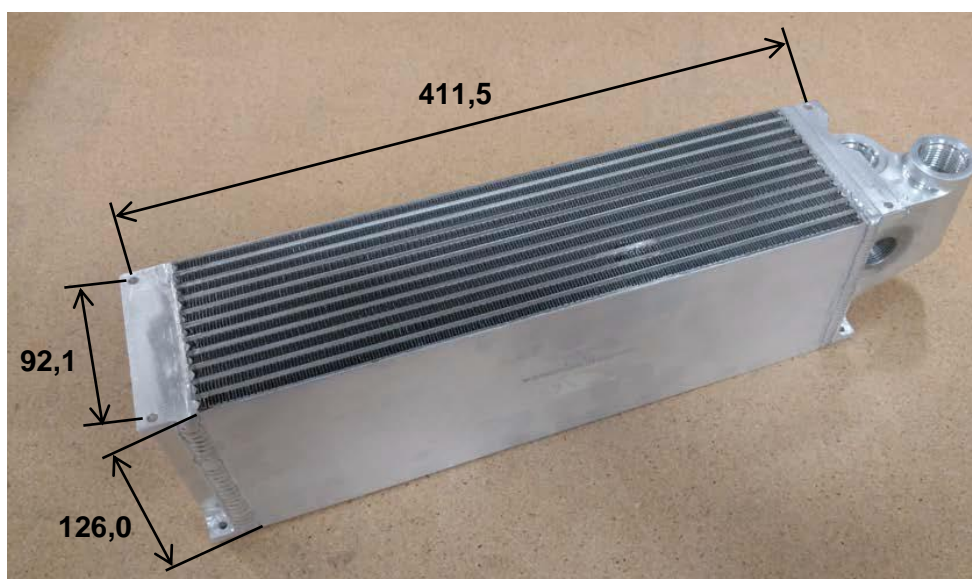
$$\dot{m} = 0,173 \text{ kg s}^{-1}$$

Režim MTKO

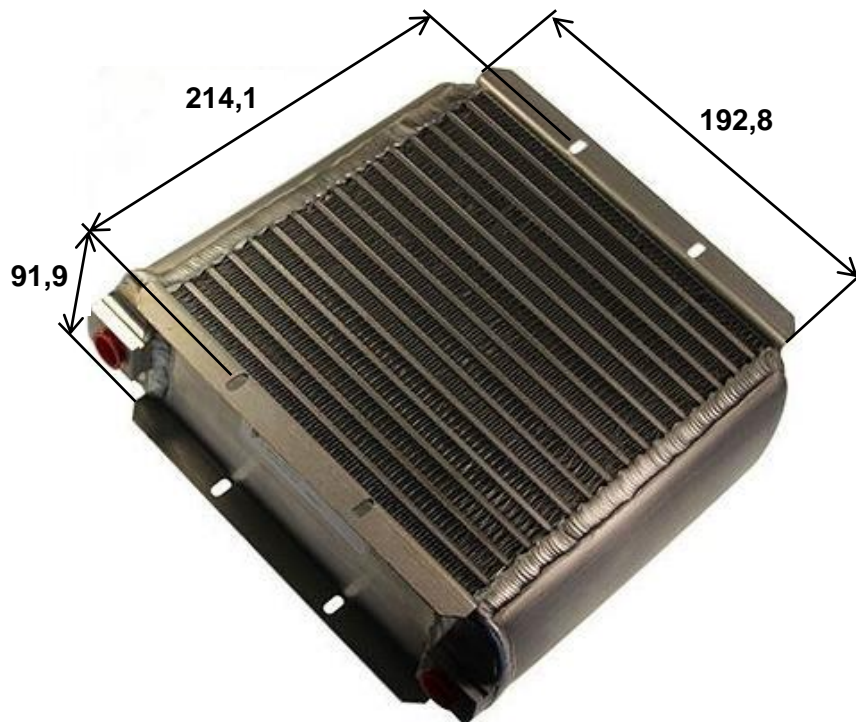
$$\dot{m} = 0,833 \text{ kg s}^{-1}$$

Oba uvažované výměníky jsou zobrazeny na Obr. 3.7 a na Obr. 3.8.

V další části budeme uvažovat **pouze výměník AERO-Classics P/N 8002545** vzhledem k jeho vhodnějším zástavbovým rozměrům.



Obr. 3.7 Výměník *AERO-Classics P/N 8002545* (*Aero-Classics Heat Transfer Products Inc.*, 8 AUG 2017) s přidávanými kótami s rozměry



Obr. 3.8 Výměník AERO-Classics P/N 8001723 (Aero-Classics (p/n: 8001723), c2017-2018) s přidányi kótami s rozměry

4 Výpočet pomocí CFD

Jak je uvedeno na konci minulé kapitoly, pro výpočty bude uvažován **výměník AERO-Classics P/N 8002545**.

V této kapitole zjistíme hmotnostní průtok vzduchu, který proudí přes chladič, a porovnáme ho s potřebným množstvím. Výpočet hmotnostního průtoku provedeme metodou Computational Fluid Dynamics v řešiči ANSYS Fluent, který je součástí ANSYS 15.0. Chladič budeme modelovat jako porézní prostředí, tak jako Musto et al. (2015). Dále Chougule, Vinay a Saleel (2016) a Chougule, Vinay a Suresh ([2016]) použili porézní prostředí k modelování tlakové ztráty.

V (ANSYS Fluent User's Guide, November 2013) je uveden postup zjištění inerciálního odporového koeficientu C_2 (inertial resistance coefficient) a viskózního odporového koeficientu $1/\alpha$ (viscous resistance coefficient), které se zadávají jako parametry porézního prostředí, z experimentálních dat tlakové ztráty a rychlosti průtoku podle následujícího postupu. Z experimentálních hodnot určíme závislost tlakové ztráty na rychlosti v následujícím tvaru. Koeficienty by neměly být záporné.

$$\Delta p = av^2 + bv \quad (4.1)$$

Koeficienty $1/\alpha$ a C_2 se poté získají z těchto rovnic.

$$a = C_2 \frac{1}{2} \rho \Delta n \quad (4.2)$$

$$b = \frac{\mu}{\alpha} \Delta n \quad (4.3)$$

Kde ρ je hustota Δn je tloušťka porézního prostředí a μ je dynamická viskozita.

4.1 Zjištění inerciálního a viskózního odporového faktoru

Viskózní odporový faktor $1/\alpha$ a viskózní odporový faktor C_2 byl určen z hodnot tlakové ztráty v závislosti na hmotnostním průtoku výměníku AERO-Classic 8002545, které byly získány z dokumentu Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017).

Nejprve byly hodnoty převedeny na základní jednotky soustavy SI. Hustota vzduchu byla určena ze stavové rovnice ideálního plynu, pro teplotu vzduchu $54 \text{ }^\circ\text{C}$, $r = 287 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ a „normálním atmosférickém tlaku“ $p = 101325 \text{ Pa}$.

$$\rho = \frac{p}{rT} = \frac{101325}{287 \cdot (273,15 + 54)} = 1,0792 \text{ kg m}^{-3}$$

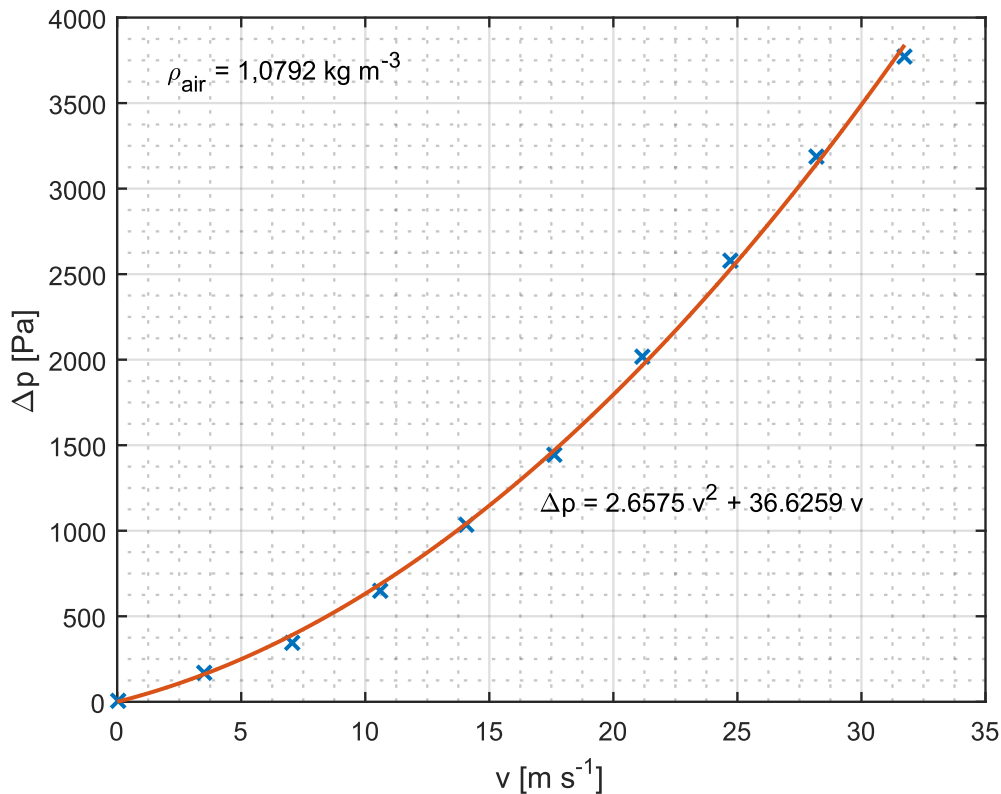
Poté byla tlaková ztráta získaná z dokumentu Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017) převedena pro vypočtenou hustotu. Převod byl proveden pomocí nepřímé úměry. Tak mohl být proveden převod v dokumentu Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017). V následném kroku byl převeden průtok vzduchu na rychlost vzduchu. To bylo provedeno podle jednoduchého vzorce.

$$v = \frac{\dot{m}}{A\rho}$$

Kde A je vstupní plocha chladiče ($A = 15 \cdot 0,0254 \cdot 4,105 \cdot 0,0254 = 0,039725727 \text{ m}^2$). Dále byly pomocí funkce „nlinfit“ v softwaru MATLAB R 2015b zjištěny koeficienty a a b polynomu rovnice (4.1). Závislost hmotnostního toku na rychlosti vzduchu je zobrazena na Obr. 4.1. Parametry porézního prostředí $1/\alpha$ a C_2 byly vypočteny pomocí rovnic (4.2) a (4.3), s tím, že dynamická viskozita vzduchu při teplotě $54 \text{ }^\circ\text{C}$ byla získána pomocí e-tabulek Jahody et al. (c2012-2018) ($\mu = 1,9712 \cdot 10^{-5} \text{ Pa s}$) a Δn bylo uvažováno stejné jako tloušťka chladiče ($\Delta n = 4,96 \cdot 0,0254 = 0,126 \text{ m}$).

$$C_2 = \frac{2a}{\rho \Delta n} = \frac{2 \cdot 2,6575}{1,0792 \cdot 0,126} = 39,087 \text{ m}^{-1}$$

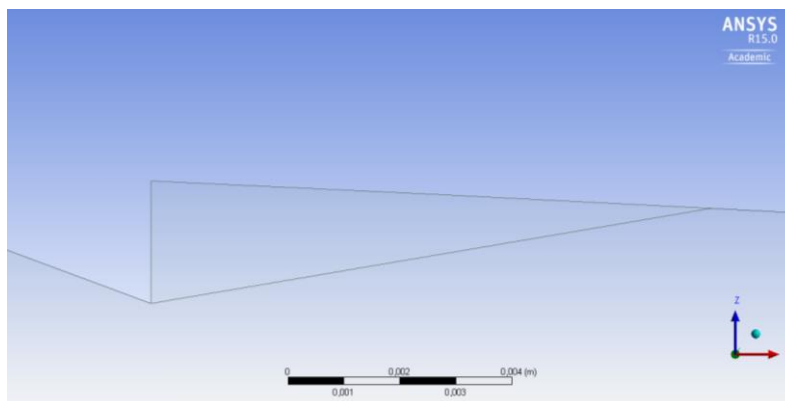
$$\frac{1}{\alpha} = \frac{b}{\mu \Delta n} = \frac{36,6259}{1,9712 \cdot 10^{-5} \cdot 0,126} = 14746435,98 \approx 1,475 \cdot 10^7 \text{ m}^{-2}$$



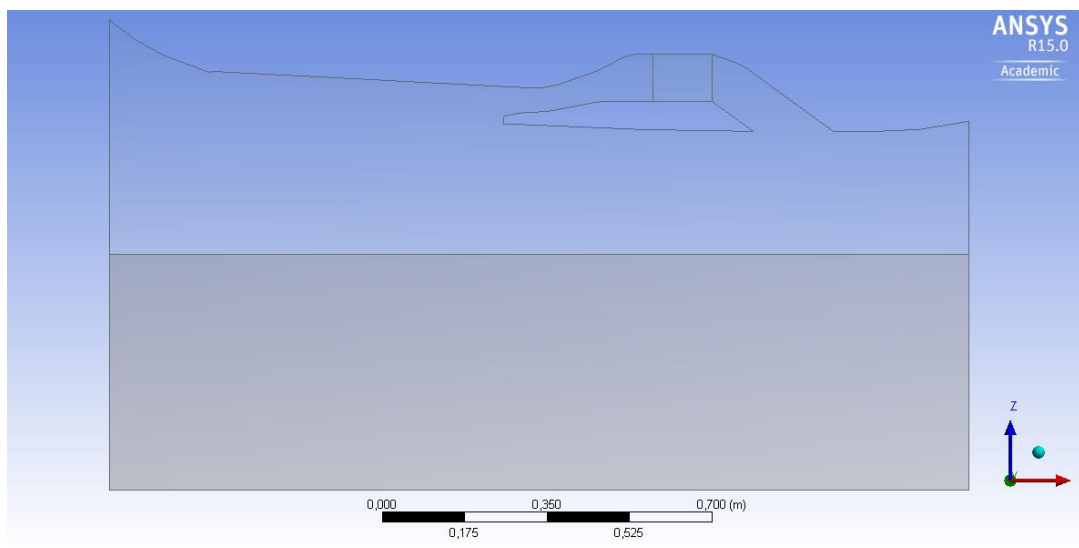
Obr. 4.1 Závislost tlakové ztráty vzduchu na rychlosti průtoku vzduchu – výměník AERO-Classics P/N 8002545

4.2 Model pro výpočet

Pro výpočet bude použit dvourozměrný model části gondoly s kanálem chlazení. V programu Solid Edge ST9 byl na základě dostupné geometrie kanálu, pomocí nástroje Křivka vytvořen přibližný tvar kanálu, dále dodělaný přibližné stěny gondoly, vytvořeny hranice výpočtové domény a vytvořen model. Do programu Ansys DesignModeler byl tento model vložen a pomocí něj byla vytvořena plošná geometrie pro výpočet. Na dodaném tvaru kanálu se v přední části nacházela malá hrana. Geometrii byla v tomto místě upravena z důvodu tvorby lepší výpočtové sítě. Tato úprava je znázorněna na Obr. 4.2. Dále byla výpočtová doména v programu Ansys DesignModeler zvětšena ve svislém směru. Výsledný dvourozměrný model, pomocí něhož budou provedeny CFD výpočty, je zobrazen na Obr. 4.3. Na obrázku je patrná oblast chladiče. Dostupná geometrie kanálu bohužel nebyla v místě pro chladič dostatečně vysoká, výška chladiče v modelu tedy zcela neodpovídá rozměru chladiče.

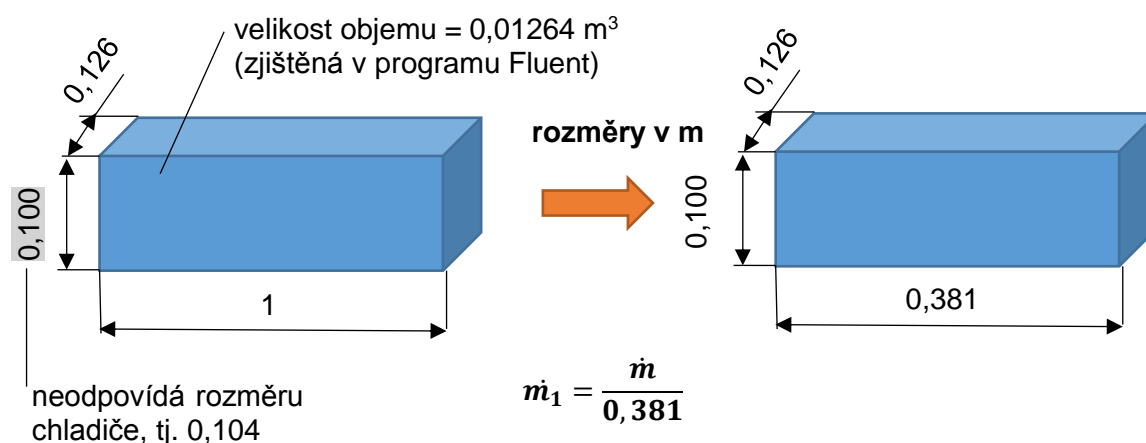


Obr. 4.2 Úprava hrany



Obr. 4.3 Model použitý pro výpočty

Referenční hodnota tloušťky v programu Fluent byla v rámci prezentovaných výpočtů 1 m. Ke zjištění hmotnostního toku chladičem je potřeba spočítaný hmotnostní průtok přes porézní prostředí přepočítat. Na Obr. 4.4 je schematicky zobrazen objem porézního prostředí uvažovaný v programu Fluent, je označena i hodnota výšky, která zcela neodpovídá rozměru chladiče, o které bylo psáno výše, a je naznačený přepočet hmotnostního průtoku pro šířku chladiče.



Obr. 4.4 Oblast porézního prostředí + zjištění hmotnostního toku

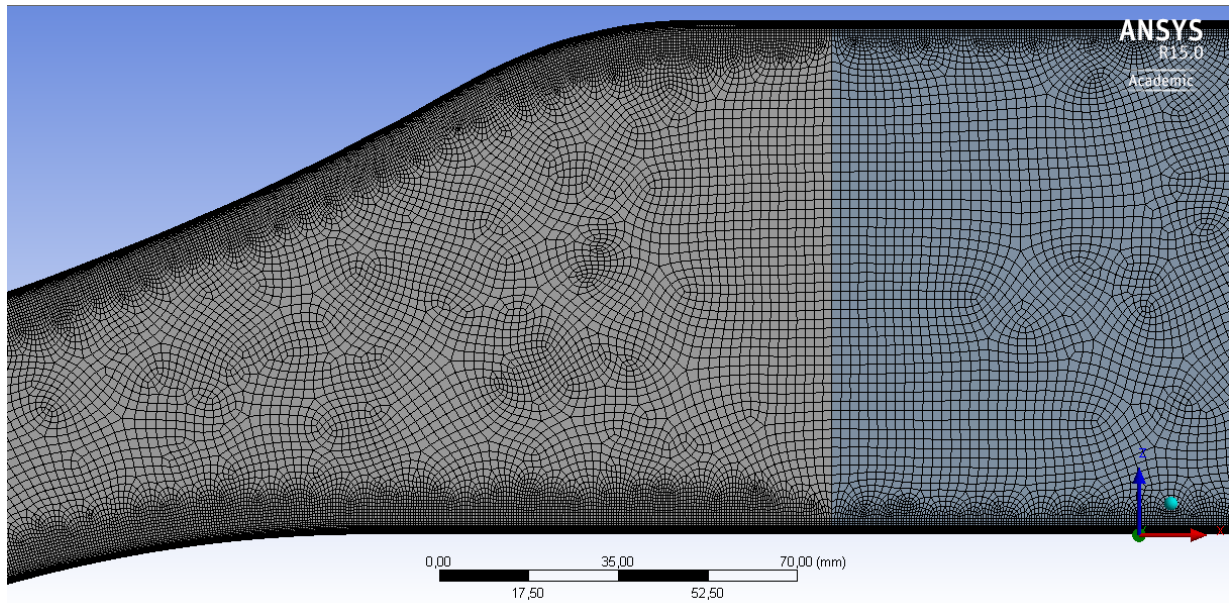
4.3 Tvorba sítě

Výpočtová síť byla vytvořena v programu Ansys Meshing. Síť byla vytvořena s počtem elementů nepřevyšujícím 512 000, aby mohla být použita pro výpočet v programu Fluent při použití školní učební licence. U sítě byly vytvořeny inflační vrstvy. Byla snaha vytvořit první vrstvu tak, aby hodnota bezrozměrné vzdálenosti y^+ první vrstvy od stěny byla přibližně 1. Rychlost růstu (growth rate) byla nastavena 1,2. Rychlost růstu by neměla být větší než 1,2. Tyto hodnoty jsou pro řešení viskózní podvrstvy uvedeny v (Lecture 7: Turbulence Modeling, February 28, 2014). Jak bude uvedeno dále, v uváděných výsledcích je hodnota bezrozměrné vzdálenosti y^+ první vrstvy od stěn ve všech případech mírně větší. Byly vytvořeny dvě výpočtové sítě, každá pro jeden režim – GIDL a MTKO. Parametry výsledných sítí jsou v Tab. 5. Je vidět, že síť pro režim MTKO má vysokou hodnotu „Maximum Aspect Ratio“. Fluent na obsah buněk s vysokým „aspect ratio“ v síti pro režim MTKO upozornil při kontrole sítě (Check). Hláška vybízela ke kontrole vzdálenosti stěny. Vysoká hodnota „aspect ratio“ je dle mě způsobena malou vzdáleností první inflační vrstvy a malou hustotou sítě v okolí stěn.

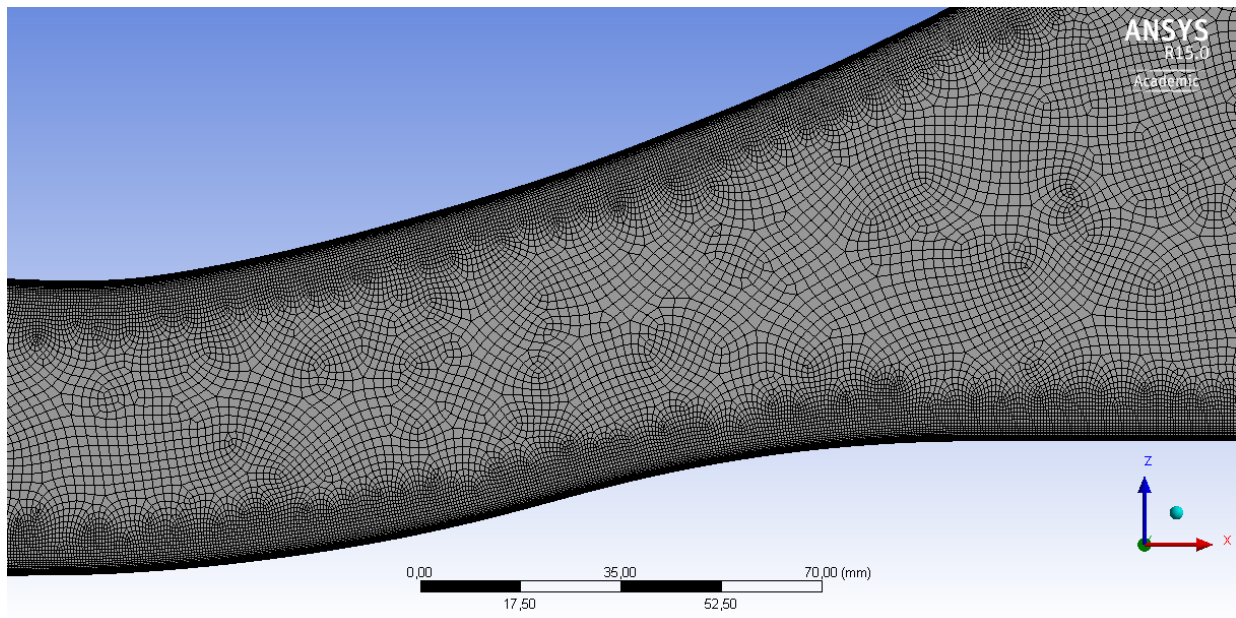
Tab. 5 Parametry výsledných sítí

	Počet uzlů	Počet elementů	Minimum Orthogonal Quality	Maximum Aspect Ratio
GIDL	493468	490184	0,0696596	90,6166
MTKO	511385	508181	0,0299204	217,718

Ukázka části výpočtové sítě použité pro výpočet v režimu GIDL je zobrazena na Obr. 4.5 a v režimu MTKO na Obr. 4.6.



Obr. 4.5 Detail sítě použité pro výpočet (režim GIDL)



Obr. 4.6 Detail sítě použité pro výpočet (režim MTKO)

4.4 Výpočet proudění bez uvažování zdroje tepla

Byly provedeny dva druhy výpočtů, nejprve výpočet bez uvažování zdroje tepla v oblasti porézního prostředí a poté s jeho uvažováním. Podmínku zdroje energie v oblasti porézního prostředí použil Musto et. al (2015).

NASTAVENÍ ŘEŠIČE

Nastavení řešiče pro výpočty bylo následující:

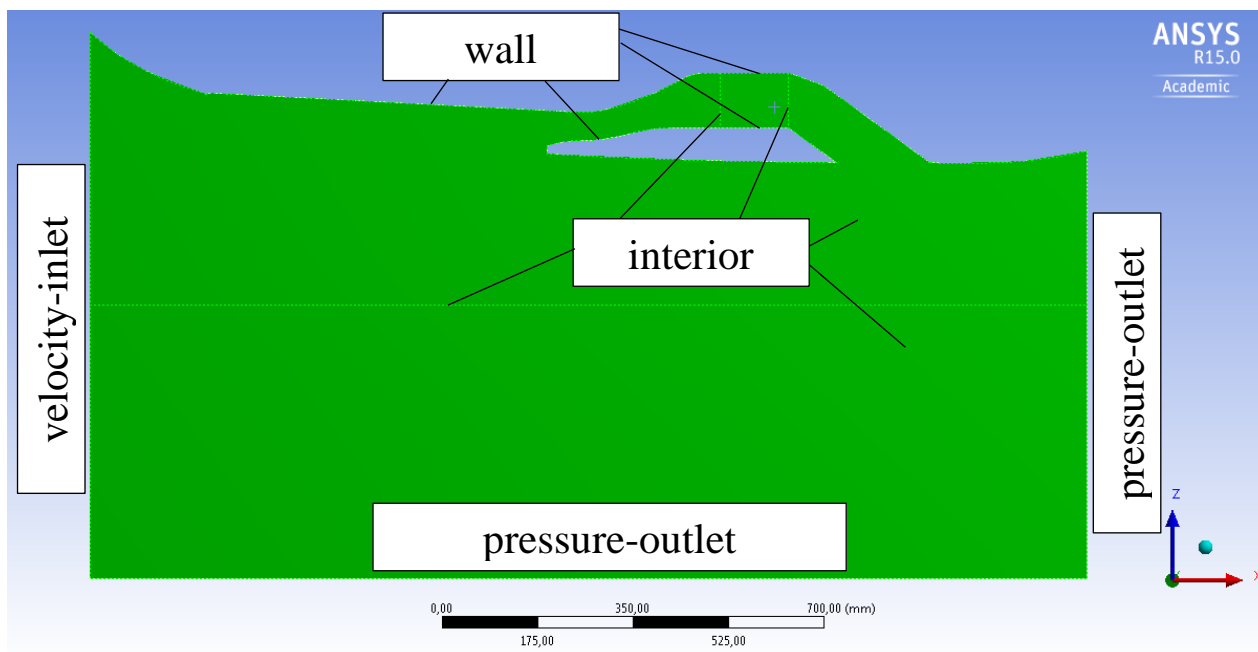
Bez uvažování **energetické rovnice**, typ řešiče **Pressure-Based**, čas **Steady**. Model turbulence **k-omega SST**, ten použili i Musto et al. (2015), Chougule, Vinay a Ismail (2016) a Chougule, Vinay a Suresh (2016). Oblast porézního prostředí nastavena jako **Porous Zone**, kde byly nastaveny koeficienty viskózního odporu (**Viscous Resistance**) a inerciálního odporu (**Inertial Resistance**) ve dvou směrech. Ve směru vstupního proudění byly nastaveny koeficienty určené v dřívější části a v druhém směru byly nastaveny hodnoty o 3 řády větší pro snížení toku v jiném než hlavním směru. Zvětšení koeficientů bylo provedeno podle tutoriálu týkajícího se porézního prostředí v (ANSYS Fluent Tutorial Guide, November 2013), kde díky vysokým koeficientům bude radiální tok zanedbatelný (ANSYS Fluent Tutorial Guide, November 2013). Nastavené koeficienty viz Tab. 6. **Porozita** nechána přednastavená na hodnotu 1. Typy **okrajových podmínek** jsou ukázány na Obr. 4.7. **Parametry vzduchu** byly nastaveny **konstantní** a to ty, které byly použity při určování koeficientů porézního prostředí. Nastavené parametry vzduchu jsou uvedeny v Tab. 7. **Schéma** v záložce Solution Methods bylo **SIMPLE**. **Metoda Inicializace** byla **Standard Initialization**, „*Standartní inicializace je doporučená metoda inicializace pro simulace porézního prostředí. (Standard Initialization is the recommended initialization method for porous media simulations.*“ (ANSYS Fluent Tutorial Guide, November 2013). Standartní inicializace byla provedena ze vstupu – **inlet**, stejně jako se má inicializovat v tutoriálu týkajícího se porézního prostředí (ANSYS Fluent Tutorial Guide, November 2013).

Tab. 6 Nastavené koeficienty porézního prostředí

Viscous Resistance	$1,475 \cdot 10^7 \text{ m}^{-2}$
	$1,475 \cdot 10^{10} \text{ m}^{-2}$
Inertial Resistance	$39,087 \text{ m}^{-1}$
	39087 m^{-1}

Tab. 7 Nastavené parametry vzduchu

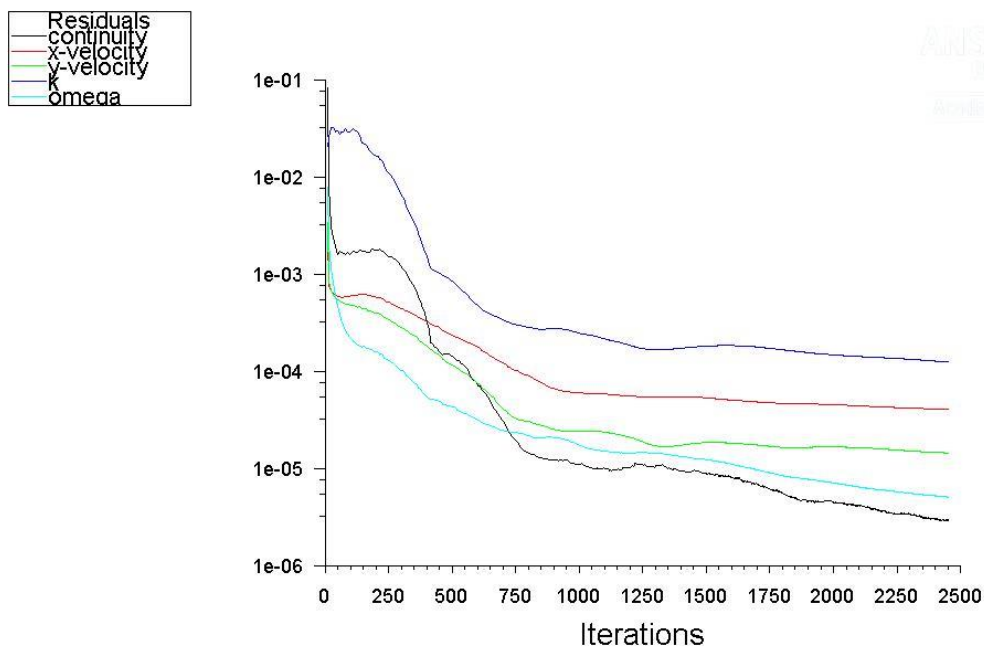
Hustota	$1,0792 \text{ kg m}^{-3}$
Viskozita	$1,9712 \cdot 10^{-5} \text{ Pa s}$



Obr. 4.7 Typy okrajových podmínek

VÝPOČET PRO REŽIM GIDL

Pro režim GIDL byla nastavena vstupní rychlost 16 m s^{-1} . Na Obr. 4.8 je zobrazen průběh reziduí v průběhu výpočtu.

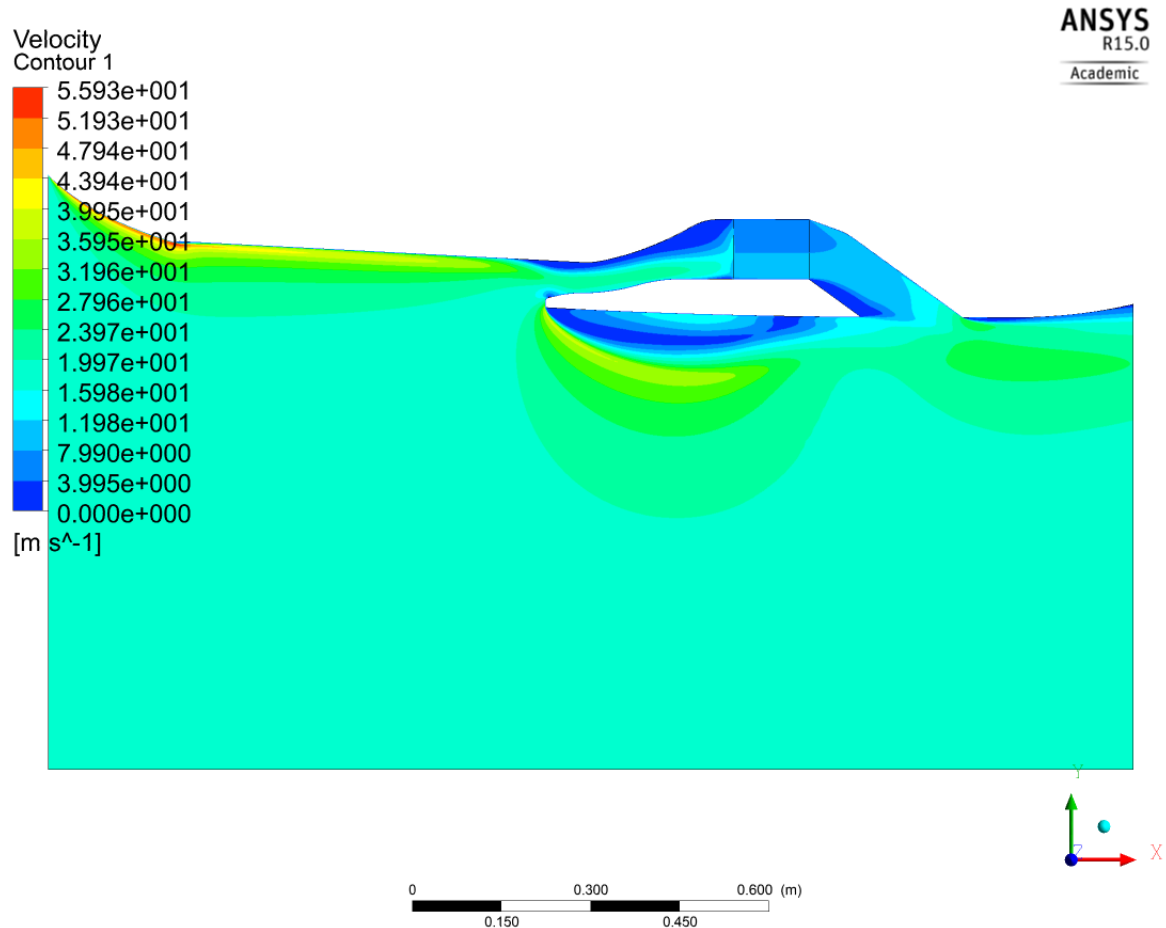


Obr. 4.8 Průběh reziduí – režim GIDL bez uvažování zdroje tepla

Hodnoty z výpočtu:

- Hmotnostní průtok přes oblast porézního prostředí (šířka 1 m) – $\dot{m}_1 = 0,818 \text{ kg s}^{-1}$
- Hmotnostní průtok přes chladič (šířka 0,381 m) – $\dot{m} = 0,381 \cdot \dot{m}_1 = 0,381 \cdot 0,818 = 0,312 \text{ kg s}^{-1}$
- Tlaková ztráta přes chladič – $\Delta p = 412 \text{ Pa}$ (zjištěná rozdílem statických tlaků na začátku a konci porézního prostředí, typ reportu: Facet Average)
- Maximální hodnota y^+ vzdálenosti první vrstvy sítě od stěn – $y_w^+ = 1,256$ (typ reportu: Facet Maximum)

Rozložení rychlosti je zobrazeno na Obr. 4.9.



Obr. 4.9 Rozložení rychlosti – režim GIDL bez uvažování zdroje tepla

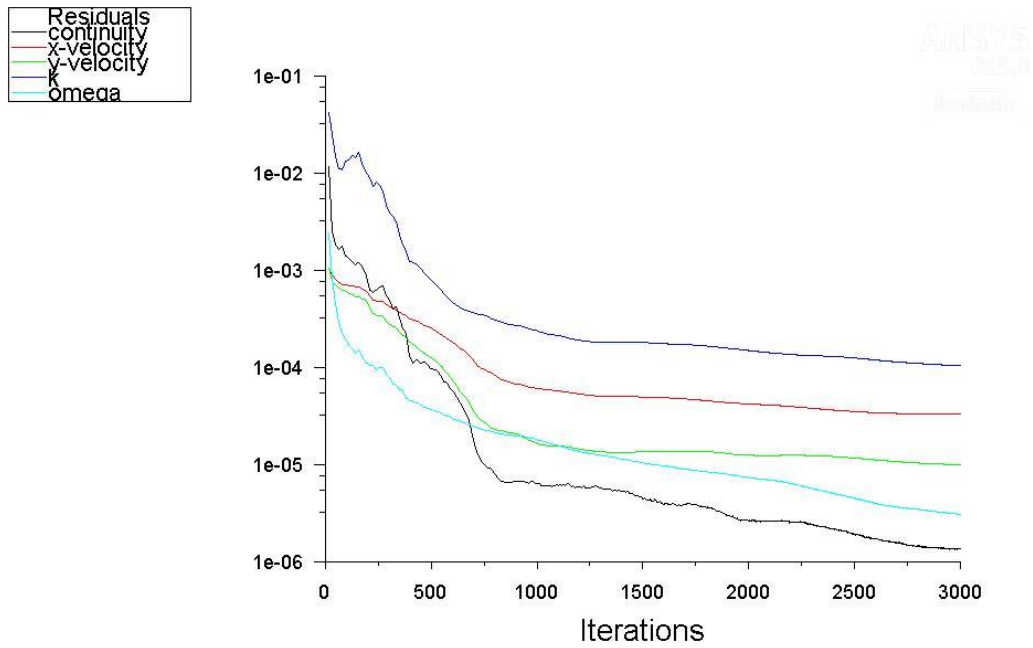
VÝPOČET PRO REŽIM MTKO

Nastavená vstupní rychlost byla 45 m s^{-1} . Na Obr. 4.10 je zobrazen průběh reziduí v průběhu výpočtu.

Hodnoty z výpočtu:

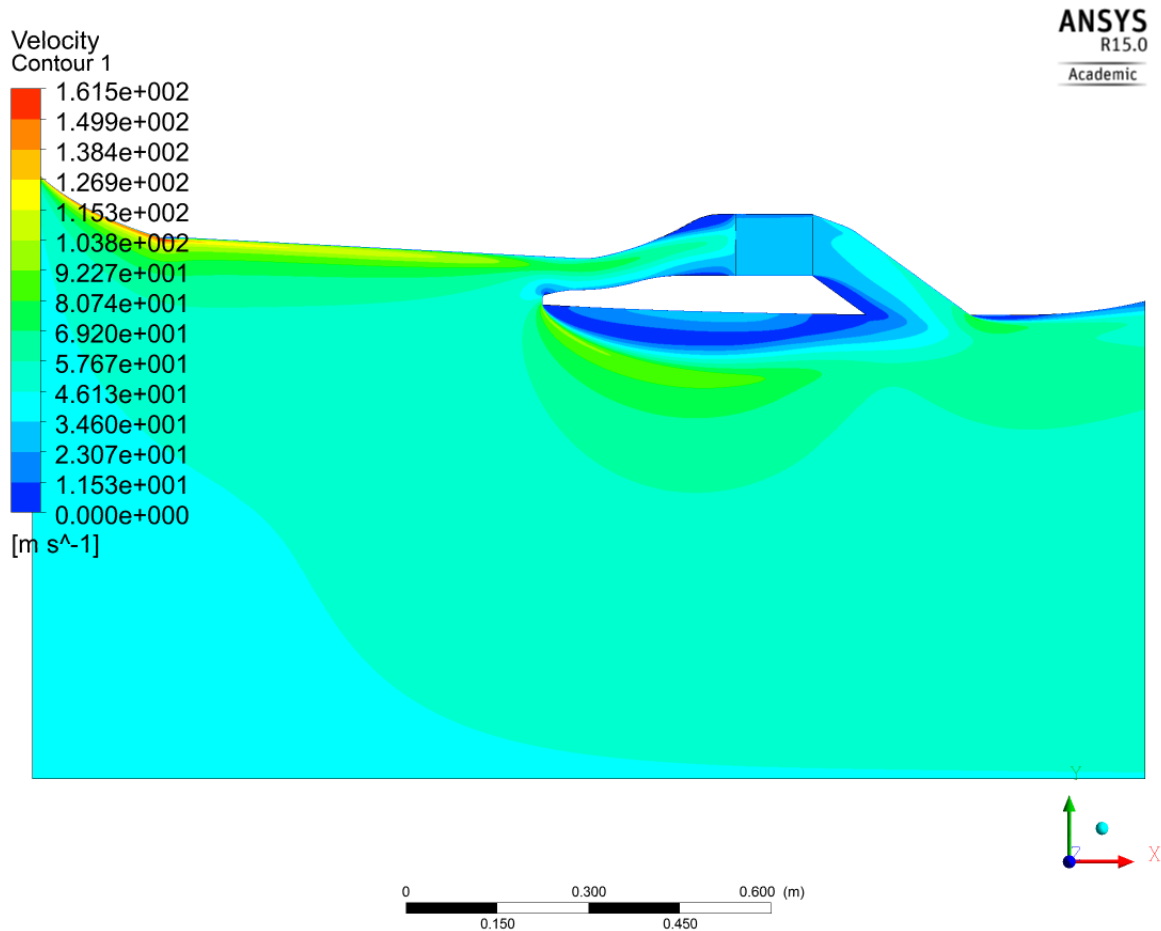
- Hmotnostní průtok přes oblast porézního prostředí (šířka 1 m) – $\dot{m}_1 = 3,132 \text{ kg s}^{-1}$
- Hmotnostní průtok přes chladič (šířka 0,381 m) – $\dot{m} = 0,381 \cdot \dot{m}_1 = 0,381 \cdot 3,132 = 1,193 \text{ kg s}^{-1}$
- Tlaková ztráta přes chladič – $\Delta p = 2898 \text{ Pa}$ (zjištěná rozdílem statických tlaků na začátku a konci porézního prostředí, typ reportu: Facet Average)
- Maximální hodnota y^+ vzdálenosti první vrstvy sítě od stěn – $y_w^+ = 1,147$ (typ reportu: Facet Maximum)

Rozložení rychlosti je zobrazeno na Obr. 4.11.



Scaled Residuals Aug 02, 2018
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, ssikw)

Obr. 4.10 Průběh reziduí – režim MTKO bez uvažování zdroje tepla



Obr. 4.11 Rozložení rychlosti – režim MTKO bez uvažování zdroje tepla

4.5 Výpočet s uvažováním zdroje tepla

V této části se budeme zabývat výpočtem s uvažováním zdroje tepla v oblasti porézního prostředí. Podmínku zdroje energie v oblasti porézního prostředí použil Musto et. al (2015). V programu Fluent se dá do oblasti porézního prostředí zadat zdroj energie, ten je zadávaný v jednotkách W/m^3 . Množství tepla, které bude ve výměníku uvolněno, si nejprve budeme muset spočítat.

Z výpočtu bez uvažování zdroje tepla máme k dispozici hmotnosti průtoky vzduchu přes chladič. Pomocí těchto průtoků zjistíme s použitím opravných koeficientů určených v části základního výběru chladiče a s pomocí polynomiální závislosti výkonu chladiče na hmotnostním průtoku vzduchu, zobrazené na Obr. 3.3, množství tepla, které je chladič při daných průtocích schopný odvádět. Hodnoty jsou při vstupní teplotní diferencii rovné 100 K.

Režim GIDL

$$\dot{m} = 0,312 \text{ kg s}^{-1} \leftrightarrow \dot{m}_{\text{graf}} = \frac{\dot{m}}{K_{\text{GIDL}}} = \frac{0,312}{1,0396} = 0,300 \text{ kg s}^{-1} \leftrightarrow \dot{Q}_{100} = 20646 \text{ W}$$

Režim MTKO

$$\dot{m} = 1,193 \text{ kg s}^{-1} \leftrightarrow \dot{m}_{\text{graf}} = \frac{\dot{m}}{K_{\text{MTKO}}} = \frac{1,193}{0,9245} = 1,290 \text{ kg s}^{-1} \leftrightarrow \dot{Q}_{100} = 45522 \text{ W}$$

Nyní si hodnoty přepočítáme pro jiné vstupní teplotní diference. Ty budeme uvažovat stejné jako v části základního výběru chladiče. Přepočet bude proveden pomocí přímé úměry, ta je použita pro přepočet na vstupní teplotní diferencii 100 K v dokumentu Aero-Classics Heat Transfer Products Inc. (8 AUG 2017).

Režim GIDL

$$\Delta T' = 53,3 \text{ }^\circ\text{C} \leftrightarrow \dot{Q}_{53,3} = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot 53,3 = \frac{20646}{100} \cdot 53,3 = 11004 \text{ W}$$

Režim MTKO

$$\Delta T' = 86,1 \text{ }^\circ\text{C} \leftrightarrow \dot{Q}_{86,1} = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot 86,1 = \frac{45522}{100} \cdot 86,1 = 39194 \text{ W}$$

Tyto hodnoty množství tepla jsou pro šířku chladiče 0,381 m. K získání hodnot pro šířku porézního prostředí 1 m je potřeba hodnoty pro šířku chladiče 0,381 m vydělit šířkou chladiče. Hodnoty množství tepla pro šířku porézního prostředí rovnající se 1 m vydělíme objemem porézního prostředí, hodnota objemu viz Obr. 4.4, a dostaneme objemové hustoty velikosti zdroje energie v jednotkách W/m^3 pro zadání do řešiče.

Režim GIDL

$$\dot{Q}_{(V)}^{\text{GIDL}} = \frac{\dot{Q}_{1m}^{\text{GIDL}}}{0,1264} = \frac{\frac{\dot{Q}_{53,3}}{0,381}}{0,01264} = \frac{11004}{0,01264} = 2284960 \text{ W m}^{-3}$$

Režim MTKO

$$\dot{Q}_{(V)}^{\text{MTKO}} = \frac{\dot{Q}_{1m}^{\text{MTKO}}}{0,1264} = \frac{\frac{\dot{Q}_{86,1}}{0,381}}{0,01264} = \frac{39194}{0,01264} = 8138559 \text{ W m}^{-3}$$

NASTAVENÍ ŘEŠIČE

Pro výpočty s uvažováním zdroje tepla bylo nastavení řešiče stejné jako pro výpočty bez uvažování zdroje tepla, viz Výpočet proudění bez uvažování zdroje tepla, s těmito změnami:

Byla uvažována **energetická rovnice**, v oblasti porézního prostředí byla zapnuta volba **Source Terms** a byl nastaven konstantní zdroj energie podle výpočtů výše. V okrajových podmínkách byla nastavena **teplota** na vstupu velocity-inlet a také **celková teplota** (Total Temperature) na výstupech pressure-outlet pro zpětný tok. Ve všech těchto případech byla nastavena teplota vzduchu z hodnot uvedených v úvodu rovnající se 327,15 K. Hodnota **operačního tlaku** (Operating Pressure) byla ponechána výchozí, tj. 101325 Pa. Také byly změněny vlastnosti vzduchu, viz níže. Pro výpočet v režimu MTKO byl snížen **podrelaxační faktor** (Under-Relaxation Factor) u energie na hodnotu 0,9.

Změna materiálových vlastností:

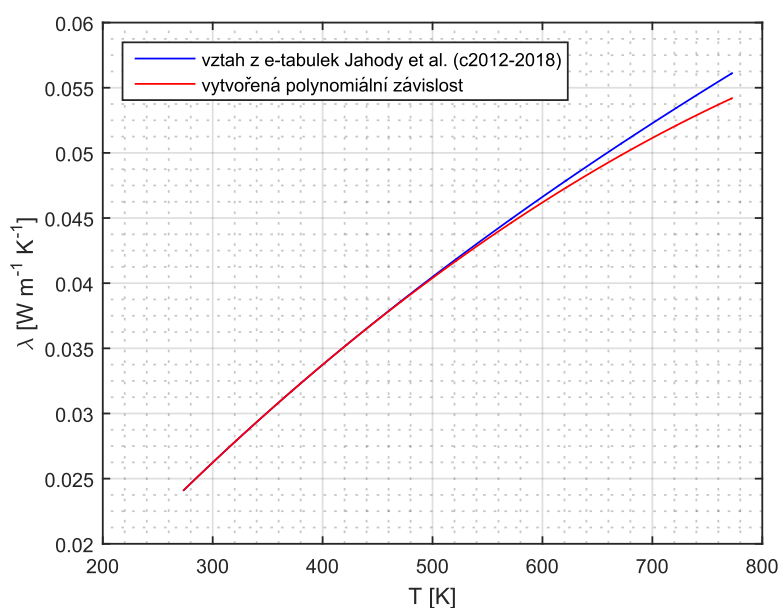
Pro výpočet s uvažováním zdroje tepla byly použity **proměnné vlastnosti vzduchu**. Pro hustotu bylo nastaveno „**incompressible-ideal-gas**“. Hustota byla počítána ze zákona ideálního plyn, kde tlak je operační tlak. (ANSYS Fluent User's Guide, 2013). Hodnota **molární hmotnosti** (Molecular Weight) byla ponechána také přednastavená a to 28,966 kg/kmol. Tato hodnota byla také použita pro výpočet koeficientů polynomu závislosti tepelné kapacity na teplotě. Závislost dynamické viskozity na teplotě byla zadána ve formě polynomu, ten byl získán z e-tabulek Jahody et al. (c2012-2018), odtud byla také získána polynomiální závislost tepelné kapacity pro výsledek v J/mol/K. Jak je uvedeno v e-tabulkách Jahody et al. (c2012-2018) u tepelné kapacity plynů, pro hodnotu v jednotkách J/kg/K je nutné hodnotu v jednotkách J/mol/K podělit molární hmotností v jednotkách kg/mol. Koeficienty polynomu byly tedy poděleny molekulární hmotností v těchto jednotkách. Závislost tepelné vodivosti na teplotě není v e-tabulkách Jahody et al. (c2012-2018) ve formě polynomu. V softwaru MATLAB R 2015b jsem si pomocí závislosti z e-tabulek Jahody et al. (c2012-2018) určil v rozmezí teplot 0 ÷ 150 °C polynomiální závislost. Porovnání hodnot tepelné vodivosti v určitém rozsahu teplot určených pomocí vytvořené polynomiální závislosti a pomocí vztahu z e-tabulek Jahody et al. (c2012-2018) je na Obr. 4.12.

Polynomy zadávané do řešiče jsou uvedeny níže, teplota T je v Kelvinech.

$$\mu = 2,75874 \cdot 10^{-6} + 0,0598528 \cdot 10^{-6} T - 2,626 \cdot 10^{-11} T^2 + 5,22 \cdot 10^{-15} T^3$$

$$c_p = 940,5071 + 0,127034 T + 1,467272 \cdot 10^{-4} T^2 - 7,445764 \cdot 10^{-8} T^3$$

$$\lambda = -0,0014 + 1,0492 \cdot 10^{-4} T - 4,2654 \cdot 10^{-8} T^2$$



Obr. 4.12 Porovnání hodnot tepelné vodivosti určené z různých vztahů (polynomiální závislost byla určena v rozmezí teplot 0 ÷ 150 °C pomocí vztahu z e-tabulek Jahody et al. (c2012-2018))

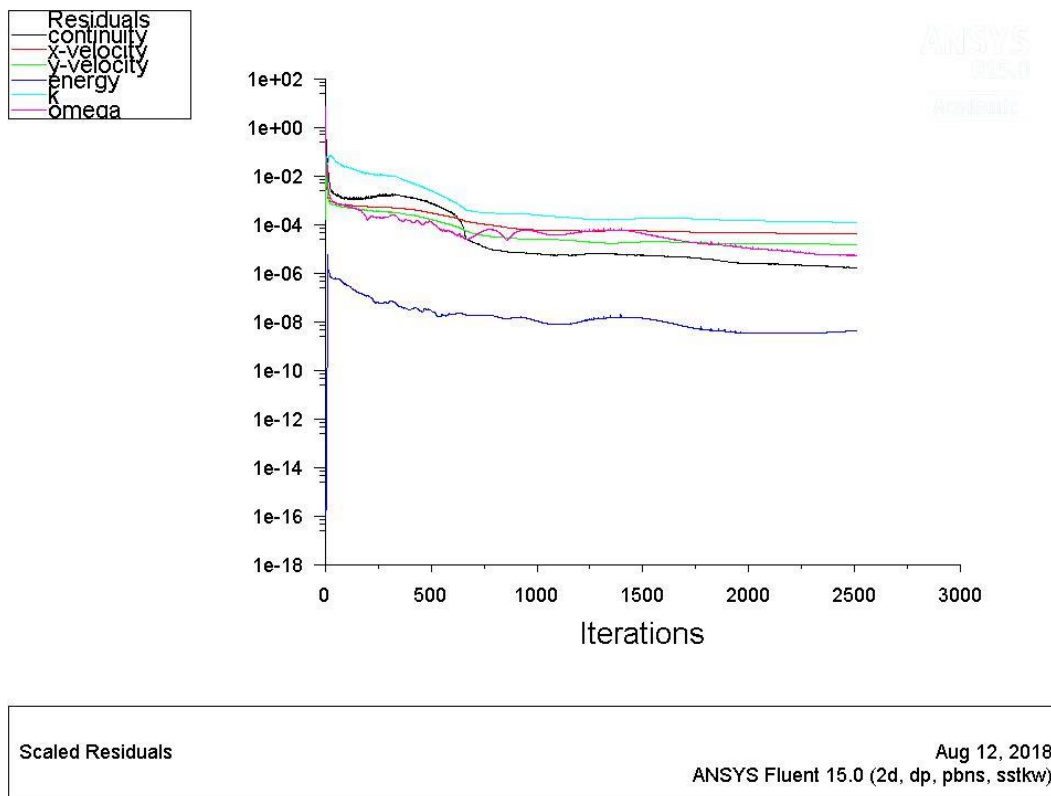
VÝPOČET PRO REŽIM GIDL

Pro tento výpočet byla nastavena vstupní rychlost 16 m s^{-1} . Zadaná hodnota zdroje energie – $\dot{Q}_{(V)}^{GIDL} = 2284960 \text{ W m}^{-3}$. Na začátku výpočtu byla nejprve podmínka zdroje energie vypnutá a po několika iteracích byla zapnuta. Na Obr. 4.13 je zobrazen průběh reziduí v průběhu výpočtu.

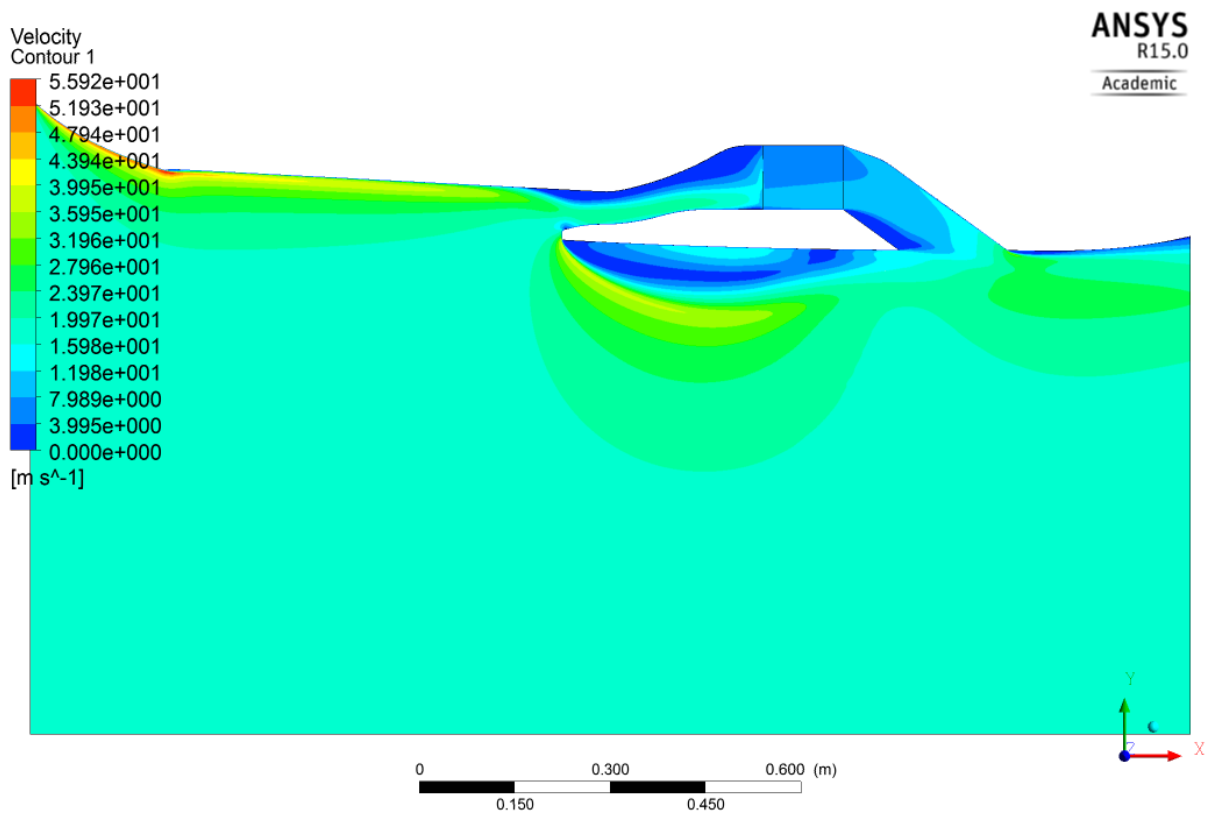
Hodnoty z výpočtu:

- Hmotnostní průtok přes oblast porézního prostředí (šířka 1 m) – $\dot{m}_1 = 0,753 \text{ kg s}^{-1}$
- Hmotnostní průtok přes chladič (šířka 0,381 m) – $\dot{m} = 0,381 \cdot \dot{m}_1 = 0,381 \cdot 0,753 = 0,287 \text{ kg s}^{-1}$
- Tlaková ztráta přes chladič – $\Delta p = 412 \text{ Pa}$ (zjištěná rozdílem statických tlaků na začátku a konci porézního prostředí, typ reportu: Facet Average)
- Maximální hodnota y^+ vzdálenosti první vrstvy sítě od stěn – $y_w^+ = 1,256$ (typ reportu: Facet Maximum)
- Teplota vzduchu na začátku porézního prostředí (vstupu) – $T' = 327 \text{ K}$ (statická teplota, typ reportu: Mass-Weighted Average)
- Teplota vzduchu na konci porézního prostředí (výstupu) – $T'' = 365 \text{ K}$ (statická teplota, typ reportu: Mass-Weighted Average)

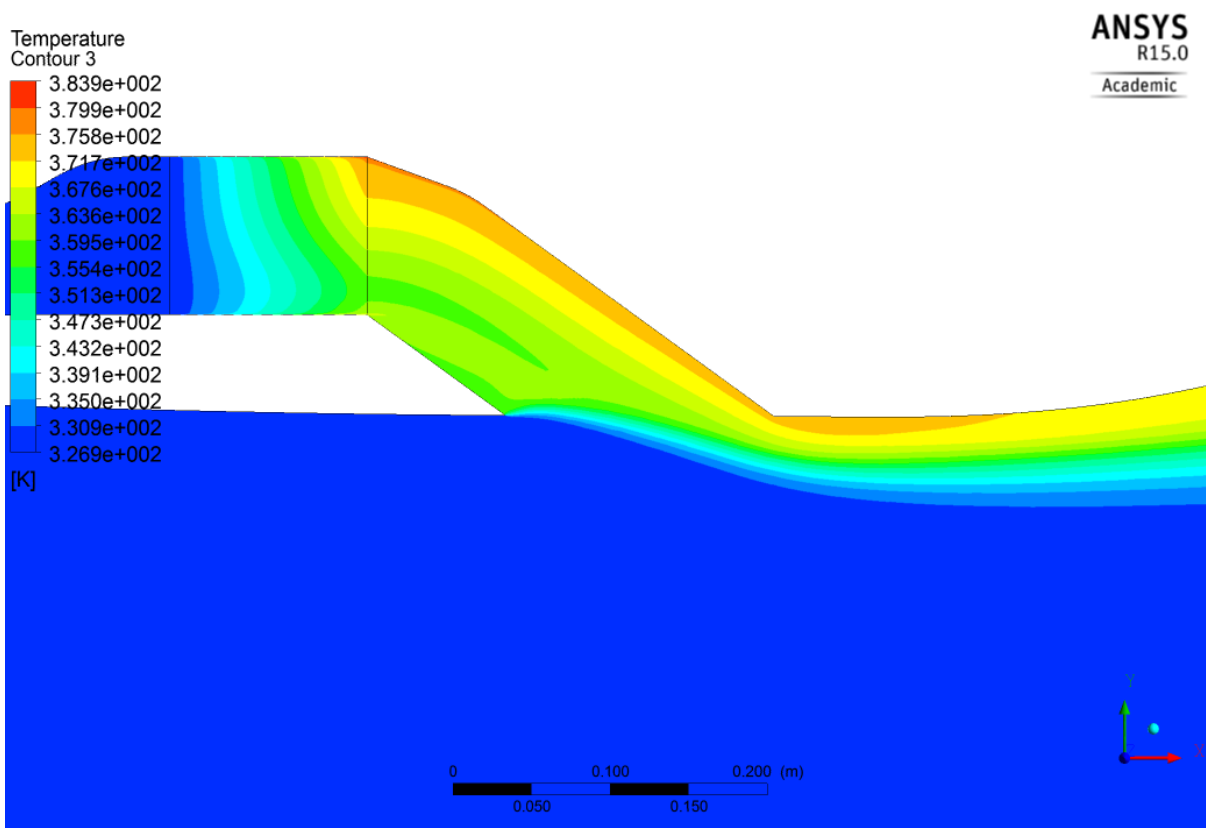
Rozložení rychlosti je zobrazeno na Obr. 4.14, detail rozložení teploty je na Obr. 4.15 a detailní pohled na vektory rychlosti je na Obr. 4.16.



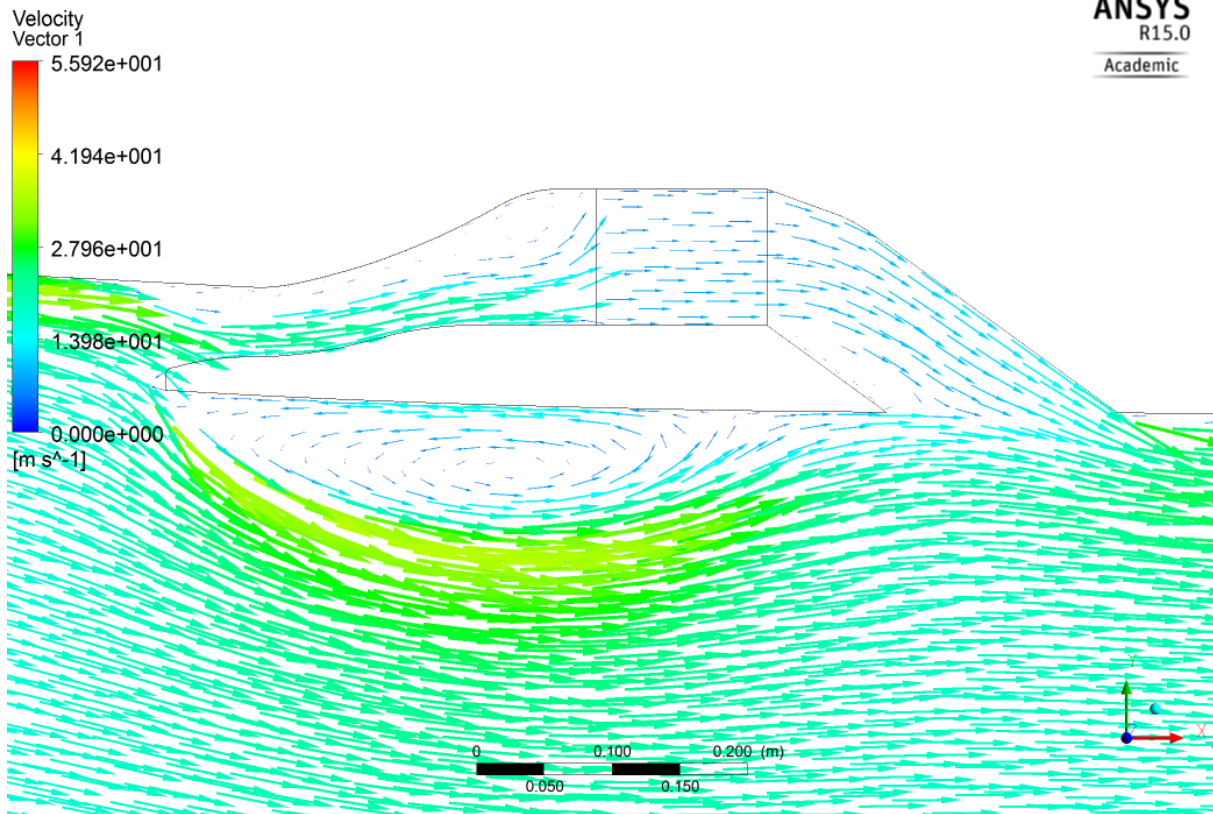
Obr. 4.13 Průběh reziduí – režim GIDL s uvažováním zdroje tepla



Obr. 4.14 Rozložení rychlosti – režim GIDL s uvažováním zdroje tepla



Obr. 4.15 Detail rozložení teploty – režim GIDL



Obr. 4.16 Detail na vektory rychlosti - režim GIDL s uvažováním zdroje tepla

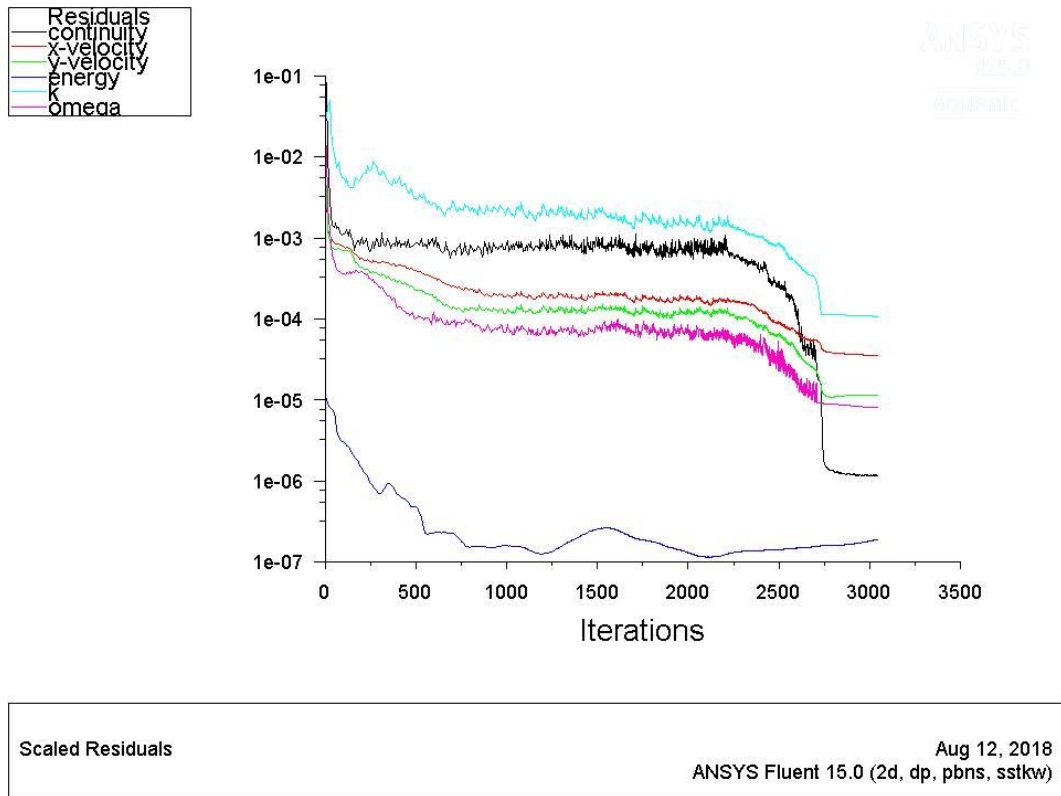
VÝPOČET PRO REŽIM MTKO

Nastavená vstupní rychlost byla 45 m s^{-1} . Byla zadána hodnota zdroje energie spočítaná pro tento režim $\dot{Q}_{(V)}^{MTKO} = 8138559 \text{ W m}^{-3}$. Podrelaxační faktor (Under-Relaxation Factor) u energie byl snížen na hodnotu **0,9**. Na Obr. 4.17 je zobrazen průběh reziduí v průběhu výpočtu.

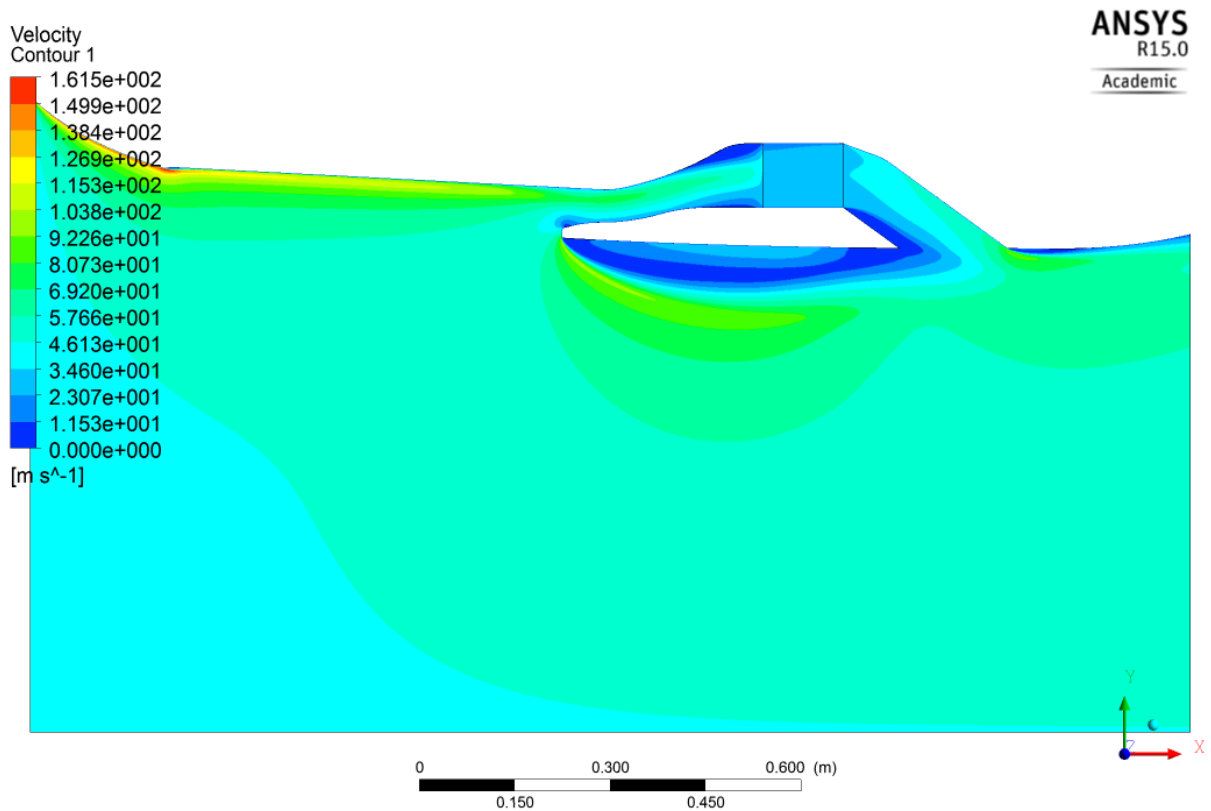
Hodnoty z výpočtu:

- Hmotnostní průtok přes oblast porézního prostředí (šířka 1 m) – $\dot{m}_1 = 3,003 \text{ kg s}^{-1}$
- Hmotnostní průtok přes chladič (šířka 0,381 m) – $\dot{m} = 0,381 \cdot \dot{m}_1 = 0,381 \cdot 3,003 = 1,144 \text{ kg s}^{-1}$
- Tlaková ztráta přes chladič – $\Delta p = 2988 \text{ Pa}$ (zjištěná rozdílem statických tlaků na začátku a konci porézního prostředí, typ reportu: Facet Average)
- Maximální hodnota y^+ vzdálenosti první vrstvy sítě od stěn – $y_w^+ = 1,147$ (typ reportu: Facet Maximum)
- Teplota vzduchu na začátku porézního prostředí (vstupu) – $T' = 327 \text{ K}$ (statická teplota, typ reportu: Mass-Weighted Average)
- Teplota vzduchu na konci porézního prostředí (výstupu) – $T'' = 361 \text{ K}$ (statická teplota, typ reportu: Mass-Weighted Average)

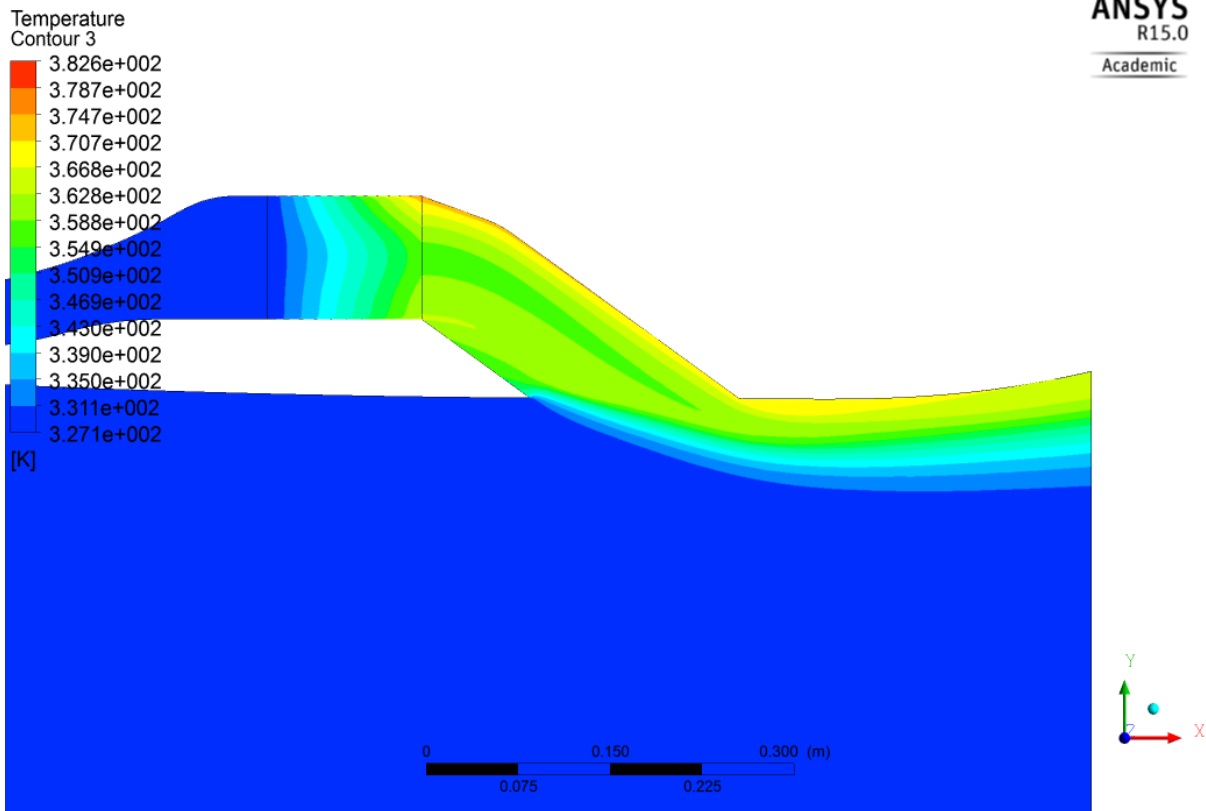
Rozložení rychlosti je na Obr. 4.18, detail rozložení teploty je na Obr. 4.19 a detailní pohled na vektory rychlosti je na Obr. 4.20.



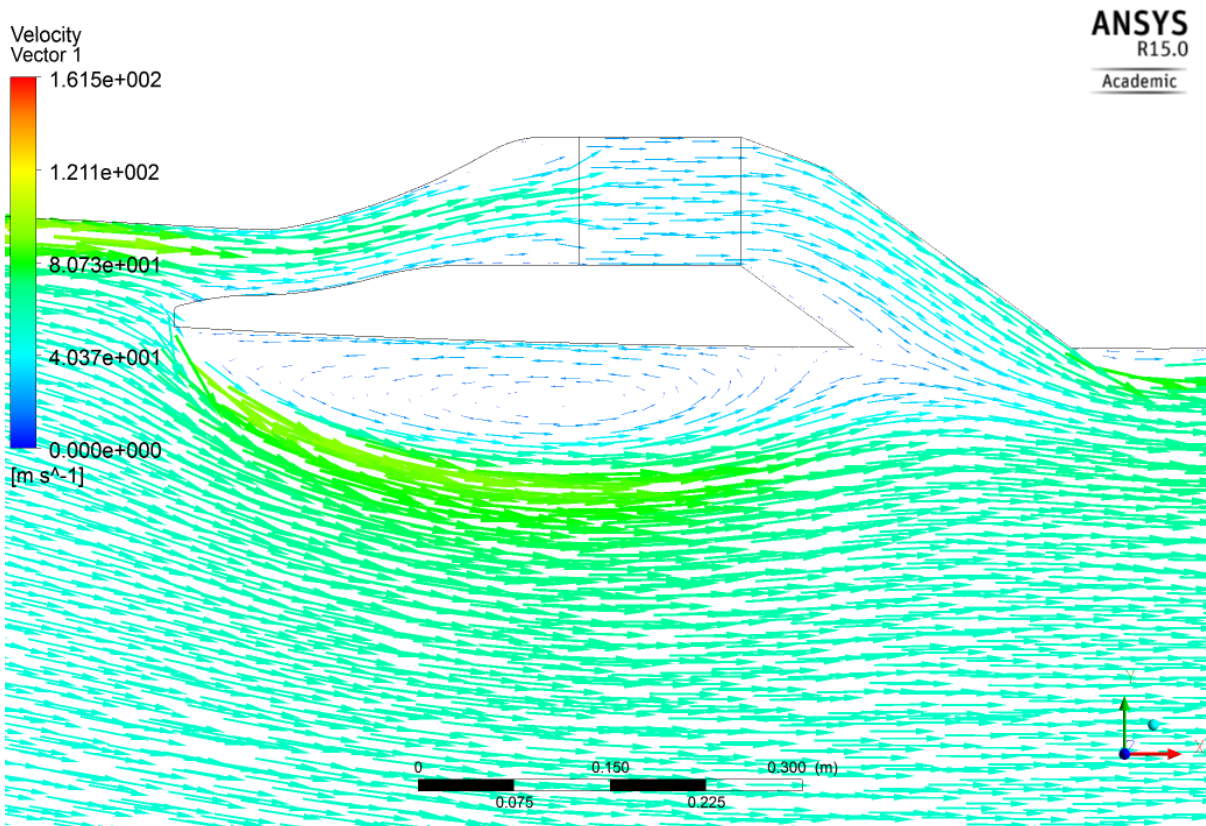
Obr. 4.17 Průběh reziduí – režim MTKO s uvažováním zdroje tepla



Obr. 4.18 Rozložení rychlosti – režim MTKO s uvažováním zdroje tepla



Obr. 4.19 Detail rozložení teploty – režim MTKO



Obr. 4.20 Detail na vektory rychlosti - režim MTKO s uvažováním zdroje tepla

4.6 Shrnutí

Tab. 8 Shrnutí – CFD výpočty

Uvažovaný olejový chladič	AERO-Classics Heat Transfer Products Inc. P/N 8002545			
Režim	GIDL	MTKO	GIDL	MTKO
Zdroj tepla	Neuvažován		Uvažován	
Vstupní rychlost (velocity-inlet)	16 m s ⁻¹	45 m s ⁻¹	16 m s ⁻¹	45 m s ⁻¹
Teplota na vstupu (velocity-inlet)	-	-	327,15 K	327,15 K
Hodnota zdroje energie	-	-	2284960 W m ⁻³	8138559 W m ⁻³
Teplota vzduchu na vstupu porézního prostředí	-	-	327 K	327 K
Teplota vzduchu na výstupu porézního prostředí	-	-	365 K	361 K
Tlaková ztráta přes chladič	412 Pa	2898 Pa	412 Pa	2988 Pa
Hmotnostní průtok vzduchu přes chladič	0,312 kg s ⁻¹	1,193 kg s ⁻¹	0,287 kg s ⁻¹	1,144 kg s ⁻¹
Skutečný výkon chladiče	-	-	10906 W	38896 W
Potřebný hmotnostní průtok vzduchu přes chladič	0,178 kg s ⁻¹	0,595 kg s ⁻¹	0,178 kg s ⁻¹	0,595 kg s ⁻¹
Požadovaný výkon chladiče	-	-	7000 W	29000 W

V Tab. 8 je uvedeno shrnutí CFD výsledků. Hodnota zdroje energie pro objem oblasti porézního prostředí byla spočítána vynásobením hodnoty zdroje energie objemem oblasti porézního prostředí, hodnota objemu oblasti porézního prostředí viz Obr. 4.4. Skutečné výkony chladiče byly spočítány pomocí kalorimetrické rovnice, viz rovnice (3.1), s použitím teplot vzduchu na vstupu a výstupu porézního prostředí, měrné tepelné kapacity $c_p = 1000 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ určené pro teplotu 350 K pomocí polynomu zadávaného do řešiče, viz Výpočet s uvažováním zdroje tepla, a s použitím hmotnostních průtoků vzduchu přes chladič. Potřebné hmotnostní průtoky vzduchu přes chladič jsou určeny v části výběru chladiče. Uvedené požadované výkony chladiče odpovídají požadovaným výkonům výměníku tepla.

5 Závěr

V této bakalářské práci je uveden postup základního výběru olejového chladiče, jsou zjištěna množství chladicího vzduchu, potřebná pro dostatečné chlazení, a následně jsou pomocí metody CFD zjištěna množství vzduchu, která chladičem prochází. Chladič byl modelován jako porézní prostředí. Celkem jsou v práci prezentovány 4 CFD výpočty, 2 výpočty pro každý návrhový režim. První z těchto dvou výpočtů byl proveden s konstantními vlastnostmi vzduchu a bez uvažování zdroje energie v oblasti porézního prostředí a druhý s vlastnostmi vzduchu závisující na teplotě a s uvažováním zdroje energie v oblasti porézního prostředí. Uvažovaný chladič pro CFD výpočty byl chladič **AERO-Classics Heat Transfer Products Inc. P/N 8002545**.

Dle pokynů v zadání bakalářské práce má být navrženo vhodné uspořádání zajišťující dostatečný průtok vzduchu i při pozemním běhu. Z Tab. 8 lze vidět, že hmotnostní průtoky vzduchu přes chladič, zjištěné pomocí CFD výpočtu, jsou vždy větší než potřebné hmotnostní průtoky vzduchu. Vhodné uspořádání pro zajištění dostatečného průtoku vzduchu při pozemním běhu tedy nebylo v práci navrhováno.

Je nutné si uvědomit, že prezentované výsledky jsou pouze přibližné. Jako další postup v rámci ověření, zda je možné použít chladič AERO-Classics P/N 8002545 bez zařízení pro navýšení průtoku vzduchu, bych doporučil například provést další CFD výpočty s použitím výpočtové sítě s vyšším počtem elementů, zaměřit se na snížení hodnoty parametru kvality sítě „Maximum Aspect Ratio“ u sítě, která byla použita pro výpočet režimu MTKO a zaměřit se na dosažení maximální hodnoty y^+ vzdálenosti první vrstvy sítě od stěn menší než 1. Jiným možným postupem by mohlo být provedení nových CFD výpočtů s použitím trojrozměrného modelu nebo provedení experimentů.

6 Seznam veličin

\dot{m}	kg s^{-1} (lb/min)	hmotnostní tok
T	$^{\circ}\text{C}$ (K; F)	teplota
\dot{Q}	W (BTU/min)	tepelný výkon
p	Pa	tlak
c_p	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
k	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	součinitel prostupu tepla
$\overline{\Delta T}$	K	střední teplotní diference
S	m^2	teplosměnná plocha
K	1	opravný koeficient
Δp	Pa	tlaková ztráta
C_2	m^{-1}	inerciální odporový koeficient
$\frac{1}{\alpha}$	m^{-2}	viskózní odporový koeficient
v	m s^{-1}	rychlost
ρ	kg m^{-3}	hustota
Δn	m	tloušťka porézního prostředí
μ	Pa s	dynamická viskozita
λ	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	tepelná vodivost
r	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	měrná plynová konstanta
A	m^2	plocha
y^+	1	bezrozměrná vzdálenost od stěny
$\dot{Q}_{(V)}$	W m^{-3}	objemová hustota zdroje energie

7 Použitá literatura

Aavid Niagara | Aavid, Thermal Division of Boyd Corporation, c2018. *Boyd Corporation* [online]. Pleasanton (California): Boyd Corporation [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <https://www.boydcorp.com/aavid-niagara.html>

ADAMEC, Josef, Daniel HANUS, Jindřich KOCÁB, Josef MARŠÁLEK a Karel TŘETINA, 2006. *Pohonná jednotka (021 03): učební texty pro teoretickou přípravu dopravních pilotů dle předpisu JAR-FCL 1*. Brno: Akademické nakladatelství CERM. Učební texty pro teoretickou přípravu dopravních pilotů dle předpisu JAR-FCL 1. ISBN 80-7204-477-X.

ADAMEC, Josef a Jindřich KOCÁB, 2008. *Letadlové motory*. Vydání 2. Praha: Corona. ISBN 978-80-86116-54-9.

Aero-Classics Heat Transfer Products [online], c2000-2018. La Verne (California): AERO-Classics Heat Transfer Products [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <http://www.aero-classics.com>

AERO-CLASSICS HEAT TRANSFER PRODUCTS INC., 8 AUG 2017. *Comparative Performance Test REPORT #70*. La Verne (California).

Aerospace Aftermarket Support, c2018. *Boyd Corporation* [online]. Pleasanton (California): Boyd Corporation [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <https://www.boydcorp.com/thermal/heat-exchangers/aerospace-aftermarket-support.html>

Airflow Systems [online], [USA] [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <https://www.airflow-systems.com/>

ANSYS Fluent User's Guide, November 2013. Release 15.0. Canonsburg (Pennsylvania): ANSYS.

ANSYS Fluent Tutorial Guide, November 2013. Release 15.0. Canonsburg (Pennsylvania): ANSYS

SUPER KING AIR 350I/350C ILLUSTRATED PARTS CATALOG [online], FEB 01/18. Beechcraft Corporation [cit. 2018-07-31]. Dostupné z: https://www.beechcraft.com/customer_support/technical_publications/docs/technical/130-590031-315_79.pdf. CHAPTER 79 - OIL.

CHEN, WeiXiong, Ming LIU, DaoTong CHONG, JunJie YAN, Adrienne Blair LITTLE a Yann BARTOSIEWICZ, 2013. A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes. *International Journal of Refrigeration* [online]. **36**(6), 1750-1761 [cit. 2018-08-04]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.04.009. ISSN 0140-7007. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700713000984>

CHOUGULE, Abhijeet B., C A. VINAY a Ismail SALEEL, 2016. CFD Analysis of Oil Cooler Duct for Turboprop Aircraft Engine in Pusher Configuration. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology* [online]. **5**(Special 9), 771-776 [cit. 2018-08-04]. DOI: 10.15680/IJIRSET.2016.0505628. ISSN 2319-8753. Dostupné z: https://www.ijirset.com/upload/2016/icete/mech/4_128_ICETE16_MCH_PID030.pdf

CHOUGULE, Abhijeet B., C A. VINAY a R SURESH., [2016]. PUSHER CONFIGURED TURBOPROP ENGINE OIL COOLER EJECTOR PERFORMANCE: CFD ANALYSIS AND VALIDATION. In: *Proceedings of the 6th International and 43rd National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power December 15-17, 2016, MNNITA, Allahabad, U.P., India* [online]. [cit. 2018-08-04]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/314215259_PUSHER_CONFIGURED_TURBOPROP_ENGINE_OIL_COOLER_EJECTOR_PERFORMANCE_CFD_ANALYSIS_AND_VALIDATION. FMFP2016-PAPER No. 35.

[*Eligibility List*] [online], Rev. Date 31/JUL/2014. La Verne (California): Aero-Classics Heat Transfer Products [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <http://www.aero-classics.com/pdf/eligibility.pdf>

General aviation oil coolers, c2017. *Meggitt Control Systems - Thermal management* [online]. Troy (Indiana): Meggitt (Troy) [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <http://www.stewart-warner.com/products-and-services/general-aviation-oil-coolers/>

HE Series Oil Coolers, c2018. *Pacific Oil Cooler Service, Inc.* [online]. La Verne (California): Pacific Oil Cooler Service [cit. 2018-07-05]. Dostupné z: http://www.oilcoolers.com/he_series_oil_coolers.asp

HUANG, B.J., J.M. CHANG, C.P. WANG a V.A. PETRENKO, 1999. A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration* [online]. **22**(5), 354-364 [cit. 2018-08-04]. DOI: 10.1016/S0140-7007(99)00004-3. ISSN 0140-7007. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700799000043>

JAHODA, M., O. HOLEČEK a L. SCHREIBEROVÁ, c2012-2018. E-tabulky. *ÚSTAV CHEMICKÉHO INŽENÝRSTVÍ* [online]. Praha: VŠCHT, Ústav chemického inženýrství [cit. 2018-08-03]. Dostupné z: <http://uchi.vscht.cz/index.php/cs/studium/navody-a-pomucky/e-tabulky>

LCHX Performance Curves [online], Stewart Warner South Wind [cit. 2018-07-08]. Dostupné z: http://www.oilcoolers.com/LCHX_Specifications.pdf

Lecture 7: Turbulence Modeling: 15.0 Release: introduction to ANSYS Fluent, February 28, 2014. ANSYS. Prezentace.

Meggitt Control Systems - Thermal management [online], c2017. Troy (Indiana): Meggitt (Troy) [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <http://www.stewart-warner.com/>. Domovská stránka.

MUSTO, Marilena, Nicola BIANCO, Giuseppe ROTONDO, Flavio TOSCANO a Giuseppe PEZZELLA, 2016. A simplified methodology to simulate a heat exchanger in an aircraft's oil cooler by means of a Porous Media model. *Applied Thermal Engineering* [online]. **94**, 836-845 [cit. 2018-08-04]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.147. ISSN 1359-4311. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115012089>

NDM/NTP Certified Aircraft Oil Coolers, c2018. *Airflow Systems* [online]. Airflow Systems [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <https://airflow-systems.myshopify.com/collections/ndm-ntp-certified-aircraft-oil-coolers>

Pacific Oil Cooler Service, Inc. - Home, c2018. *Pacific Oil Cooler Service, Inc.* [online]. La Verne (California): Pacific Oil Cooler Service [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: <http://www.oilcoolers.com>

VINAY, C AI, M L SHANKAR a Bhaskar CHAKRAVARTHY, 2011. AEROTHERMODYNAMIC DESIGN OF JET PUMP FOR A TURBOPROP AIRCRAFT ENGINE IN PUSHER CONFIGURATION. In: *[5th International and 41st National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power (FMFP-2014), 12 December 2014, IIT Kanpur]* [online]. [cit. 2018-08-04]. Dostupné z: <https://nal-ir.nal.res.in/12471/1/cp323.pdf>. c Springer/Verlang Berlin Heidelberg 2011.

Přepočet jednotek z a do soustavy SI

BUTCHER, Kenneth, Linda CROWN a Elizabeth J. GENTRY, May 2006. *The International System of Units (SI) – Conversion Factors for General Use: NIST Special Publication 1038* [online]. Gaithersburg (Maryland): National Institute of Standards and Technology [cit. 2018-08-02]. Dostupné z: <https://dx.doi.org/10.6028/NIST.SP.1038>

Pouze obrázky

Aero-Classics (p/n: 8001723), c2017-2018. In: *AIR TEAM - Aircraft Parts & Pilot Supplies :: AIR TEAM* [online]. Veverská Bítýška: AIR TEAM [cit. 2018-07-31]. Dostupné z: https://airteam.static.s7.updates.com/_cache/4/5/45b1ab09a26bb752be65dc107cc36f76.jpg

101-389028-3, c2016. In: *Davis Aviation, Inc. Your #1 King Air Aircraft Parts Supplier.* [online]. Brandon (Mississippi): Davis Aviation [cit. 2018-08-01]. Dostupné z: https://cdn6.bigcommerce.com/s-fy5nak/products/29678/images/3879/101-389028-3pic3__92800.1497017190.1280.1280.jpg?c=2