

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH CHLADÍCÍ DESKY PRO VIBRAČNÍ TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ

DESIGN OF COOLING PLATE FOR VIBRATION TEST STAND

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JURAJ DRTÍLEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JOSEF ŠTĚTINA, PH.D.

BRNO 2015

Sem prosím vložit zadání

Sem prosím vložit zadání

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá teplotní analýzou desky pro vibrační testovací zařízení na testování turbodmychadel. V úvodu je čtenář seznámen s principem přehřívání, jeho důležitostí a historií. V této části práce je také popsána metodika testování turbodmychadel, zejména vibrační testy a jejich problematika. Hlavní část práce je věnována přenosu tepla, zejména vedení, proudění, přestupu a záření. Tato část je doplněná o výpočet součinitele přestupu tepla, který je nutný pro termální analýzu desky pro vibrační testovací zařízení, která je provedena v závěru práce.

ABSTRACT

This research deals with thermal analysis of cooling plate for vibrational test of turbochargers. In introduction, the reader is familiar with principle of turbocharging, its importance and history. In this part of research is described also testing of turbochargers, especially vibration tests and its issue. The main part of research is focused on heat transfer, especially conduction, convection and radiation. This part is also completed with calculation of heat transfer coefficient, which is necessary for thermal analysis of plate for vibration test stand, which is made in the last part of this work.

KLÍČOVÁ SLOVA

Chladicí deska, vibrační test, přenos tepla, termální analýza

KEYWORDS

Cooling plate, vibration test, heat transfer, thermal analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRTÍLEK, J. *Návrh chladící desky pro vibrační testovací zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 37 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Návrh chladicí desky pro vibrační testovací zařízení vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

29. května 2015

.....
Juraj Drtílek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.

1. ÚVOD	11
2. PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ	12
3. HISTORICKÝ VÝVOJ TURBODMYCHADEL.....	13
4. VÝVOJ A TESTOVÁNÍ TURBODMYCHADEL	15
5. VIBRAČNÍ TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ.....	17
6. PŘENOS TEPLA.....	19
6.1 ZÁKON ZACHOVÁNÍ ENERGIE.....	19
6.2 VEDENÍ TEPLA.....	19
6.3 PŘENOS TEPLA PROUDĚNÍM A PŘESTUP TEPLA.....	22
6.4 ZÁŘENÍ.....	24
7. VÝPOČET SOUČiniteLE PŘESTUPU TEPLA	26
7.1 PRŮTOK VODY	26
7.2 PARAMETRY DESKY	27
7.3 TEPLOTNÍ ROZPĚTÍ.....	27
7.4 CHARAKTERISTIKY MATERIÁLU.....	27
7.5 VÝPOČET SOUČiniteLE PŘESTUPU TEPLA V DRÁŽCE	28
8. MODEL A OKRAJOVÉ PODMÍNKY	29
9. TEPLOTNÍ ANALÝZA	31
10. ZÁVĚR	35
11. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	36
12. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	37

1. ÚVOD

Turbodmychadlo je zvláštní typ dmychadla, které je poháněné turbínou pracující s výfukovými plyny motoru. Slouží k přeplňování zážehových i vznětových motorů. S ohledem na současnou politiku, jsou automobilky tlačeny k downsizingu-zmenšování zdvihového objemu motorů a snižování emisí při minimálním snížení výkonu a kroutícího momentu. Toho je možné dosáhnout díky přeplňování. Z toho důvodu jsou také atmosfericky plněné motory pomalu ale jistě vytlačovány z nabídky většiny automobilek. Oproti atmosferickým motorům přeplňované motory poskytují vyšší měrný výkon, kroutící moment a pružnost za současného snížení spotřeby a škodlivých emisí. To je na druhou stranu vykompenzováno nutností šetrnějšího zacházení a vyšších servisních nákladů.

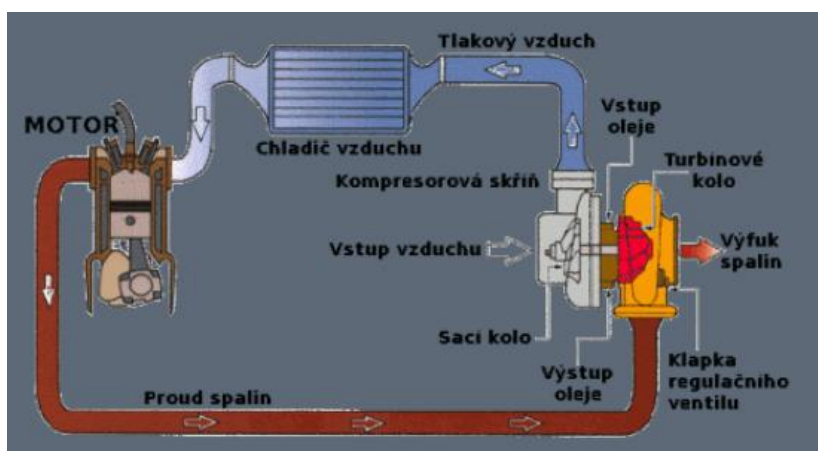
Vývoj a testování turbodmychadel je dlouhý a náročný proces. Mezi prvními návrhy a koncepcemi a sériovou výrobou může uplynout až několik let. Turbodmychadla procházejí různými testy, kde se prověřuje jejich efektivita a výdrž. Jedním z těchto testů je vibrační test, kdy je turbodmychadlo připevněno na vibrační zařízení, které s ním kmitá ve třech osách. Z vrchu je celé zařízení přikryto pecí, která má v ideálním případě vyhřát prostor okolo turbodmychadla až na 800 °C, aby byly simulovány teplotní podmínky pod kapotou osobního či nákladního automobilu. Snímače vibračního zařízení jsou však citlivé na teplo a umožní správnou funkci pouze pro teploty nepřekračující 30 °C. K odstínění sálajícího tepla z pece je nutné použít chladicí desku, která se připevní k vibračnímu zařízení a díky svému rastru umožňuje připevnění turbodmychadla, které je následně ohříváno. Současná koncepce desky umožňuje ohřátí na maximální teplotu okolo 125 °C, cílem této bakalářské práce je navrhnout inovace, aby tato deska zvládala větší teplotní rozpětí a zároveň její hmotnost byla co nejnižší z důvodu náhlé změny frekvence vibrací a měla přijatelné výrobní náklady.

2. PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ

Abychom mohli správně pochopit podmínky, při kterých je nutné turbodmychadlo testovat, abychom co nejlépe simulovali podmínky při provozu turbodmychadla, pojďme si nejprve objasnit jeho funkci a provozní podmínky.

Turbodmychadla slouží k navýšení množství násavaného vzduchu do motoru, což nám umožňuje spálit větší množství paliva při zachování stejných otáček a objemu. Reakce většího množství směsi nám způsobuje nárůst výkonu a krouticího momentu při zachování stejného zdvihového objemu a téměř i hmotnosti a vnějších rozměrů motoru, ovšem na úkor většího mechanického namáhání jednotlivých součástí. Turbodmychadlo se skládá ze dvou částí-turbínové a dmychadlové. V turbínové části využívá turbodmychadlo ke svému pohonu jinak nevyužitou práci výfukových plynů. Po expanzi plynů ve válcích spalovacího motoru odchází tyto plyny sběrným výfukovým potrubím k turbínovému kolu. Oběžné turbínové kolo zachytává kinetickou energii výfukových plynů a převádí ji na rotační pohyb. Tato turbína bývá zpravidla spojena jedním hřídelem s kompresorovým kolem-dmychadlem, kterému dodává potřebnou kinetickou energii. Dmychadlo slouží ke stlačení vzduchu vstupujícího do motoru a tím dochází k navýšení objemové účinnosti. Při zvýšení otáček, čímž dochází k navýšení množství spálené směsi a tím i ke zvýšení kinetické energie výfukových plynů, což umožňuje dmychadlu větší stlačení nasávaného vzduchu. To má za následek navýšení výkonu a krouticího momentu.

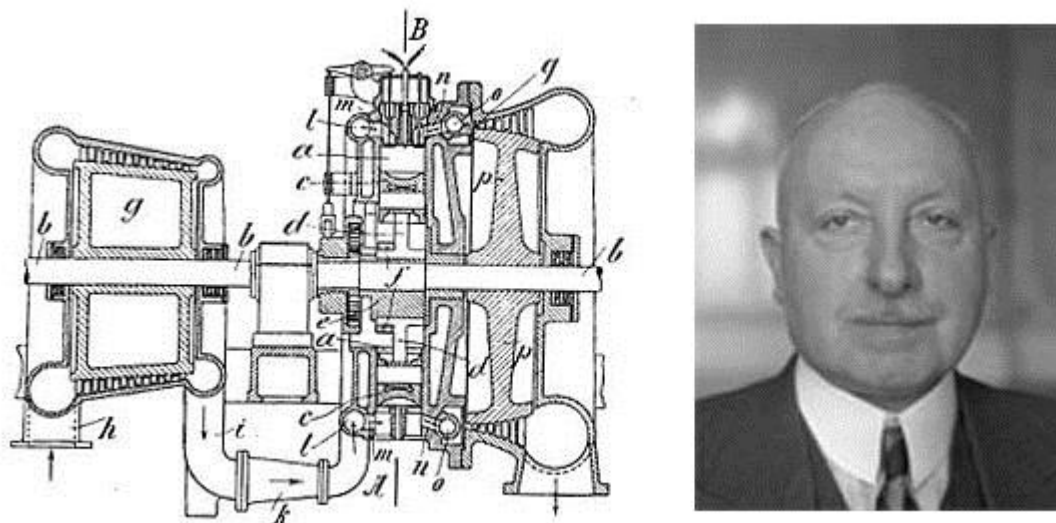
Hlavní nevýhodou vysokých plnicích tlaků je to, že při kompresi dochází k zahřívání nasávaného vzduchu, což je velmi nežádoucí zejména u benzínových motorů, kde by příliš zahřátá směs mohla způsobit samovznícení. Pro zážehové i vznětové motory je vyšší teplota nežádoucí z důvodu snížení účinnosti motoru-zahřátý vzduch má vyšší tlak při stejném molárním množství, takže do motoru se nám dostane méně molekul vzduchu při zachování stejného kompresního poměru. Tudíž je snahou přivést do motoru maximální množství co nejchladnějšího vzduchu. Toho lze snadno docílit instalací mezichladiče (tzv. intercooleru) mezi turbodmychadlo a sání, který nám teplotu stlačeného vzduchu opět sníží. [1]



Obr.1: Schéma přelínovaného spalovacího motoru turbodmychadlem [2]

3. HISTORICKÝ VÝVOJ TURBODMYCHADEL

Historie přeplňování sahá až k vynálezu motoru s vnitřním spalováním. Už v letech 1885 a 1897 se pokoušeli Gottlieb Daimler a Rudolf Diesel dosáhnout zvýšení výkonu a snížení spotřeby svých motorů pomocí přeplňování vzduchem. V roce 1885 si nechal Gottlieb Daimler patentovat techniku použití kompresoru poháněného ozubenými koly ke zvýšení množství nasávaného vzduchu do spalovacího motoru. První turbodmychadlo poháněné výfukovými plyny vynalezl švýcarský vynálezce Dr. Alfred J. Büchi v letech 1909 až 1912, díky přeplňování se mu podařilo dosáhnout zvýšení výkonu až o 40 %. [3]. Dr. Büchi byl šéfkonstruktor v Sulzer Brothers Research Department a od roku 1911 vedl nově otevřenou laboratoř výzkumu turbodmychadel Sulzer Bros Ltd ve švýcarském Winterthuru. V roce 1915 představil Büchi první prototyp vznětového motoru přeplňovaného turbodmychadlem, avšak jeho myšlenky se v té době nesetkaly s velkou odezvou a pochopením nejméně dalších 20 let. První úspěšné použití turbodmychadel se objevilo o 10 let později u dvojice německých lodí osazených přeplňovanými vznětovými motory o výkonu přes 2000 koňských sil.



Obr.2: A. Büchi a jeho patentované turbodmychadlo [4]

Turbodmychadla se masově začala používat nejdříve u leteckých motorů (avšak častěji se používalo mechanické přeplňování turbokompresorem). Během první světové války s úspěchem montoval francouzský inženýr Auguste Rateau turbodmychadla na motory Renault pohánějící různá bitevní letadla. První lokomotivy a lodě s přeplňovanými vznětovými motory se začali objevovat ve třicátých letech minulého století. V letectví turbodmychadla nejvíce prosazovali Spojené státy americké. Během druhé světové války nasazovaly Spojené státy americké spoustu dnes již legendárních letadel jako např. B-17 Flying Fortress, B-24 Liberator, P-38 Lightning a P-47 Thunderbolt. [3]

V automobilovém průmyslu se turbodmychadla nejprve prosadila u nákladních automobilů. První přeplňovaný motor pro nákladní automobily byl vyroben v roce 1938 ve švýcarské továrně Swiss Machine Works Saurer. První osobní auta s přeplňovaným motorem pomocí turbodmychadla byla Chevrolet Corvair Monza a Oldsmobile Jetfire.

Na trh byla uvedena na přelomu let 1962 a 1963, avšak jejich velká nespolehlivost způsobila jejich brzké stažení z trhu. Po první ropné krizi v roce 1973 však začaly být přeplňované vznětové motory žádanější než kdy dříve. Do té doby byly prostředky na vývoj turbodmychadel uvolňovány jen zřídka, obvykle v dobách nárůstu cen pohonných hmot. Až nově zavedené emisní limity v 80. letech způsobily nárůst poptávky po přeplňovaných vznětových motorech pro nákladní auta. V podstatě v dnešní době již téměř neexistují nákladní auta s atmosferickými motory.

S nástupem turbodmychadel so motorsportu v 70. letech, zejména tedy do Formule 1, se stávaly zážehové přeplňované motory stále populárnějšími. V té době nabízela téměř každá automobilka nejméně jeden model s přeplňovaným zážehovým motorem na vrcholu svojí nabídky. Bohužel tento trend za pár let vymizel, neboť tato auta, ačkoli nabízela vyšší výkon, nebyla příliš úsporná a nákladný byl také jejich servis. Také prodleva mezi sešlápnutím pedálu a nástupem turbodmychadla, tzv. turbo-lag, byla v té době značně dlouhá a pro většinu zákazníků nepřijatelná.

Opravdového zlomu dosáhlo přeplňování motorů u osobních automobilů až v roce 1978, kdy byl představen první osobní automobil s přeplňovaným vznětovým motorem Mercedes-Benz 300 SD, následovaný v roce 1981 Volkswagenem Golf 1.6 TD. Pomocí turbodmychadel se podařilo dosáhnout vyšších hodnot účinnosti, výkonu a kroutícího momentu na hodnoty srovnatelné se zážehovými motory. V dnešní době nejsou turbodmychadla využívána ani tak pro zvýšení výkonu, jako pro snížení spotřeby pohonných hmot a ochranu životního prostředí snížením emisí CO₂. [3]

4. VÝVOJ A TESTOVÁNÍ TURBODMYCHADEL

Vývoj a testování turbodmychadel je běh na dlouhou trať. Turbodmychadla je nutné navrhnout přímo pro konkrétní motor, aby dosahovala co nejlepších parametrů a vyhovovala přáním zákazníka. Mezi prvními návrhy a počátkem sériové produkce může uplynout až více než 6 let. V ideálním případě by všechny jevy doprovázející provoz turbodmychadla byly vypočítány ve výpočetních systémech a nasimulovány. V praxi bohužel takovýto postup není možný, pro co nejpřesnější výpočtový model turbodmychadla je potřeba zadefinovat spoustu okrajových podmínek. A tyto podmínky se dají odvodit pouze experimentálně.

Jelikož je testování turbodmychadel přímo na motorech velmi nákladnou záležitostí s ohledem na opotřebení motorových součástí, pohonné hmoty a riziko vzniku požáru či havárie, je snahou co nejvíce optimalizovat turbodmychadlo pro konkrétní motor už ve výpočtové části, která je s ohledem na provozní náklady nejlevnější.

Po navržení jednotlivých komponent turbodmychadla dojde k jejich výrobě v prototypové dílně. Poté jednotlivé díly směřují do komponentního centra, kde se před smontováním turbodmychadla testují požadované vlastnosti jednotlivých komponent, zejména dosáhnutí hranice životnosti a chování materiálu. Poté z naměřených hodnot dojde k vyhodnocení nejvhodnější komponenty pro použití v turbodmychadle.

Po skončení komponentního testování a vybrání nejvhodnější varianty dojde k finální výrobě prototypu turba a toto turbo potom směřuje na vibrační test na tzv. „shaker“. Po ukončení vibračního testu turbodmychadla, směřuje turbodmychadlo na tzv. „gas stand“.

Gas stand je v podstatě plynový hořák, který spaluje zemní plyn, který slouží k roztáčení lopatek turbodmychadla. V laboratoři se nachází celkem 7 gas standů. 3 velké pro testování turbodmychadel pro lodní motory, statické motory a motory nákladních aut. Výkon těchto hořáků přesahuje 800 kW. Další 3 gas standy mají výkon 400 kW a slouží k testování turbodmychadel určených pro osobní a dodávkové automobily. Nejmenší stanice má výkon 200 kW a slouží k testování turbodmychadel pro maloobjemové přeplňované motory se zdvihovým objemem okolo 1 000 cm³, které jsou velmi oblíbené v dnešní době downsizingu.

Lopatky turbodmychadla jsou při tomto testování roztáčeny plyny vznikajícími při spalování zemního plynu. Ve výfukové části se za turbodmychadlem nacházejí ventily, které simulují odpor ve výfukovém potrubí, zejména součástí jako je katalyzátor nebo DPF filtr. Horký plyn ze spalovací komory turbíny je obohacován o studený vzduch a tímto způsobem dochází k regulaci teploty spalin. Pod spalovací komorou se nachází olejové a vodní čerpadlo, které slouží k rozvádění vody nebo oleje pro chlazení turbodmychadla. Za turbodmychadlem se obvykle nachází ventil simulující odpor zavřených sacích ventilů. Nasávaný vzduch je po stlačení a změření všech požadovaných hodnot (tlak, teplota,...) odveden přepouštěcím ventilem zpět do atmosféry. Nespornou výhodou těchto dosavadních testů je to, že narozdíl od následujícího testu je možné jít až nad možnosti reálného provozu turbodmychadla a tím naplno otestovat jeho parametry a životnost.

Po úspěšném absolvování všech těchto díčích testů je turbodmychadlo na přípravně namontováno na prototyp spalovacího motoru přímo od automobilky. Motor se připevní na upínací desku, která je vybavena silentbloky pro tlumení vibrací, umístí se na něj všechna čidla a měřicí zařízení a potom se dopraví do testovací cely. V laboratoři se nachází celkem 15 cel, z toho 5 slouží pro testy velkých motorů například pro nákladní automobily a 10 cel je určeno k testování motorů určených pro osobní automobily a dodávkové vozy. Při upínání motoru na desku je nutné dbát přesného umístění motoru, neboť v cele jsou instalovány pojezdy pro přesné zavedení desky a motor je následně přes spojku připojen a slícován s dynamometrem, který může plnit funkci jak pasivní, tak aktivní (náhrada startéru). Motory se ve většině případů testují bez převodovky. Výfukový systém motoru je už nyní vybaven všemi zařízeními, kterými bude vybaven sériový automobil jako je například katalyzátor, EGR ventil či DPF filtr. Mezi turbem a sáním je také instalován mezichladič, který slouží k ochlazení nasávaného stlačeného vzduchu. Motor je chlazen vodním systémem připojeným k laboratornímu okruhu vody, který je oddělen od běžné uživatelské sítě. Největší riziko představuje havárie přívodu paliva, která by dozajista znamenala rozsáhlý požár, proto jsou všechny cely vybavené automatickým hasicím systémem s náplní CO₂, která je v případě požáru vypuštěna do testovací cely, zabrání přístupu kyslíku k požáru a tím dojde k jeho uhašení. Testovací cela je také vybavena klimatizací a žaluziemi sloužícími k regulaci teploty.

5. VIBRAČNÍ TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Shaker je zařízení používající se k vibračnímu testování. Laboratoř je vybavena třemi vibračními testovacími systémy V8 od společnosti LDS. Tyto zařízení slouží ke zkoumání porušení struktury materiálu, zjištění rezonančních frekvencí, ale také k testování životnosti a k modálnímu testování. Modální testování se skládá ze dvou fází-z fáze sbírání dat a z jejich analýzy. Existuje mnoho různých důvodů proč zkoumat dynamické chování stroje. Nejjednodušším a nejrychlejším posouzením dynamiky je modální analýza, která poskytne údaje o vlastních frekvencích konstrukce a vykreslí tvary vlastních kmitů. V konstrukci turbodmychadla musí být posouzeno, zda nějaká část soustavy, většinou rotor točící se rychlostí více než 100 000 ot/min, není provozována v režimu, ve kterém by mohlo dojít ke zblížení frekvence kmitání k vlastní frekvenci celého turbodmychadla. Pokud by došlo ke zblížení frekvencí mohlo by dojít vlivem rezonance k rozkmitání nebo až k úplnému zničení konstrukce. Pomocí modální analýzy je také například možné hodnotit úpravy konstrukce a jejich vliv na celkovou tuhost turbodmychadla.



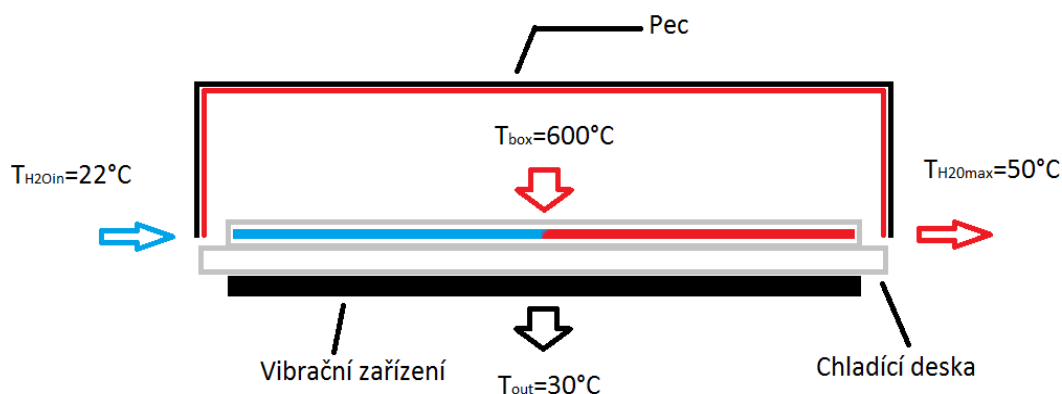
Obr.3: Vibrační testovací zařízení V8 od společnosti LDS [5]

Vibrační shaker je schopný vyvolat vibrace ve třech osách o frekvencích od 1 Hz až do 2 kHz. Síla takového zařízení je 57 kN a testované zařízení může vážit až 700 kg. Jeden ze shakerů je vybaven klimakomorou, která umožňuje nastavit nejen rozsah teplot od -70 °C až do 200 °C, ale také požadovanou vlhkost či díky vývěvě je možné testovat zařízení ve vakuu. Na shakeru jsou přidělané hliníkové chladicí desky sloužící k upnutí turbodmychadla, ale také chlazení ohřátého vzduchu z klimakomory kvůli citlivým měřicím zařízením a v případě testování vibrací ve vodorovných osách také kvůli magnesiové desce, která je součástí shakeru a je náchylná na vysoké teploty. Při působení vysokých teplot na tuto desku dochází k jejímu prohnutí. Její následná oprava či výroba nové desky je nákladná záležitost, neboť magnesium při běžném třískovém obrábění hoří, a technologii obrábění magnesia se v České Republice zabývá jen velmi malé množství firem. Mezi těmito dvěma deskami je olejová vrstva o tloušťce 0,05 mm. O rozvod oleje se stará olejové čerpadlo s mazcím tlakem 180 bar. Je velmi důležité

dbát na rovinnost při výrobě těchto desek, aby styčné plochy byly pokud možno po celé ploše a nedocházelo k nadměrnému opotřebení nebo zahřívání jen na určitých místech.

Materiál na výrobu chladících desek se používá nejčastěji hliník, díky svojí obrobitelnosti, pevnosti, hmotnosti a odolnosti vůči klopným momentům. Pro výrobu chladící desky je důležité, aby materiál byl co nejpevnější, aby nedocházelo k tlumení vibrací vyvolaných shakerem a zároveň co nejlehčí, aby mohlo docházet k náhlým změnám frekvence vibrací. Lepší než hliník je v tomto případě použití magnesia, ale to se vzhledem ke složité obrobitelnosti a výrobním nákladům nepoužívá. Deska s připevněným turbodmychadlem se při testování zakrývá pecí o objemu 1 100 cm³, jejíž rozměry přesně odpovídají parametrům chladící desky a která slouží k simulaci tepelných podmínek, ke kterým bude docházet při běžném provozu turbodmychadla pod kapotou stroje, případně lze také nasimulovat i extrémní podmínky jako např. provoz studeného motoru za extrémně chladného počasí, či právě naopak provoz stroje s trubodmychadlem v extrémně teplých podmínkách.

Shaker je připojen k elektronickému zesilovači, který umožňuje lepší rozpoznání rezonančních frekvencí. Celé zařízení je chlazeno vzduchem o objemovém průtoku až 5000 m³/hod. Zvláštností je měření zrychlení v násobcích g, které nejsou součástí jednotek Si. Pro vykreslování grafů se používá logaritmický souřadný systém, aby bylo lépe patrné, při které frekvenci dochází k rezonanci turbodmychadla. Shaker je připojen k síti pod napětím 100 V a proudem 560 A.



Obr.4: Schéma teplot působících na chladící desku

6. PŘENOS TEPLA

Přenos tepla se děje třemi způsoby-vedením (konvekci), prouděním (kondukcí) a zářením (radiací). Pro vedení tepla je charakteristické vázání na bezprostředně sousedící částice hmoty. Při proudění mění částičky hmoty místo v prostoru vlivem nuceného či přirozeného proudění a tím dochází k přenosu jejich tepelné energie. Tepelné záření je v podstatě elektromagnetické vlnění s vlnovými délkami určitých rozsahů. Část tepelné energie se mění s zářivou energií (fotony), která se šíří rychlostí světla a při dopadu na jiné těleso se přeměňuje zpět v teplo. Při přenosu tepla budeme pracovat zejména se dvěma pojmy-celkovým tepelným tokem označovaným $\dot{Q}$ určený ve wattech [W], který teče danou plochou S a hustotou tepelného toku $\dot{q}$ vztaženou na jednotku plochy (plošná hustota tepelného toku) ve [W/m²]. [6] [7]

6.1 ZÁKON ZACHOVÁNÍ ENERGIE

K přenosu tepla v běžných situacích nedochází pokud je stejná teplota tělesa a okolí. Pokud dojde ke změně teploty okolí nebo se začne těleso zahřívat, dojde k přenosu tepla. Rychlost zahřívání případně ochlazování před dosažením tepelné rovnováhy lze určit pomocí bilancí. Protože 1. termodynamický zákon musí být splněn v jakémkoli časovém úseku, musí být splněna rovnováha mezi množstvím tepla předaného mezi tělesem a okolím za určitý časový úsek. [6] [7]

6.2 VEDENÍ TEPLA

Vedení tepla je přenos energie z částic s vyšší energií k částicím s energií nižší, jako důsledek interakce mezi částicemi. Vedení tepla může probíhat v pevných látkách, kapalinách i plynech. V kapalinách a plynech je vedení tepla způsobeno srážkami a difuzí mezi molekulami způsobenou jejich neuspořádaným pohybem. Existuje-li teplotní gradient, dochází k přenosu tepla ve směru klesající teploty. V pevných látkách je vedení tepla způsobeno kombinací vibrací molekul v krystalové mřížce a energií přenosu volných elektronů. Rozlišujeme dva typy vedení tepla-stacionární (nedochází ke změnám teploty v závislosti na čase) a nestacionární (teplota se s časem mění).

Míra vedení tepla médiem záleží na geometrii média, jeho tloušťce a materiálu, ale také na změnách teploty v médiu. Můžeme říci, že míra vedení tepla rovinnou deskou je přímo úměrná teplotnímu rozdílu na napříč deskou a oblastí vedení tepla a nepřímo úměrná tloušťce stěny.

$$\dot{Q} = -\lambda S \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -\lambda S \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.1)$$

Pro případ, kdy $x \rightarrow 0$ rovnice přechází do diferenciální formy:

$$\dot{Q} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

Tato rovnice se nazývá Fourierův zákon vedení tepla: „*Hustota tepelného toku $\dot{q}$ [W/m^2], to jest celkový tepelný tok $\dot{Q}$ [W] vztahovaný na jednotku plochy S , přenášený vedením v nějaké látce je přímo úměrný velikosti teplotního gradientu a má opačné znaménko než tento gradient.*“ [6]. Znaménko minus vyplývá z konvence, že směr tepelného toku je totožný se směrem souřadného systému. Tepelný tok je vektorová veličina (gradient teploty je vektor) a vedením se šíří ve směru normály k izotermě.

Abychom mohli spočítat teplotní pole v daném tělese, používáme diferenciální rovnici energie, také zvanou rovnice tepelné difuze nebo diferenciální rovnice vedení tepla:

$$\frac{dT}{d\tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{Q^*}{c \cdot \rho} \quad (2.3)$$

Kde veličina a je teplotová vodivost a dT totální diferenciál, $T = f(x, y, z, \tau)$, a proto platí:

$$dT = \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial T}{\partial x} dx + \frac{\partial T}{\partial y} dy + \frac{\partial T}{\partial z} dz \quad (2.4)$$

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial T}{\partial x} w_x + \frac{\partial T}{\partial y} w_y + \frac{\partial T}{\partial z} w_z \quad (2.5)$$

Kde w_x, w_y, w_z jsou složky rychlostí elementu (tekutiny). Tato rovnice může být transformována také do jiných souřadných systémů jako například cylindrického nebo sférického. V našem případě si však vystačíme s tímto tvarem rovnice. Pro homogenní tuhé látky, které budeme uvažovat v našem případě se $w_x=w_y=w_z=0$ a obecná diferenciální rovnice vedení tepla přejde do Fourierovy diferenciální rovnice vedení tepla:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

Kde a je teplotová vodivost neboli součinitel teplotní difuze:

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \quad (2.7)$$

Tepelná vodivost λ je konstanta úměrnosti mezi tepelným tokem a gradientem teploty. Jedná se o funkci teploty a u nehomogenních látek také polohy. Čím větší je tepelná vodivost materiálu, tím menší odpor klade proti přenosu tepla. V našem případě budeme předpokládat malý teplotní interval, takže budeme uvažovat λ za konstantní. Hodnoty tepelné vodivosti se liší v závislosti na materiálu, u kovů se tato hodnota pohybuje v řádu 10 (ocel) až po řády 100 (hliník, měď). Tepelná vodivost vzduchu je v řádu 0,01, z čehož plynou i dobré izolační vlastnosti materiálů jako jsou například

molitan, korek nebo polystyren. S měnící se teplotou se mění hodnota tepelné vodivosti, hodnoty tepelné vodivosti se určují experimentálně. Příklady tepelné vodivosti vybraných látek jsou v následující tabulce:

Tepelná vodivost λ [W/mK]			
Látka	Teplota [°C]		
	25	125	225
Hliník	205	215	250
Chrom-niklová ocel	16,3		
Měď	401	400	398
Uhlíková ocel	54	51	47
Zlato	310	312	310
Železo	80	68	60
Platina	70	71	72
Nerezavějící ocel	16	17	19
Guma	0,045		
Vzduch	0,024		

Tab. 1: Tepelné vodivosti vybraných látek

Řešením diferenciální rovnice vedení tepla je rozložení teplot v čase a prostoru, tj. rozložení izoterm a místa s extrémními teplotními gradienty. Nutné je však nadefinování počátečních a okrajových podmínek. Počáteční podmínka definuje rozložení teplot v tělese na začátku děje. V našem případě budeme uvažovat, že je $T_0 = \text{konst.}$. Okrajových podmínek je nutné zadefinovat hned několik:

Okrajová podmínka 1. druhu – Dirichletova – určuje rozložení teplot na povrchu tělesa v čase.

$$T_w = f(x_w, y_w, z_w, \tau) \quad (2.8)$$

Okrajová podmínka 2. druhu – Neumannova – určuje rozložení hustot tepelného toku na povrchu tělesa v čase.

$$\dot{q}_w = f(x_w, y_w, z_w, \tau) \quad (2.9)$$

Okrajová podmínka 3. druhu – Newtonova – určuje rozložení součinitelů přestupu tepla na povrchu tělesa v čase

$$\alpha = f(x_w, y_w, z_w, \tau) \quad (2.10)$$

Okrajová podmínka 4. druhu – definuje styk těles. Rozlišujeme 2 typy styku těles – styk dokonalý a nedokonalý.

$$-\lambda_1 \left(\frac{T_1}{y} \right)_w = -\lambda_2 \left(\frac{T_2}{y} \right)_w \quad (2.11)$$

$$\dot{q}_w = \frac{1}{R_k} (T_{w1} - T_{w2}) \quad (2.12)$$

Okrajová podmínka 5. druhu – s fázovou přeměnou látky na povrchu

Pokud se teplota v tělese mění v závislosti pouze na jedné souřadnici, hovoříme o tzv. jednorozměrném vedení tepla (např. stěny domů, dlouhé tepelně izolované tyče). V tomto případě lze odvodit tepelný tok dosazením do Fourierovy rovnice:

$$\dot{Q} = -\lambda S \frac{dT}{dx} = -\lambda S \frac{T_{w1} - T_{w2}}{x_1 - x_2} = -\lambda S \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\delta} \quad (2.13)$$

Pokud se stěna skládá z n vrstev, přičemž každá má jiný odpor proti vedení tepla (tepelný odpor) $R_{\lambda i}$ (tepelné odpory jsou řazeny sériově), je hustota tepelného toku dána vzátem:

$$\dot{q} = \frac{T_{w1} - T_{w,n-1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\partial_i}{\lambda_i}} = \frac{T_{w1} - T_{w,n-1}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda i}} \quad (2.14)$$

V našem případě je deska složená ze dvou kusů stejného materiálu, tudíž ji pro prvotní analýzu budeme uvažovat jako jednu vstvu. Tuto rovnici můžeme použít v případě nevycházející tepelné bilance pro návrh izolační vrstvy mezi těmito částmi, případně vhodnějšího materiálu na výrobu desky. V úvahu připadá materiál s větším tepelným odporem $R_{\lambda i}$, abychom dosáhli menšího tepelného toku napříč deskou. [6][7]

6.3 PŘENOS TEPLA PROUDĚNÍM A PŘESTUP TEPLA

V proudících tekutinách probíhá výměna tepla jak vedením (kondukcí-pohyb molekul, difúze), ale také přemísťováním hmoty (konvekcí-makroskopický pohyb tekutiny). Míra podílu těchto dvou mechanismů je závislá na vlastnostech tekutiny, nicméně není možné tyto dva mechanismy od sebe oddělit. Podle styku tělesa s kapalinou hovoříme o konvekci při vnějším proudění (obtékání karoserie automobilu, lopatek turbín) a o konvekci při vnitřním proudění (proudění v trubkách, kanálech, apod.), o kterou je jedná i v našem případě.

Přenos tepla mezi stěnou a kapalinou která ji obtéká je velmi složitý pochod, jelikož dochází ke ovlivnění hydrodynamickými jevy-turbulentnímu a laminárnímu proudění. Typ proudění je závislý na hodnotě Reynoldsova čísla Re_D :

$$Re_D = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (3.1)$$

Veličina v je rychlost proudění kapaliny, ν kinematická viskozita kapaliny a d_h hydraulický průměr potrubí. Kritická hodnota Reynoldsova čísla pro přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním je 2300. Tento vzorec však platí pro potrubí kruhového průřezu. V našem případě pro kanál obdélníkového průřezu o rozměrech b a h , přejde vzorec pro výpočet Reynoldsova čísla do tvaru:

$$Re_D = \frac{\rho v \left(\frac{2bh}{b+h} \right)}{\nu} \quad (3.2)$$

Pokud dochází k turbulentnímu proudění v tekutině, tak se změna teploty omezuje jen na velmi tenkou vrstvu u povrchu stěny, tzv. teplotní mezní vrstvu. Tvar této vrstvy se mění v závislosti na rychlosti proudění tekutiny. Při vnitřním proudění musíme rozlišit, zdali se jedná o tzv. vstupní úsek potrubí nebo plně vyvinutý režim, který budeme uvažovat také v našem případě. Ve vstupním úseku se vyvíjejí na stěně potrubí mezní vrstvy a v okamžiku, kdy mezní vrstvy zcela zaplní průtočný průřez, skončí vstupní úsek. Na začátku vstupního úseku je vysoká hodnota součinitele přestupu tepla, ta ale postupně klesá a na konci vstupního úseku je tato hodnota konstantní.

Rozlišujeme 3 typy konvekce-nucená konvekce vyvozená ventilátorem, čerpadlem, apod. a přirozená konvekce vyvozená rozdílem hustot např. vlivem rozdílných teplot a kombinovaná (nucená konvekce je vždy doprovázena přirozenou konvekcí, která je často zanedbávána).

Podmínky přenosu tepla ze stěny na tekutinu nebo na opak jsou dány velikostí součinitele přestupu tepla α . Tento součinitel závisí na vlastnostech tekutiny, jejím pohybovém stavu a na tvaru povrchu tělesa. Přestup tepla je dán tzv. Newtonovým vztahem:

$$\dot{Q} = \alpha S (T_w - T_\infty) \quad (3.3)$$

Kde T_w a T_∞ jsou teploty povrchu a kapaliny a S plocha obtékaného povrchu.

Velikost součinitele přestupu tepla se mění podél obtékaného povrchu v závislosti na režimu proudění a teplotě. Tento součinitel potřebujeme k určení tepelného toku do nebo z povrchu. Jeho velikost lze stanovit několika způsoby: experimentálně z tvaru tepelné mezní vrstvy, z teorie podobnosti, experimentálně pomocí energetické bilance nebo alfametrů, výpočtem diferenciálních rovnic, nebo výpočtem z tvaru tepelné mezní vrstvy:

$$\alpha(T_w - T_\infty) = -\lambda \left(\frac{dT}{dy} \right)_w \quad (3.4)$$

Podobný přestup tepla je pro $\alpha L / \lambda$ stejné na modelu i na díle. Tento poměr nazýváme Nusseltovo číslo a jedná se o bezrozměrné vyjádření α , které získáme vyjádřením z diferenciální rovnice přestupu tepla pro model a dílo:

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (3.5)$$

Obdobně z pohybové diferenciální rovnice pro model a dílo získáme Reynoldsovo číslo (3.6), které nám vyjadřuje bezrozměrnou rychlost a také Eulerovo číslo, které vyjadřuje bezrozměrný tlakový rozdíl:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho * w^2} \quad (3.6)$$

Z energetické diferenciální rovnice získáme Pecletovo číslo, které vyjadřuje poměr přenosu tepla vedením a prouděním při konvekci:

$$Pe = \frac{wL}{a} = \frac{wL}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} \quad (3.7)$$

Reyoldsovo a Pecletovo číslo jsou navzájem vázány Prandtlovým číslem, které je měřítkem podobnosti rychlostních a teplotních polí. Jedná se o funkci fyzikálních vlastností, takže můžeme nalézt jeho hodnoty v tabulkách. Pro laminární proudění je přibližně $Pr=1$, což značí, že tloušťka tepelné mezí vstvy δ_T a δ jsou přibližně stejné.

Kriteriální rovnici pro nucenou konvekci budeme uvažovat pomocí mocninné funkce ve tvaru:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (3.8)$$

Kde konstanty C , m a n jsou výsledkem řešení diferenciálních rovnic nebo předměty experimentálního výzkumu, pro naše zadání jsme je pro danou geometrickou konfiguraci našli v tabulkách. Za m volíme 0,8 jelikož předpokládáme turbulentní proudění v chladicím kanálku ($m=0,5$ v případě laminárního proudění). Konstantu C volíme o velikosti 0,023 a konstantu n o velikosti 0,4. Na základě těchto rovnic můžeme vypočítat součinitel přestupu tepla α na stěnách drážky mezi deskou a proudící kapalinou a na základě tohoto výpočtu můžeme dopočítat tepelný tok konvekci. [6] [7]

6.4 ZÁŘENÍ

Záření není na rozdíl od kondukce a konvekce vázáno na hmotné prostředí a jako jediné se tedy může uskutečňovat i ve vakuu. O tepelném záření hovoříme v případě, kdy se většina zářivého toku při dopadu na jiný objekt přemění na tepelný tok. Tepelná energie zářením je přenášena ve formě diskretních kvant (fotonů), které má každé určitou hodnotu energie. V běžném životě se setkáváme s kombinací všech druhů přenosu tepla. Míra podílu jednotlivých složek se však liší, při některých dějích mohou být některé složky zanedbatelné nebo nemá na probíhající děj zásadní vliv. S rostoucí teplotou dochází k podstatnému nárůstu složky záření.

Při záření dochází k přenosu tepla elektromagnetickým vlněním, které se šíří rychlostí světla bez ohledu na druh elektromagnetického záření. Pro přenos tepla zářením je rozhodující elektromagnetické záření o vlnových délkách 10^{-4} až 10^{-7} m, což je záření ultrafialové, světelné a infračervené. Pevné látky, kapaliny a některé plyny emitují tepelnou energii jako výsledek skutečnosti, že mají svou teplotu vyšší než 0 K. To, že září každé těleso, jehož teplota je vyšší než 0 K plyne ze Stefan-Boltzmannova zákona (vlastní zářivost):

$$E_0 = \sigma T^4 \quad (4.1)$$

„Hustota zářivého toku dokonale černého tělesa je úměrná čtvrté mocnině absolutní teploty.“ [6]

Pokud se zářivý tok při dopadu na objekt s plochou S a přemění na tepelný tok, lze psát Stefanův-Boltzmannův vztah ve tvaru:

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma_0 S T^4 \quad (4.2)$$

Zářivost černého tělesa vzažená na jednotku vlnové délky λ je označována jako monochromatická zářivost. Černé těleso je charakteristické tím, že v porovnání s jinými nečernými tělesy emituje při stejné teplotě největší hodnotu energie, tj. má největší zářivost E . Poměr mezi monochromatickou zářivostí černého a nečerného tělesa je nazýván monochromatická poměrná zářivost ε_λ . Černé těleso však ve skutečnosti neexistuje. Hodnotě emisivity černého tělesa $\varepsilon=1$ se mohou ostatní, šedá tělesa, pouze přiblížit. Tato tělesa mají emisivitu v intervalu od 0 do 1. Znamená to tedy, že část záření pohltí a část odrazí ($\varepsilon=1$ pro černé těleso a $\varepsilon=0$ pro bílé těleso). Hodnoty emisivity pro různé povrchy lze dohledat v tabulkách. Matematicky je zářivost definována Planckovým zákonem jako funkce teploty povrchu a vlnové délky:

$$E_{0,\lambda} = \frac{2\pi h c^2}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{hc}{kT\lambda}\right) - 1 \right]} \quad (4.3)$$

„Tepelné záření o frekvenci $f=c/\lambda$ [Hz] může být vyzařováno nebo pohlcováno jen po kvantech energie o velikosti $e=h.f$ [J].“ [6]

Pro tepelné záření platí optické zákony přímočarého šíření rychlostí světla, odrazu a lomu. Při dopadu zářivého toku na povrch může dojít k odrazu, pohlcení nebo také průchodu zářivého toku objektem. Pro tepelnou bilanci potom platí:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r + \dot{Q}_t \quad (4.4)$$

Většina pevných látek je netransparentní a netransmitují tepelné záření. Pro dokonale černé těleso platí, že pohlcuje veškerou dopadající energii. V praxi potřebujeme znát hodnotu schopnost tělesa absorbovat energii – absorptanci α . Tato hodnota závisí na zdroji, ze kterého zářívá energie na naše těleso dopadá. Vzájemnou závislost mezi emisivitou ε a absorptancí α popisuje II. Kirchhoffův zákon. Při tepelné rovnováze se emisivita a absorptance rovnají. Množství vysálané energie závisí na teplotě tělesa, s rostoucí teplotou roste spektrální hustota zářivého toku. [6] [7]

7. VÝPOČET SOUČiniteLE PŘESTUPU TEPLA

Výpočet součinitele přestupu tepla byl proveden v programu MathCad, s ohledem na jeho přehlednost a možnost následné modifikace výpočtu pro jinou konfiguraci kanálu, desky, materiálu a chladicího média. Rozměry a tvar desky vycházejí z rozměrů vibračního testovacího zařízení, deska musí mít tvar čtverce o délce strany 753 mm. Aby byla zaručena dostatečná pevnost desky, má deska tloušťku 30 mm. Drážka pro chladicí kapalinu má tvar obdélníka o stranách 5 a 10 mm abychom dosáhli dostatečného průtoku a zachovali pevnost desky. Délka a tvar drážky je limitována počtem a rozmístěním děr se závity, které slouží k upnutí turbodmychadla a dírami pro šrouby sloužícími k upevnění desky k vibračnímu testovacímu zařízení.

7.1 Průtok vody

Vstupní teplota vody

$$t_{input} := 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Výstupní teplota vody

$$t_{output} := 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Průtok

$$V_{dot} := 0.8333 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

Měrná tepelná kapacita vody

$$c_{voda} := 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Součinitel tepelné vodivosti vody

$$\lambda_{voda} := 0.5 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Hustota vody

$$\rho_{voda} := 1003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dynamická viskozita vody

$$\eta_{voda} := 855 \cdot 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

Prandltovo číslo

$$Pr := 5.83$$

Kinematická viskozita vody

$$v_{voda} := \frac{\eta_{voda}}{\rho_{voda}} = (8.524 \cdot 10^{-7})$$

7.2 Parametry desky

Délka desky	$a := 753 \text{ mm}$
Šířka desky	$b := 753 \text{ mm}$
Tloušťka desky	$tl := 30 \text{ mm}$
Hloubka drážky	$ak := 10 \text{ mm}$
Šířka drážky	$bk := 5 \text{ mm}$
Rozteč drážky	$roztec := 25 \text{ mm}$
Délka kanálu	$L_{drážky} := \frac{a}{roztec} \cdot (a - 2 \cdot roztec) + a = 21.927 \text{ m}$

7.3 Teplotní rozpětí

Požadovaná teplota	$t_f := 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Počáteční teplota	$t_{box} := 600 \text{ }^{\circ}\text{C}$

7.4 Charakteristiky materiálu

Měrná tepelná kapacita	$c_{Al} := 900 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
Tepelná vodivost	$\lambda_{Al} := 147 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
Hustota materiálu	$\rho_{Al} := 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Emisivita desky	$\epsilon_{Al} := 0.4$

Stefan-Boltzmannova konstanta

$$\sigma_o := 5.678 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-6}$$

7.5 Výpočet součinitele přestupu tepla v drážce

Průřez drážky

$$S := ak \cdot bk = (5 \cdot 10^{-5}) \text{ m}^2$$

Obvod drážky

$$Obvod := (2 \cdot ak) + (2 \cdot bk) = 0.03 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr drážky

$$D_{ekv} := \frac{4 \cdot S}{Obvod} = 0.007 \text{ m}$$

Rychlost proudění

$$\omega := \frac{V_{dot}}{S} = 16.666 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reynoldsovo číslo

$$Re := \frac{\omega \cdot D_{ekv}}{v_{voda}} = 1.303 \cdot 10^5$$

Teplo odvedené vodou

$$Q := V_{dot} \cdot \rho_{voda} \cdot c_{voda} \cdot (t_{output} - t_{input}) = (9.081 \cdot 10^4) \text{ W}$$

Nusseltovo číslo

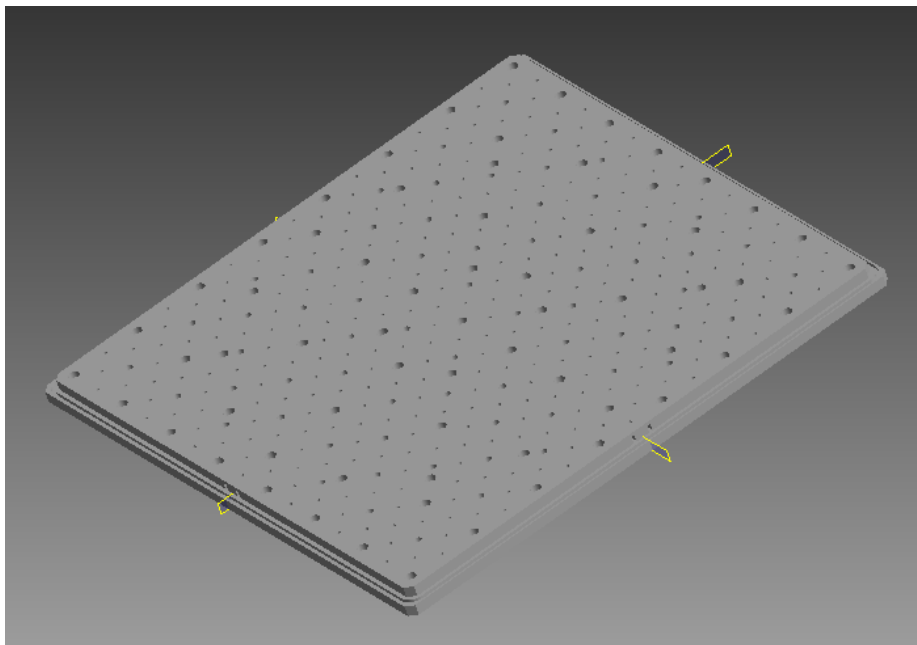
$$Nu := 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} = 482.49$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha := \frac{\lambda_{voda}}{D_{ekv}} \cdot Nu = (3.619 \cdot 10^4) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

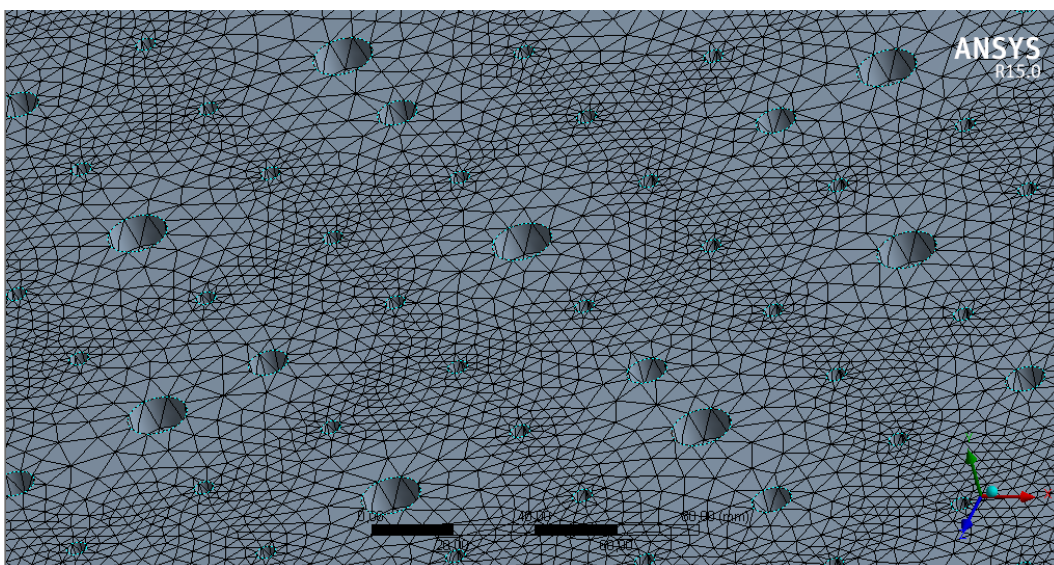
8. MODEL A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Model desky jsme vytvořili v programu Autodesk Inventor Professional 2014 dle zadaných požadavků na uchycení desky, uchycení turbodmychadla, její rozměry a rozměry chladicího kanálku.



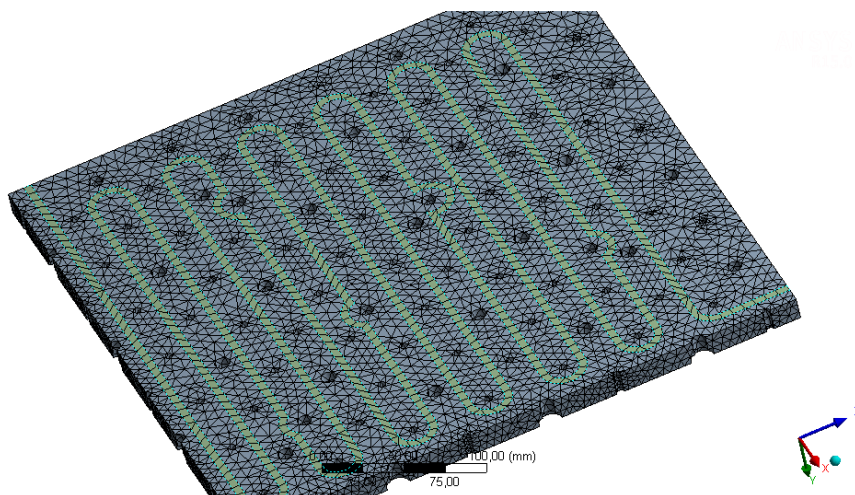
Obr.5: Model desky v systémovém prostředí programu Autodesk Inventor 2014

Tento model jsme následně importovali jako geometrii do termální analýzy Steady-State Thermal v programu ANSYS Workbench 15.0. Následně jsme vytvořili síť. Ta měla po vygenerování 813 457 uzlů a 459 661 elementů. Tato konfigurace by byla pro následný výpočet příliš zdlouhavá, proto jsme přistoupili ke zjednodušení modelu.



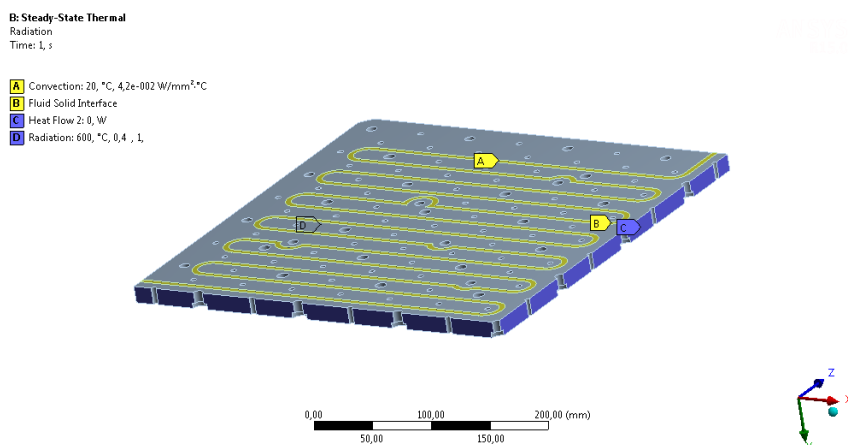
Obr.6: Detail sítě vytvořené v programu ANSYS

Nejprve jsme odstranili síť děr o průměru 4,5 mm které slouží k uchycení turbodmychadla a rozhodli jsme se je zanedbat. Jelikož je deska osově souměrná ve dvou osách, předpokládáme stejné šíření tepla ve všech čtvrtinách desky, proto jsme přistoupili k užití pouze $\frac{1}{4}$ desky, abychom snížili množství uzlů a elementů při zachování dostatečné hustoty sítě, abychom urychlili výpočet. Jelikož k nejvýznamnější výměně tepla dochází v horní části desky, zaměřili jsme se pouze na tuto část na kterou působí nejvyšší teploty a která je vybavena chladicím kanálem s proudící vodou. Tato zjednodušená konfigurace měla po vytvoření sítě 114 382 uzlů a 68 146 elementů, což nám poskytovalo dostatečně rychlý výpočet.



Obr.7: Zjednodušená verze chladicí desky s vytvořenou sítí

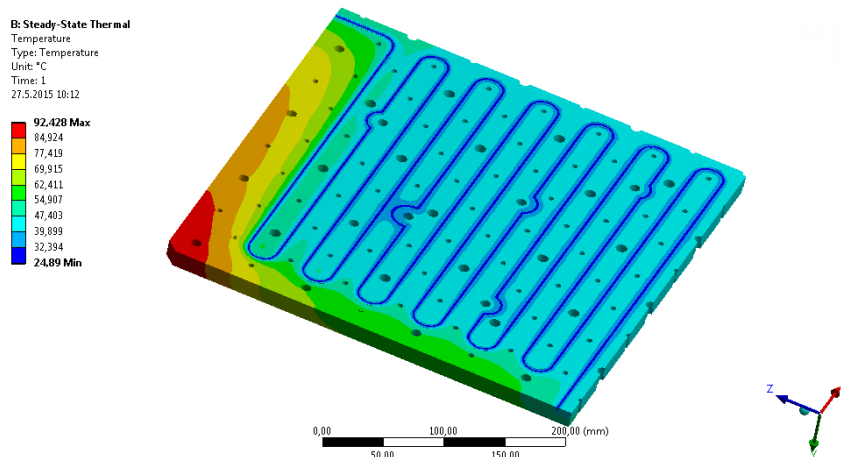
Nejprve jsme provedli analýzu Steady State Thermal a přistoupíme k zadání okrajových podmínek pro výpočet MKP. Pro stěny chladicího kanálku jsme zadali podmínku Fluid Solid Interface a také součinitel přestupu tepla α (Convection), který jsme vypočítali v kapitole 7.5. Pro osy symetrie desky, ve kterých jsme provedli řez deskou na čtvrtiny, jsme nastavili podmínku Heat Flow o velikosti 0 W, která simuluje adiabatu. Na horní stranu desky jsme nastavili záření (Radiation) o teplotě 600 °C, které simuluje teplo, které vytváří pec zahřívající turbodmychadlo, emisivitu desky jsme s ohledem na materiál volili pro neleštěný hliník $\epsilon=0,4$.



Obr.8: Deska s okrajovými podmínkami

9. TEPLITNÍ ANALÝZA

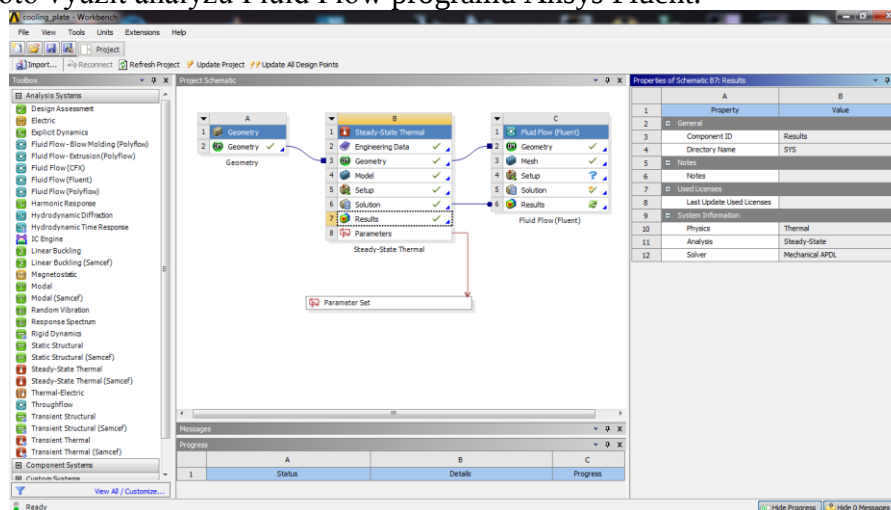
Poté jsme kliknuli na tlačítko Solve v položce Solution a nechali počítač provést výpočet rozložení teplot v desce. Tento výpočet trval cca 5 minut a výsledkem nám byla následující termální analýza:



Obr.9: Termální analýza Steady State Thermal

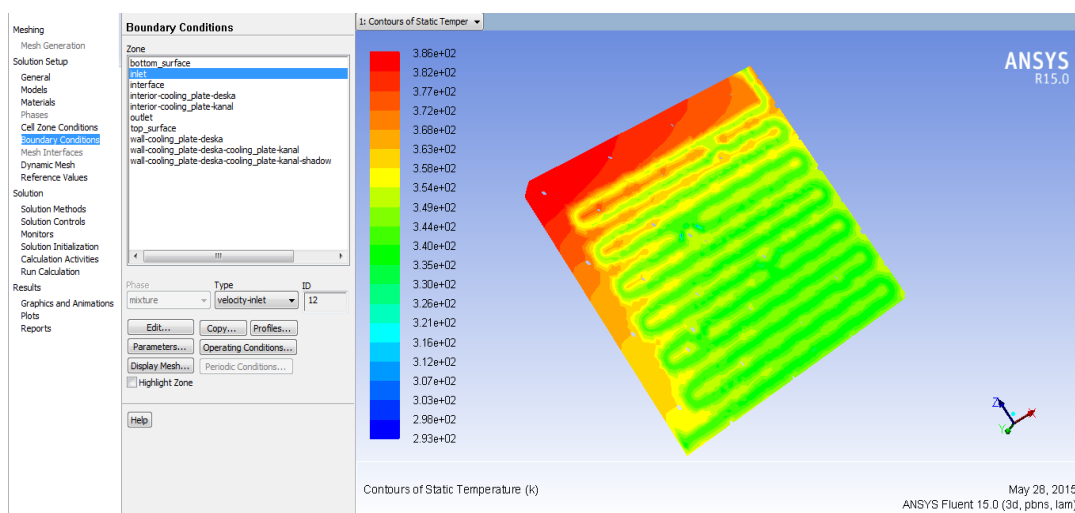
Na tomto obrázku můžeme vidět rozložení teplot v desce. Místo s nejvyšší teplotou se nachází v rohu desky, kde není dostatečné chlazení. Teplota v tomto místě vyšplhala až na 92 °C. Můžeme také vidět, že voda o teplotě 20 °C se ohřála o 5 stupňů a teplota spodní části desky v oblasti chlazené vodou je nyní cca 42 °C. Tato analýza má však jeden zásadní nedostatek-neumožňuje nám nastavit proudící kapalinu a její následné ohřátí, tudíž je pro dostatečnou analýzu vypovídající jen nedostatečně. Můžeme díky ní ale vidět, že se kritické místo bude nacházet v rohu desky.

Jak bylo zmíněno výše, pro adekvátní analýzu je nutné nastavit proudění vody v chladicím kanálku. To nám ale teplotní analýza Steady State Thermal neumožňuje, musíme proto využít analýzu Fluid Flow programu Ansys Fluent.



Obr.10: Systémové prostředí Ansys Workbench 15.0 nastavené pro výpočet termální analýzy

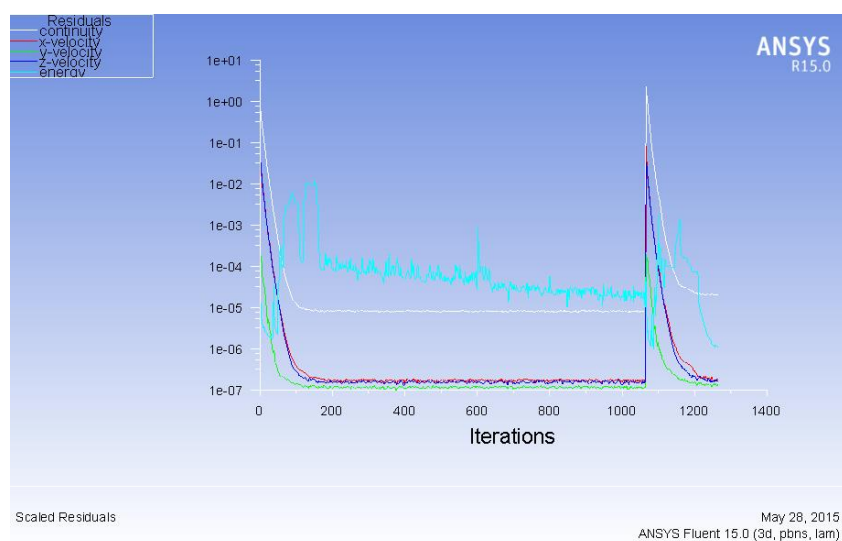
Tvorba sítě pro analýzu Fluid Flow probíhá stejně, jako u Steady State Thermal. Jediným rozdílem je pojmenování některých ploch (Named Selection) které se provádí v položce Mesh. Díky tomu budeme moci v dalším kroku nadefinovat okrajové podmínky. Horní plochu desky jsme pojmenovali jako Top Surface, spodní plochu Bottom Surface, vstupní plochu chladicího kanálku jsme pojmenovali Inlet, výstupní Outlet a místo styku kapaliny s deskou jsme pojmenovali Interface. Poté jsme mohli spustit položku Setup a přesunout se do systémového prostředí programu Ansys Fluent. Zde jsme jako první provedli změnu materiálu v položce Materials, zatímco předdefinovaný hliník používající se k výrobě těchto desek vyhovoval našim požadavkům, došlo ke změně materiálu kapaliny, kde jsme předdefinovaný vzduch nahradili vodou z obsahového centra.



Obr.11: Systémové prostředí Ansys Fluent a nastavení okrajových podmínek

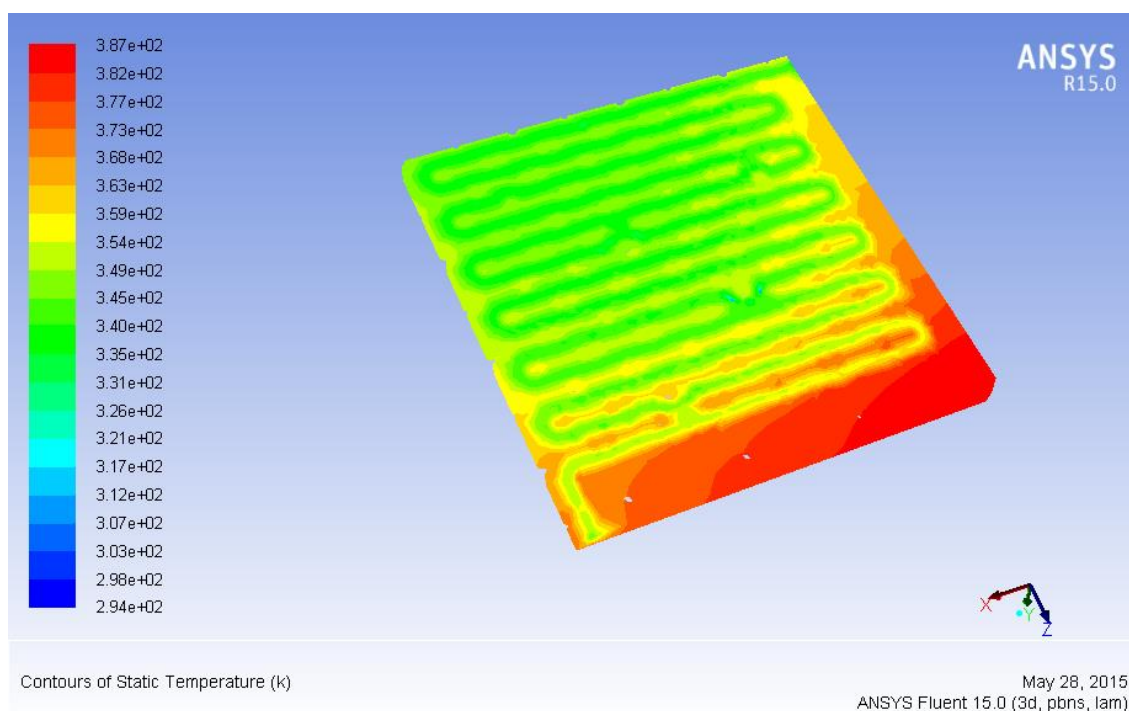
Poté jsme přistoupili k nastavení okrajových podmínek. Zde jsme využili pojmenování ploch, které jsme provedli v položce Mesh. Pro plochu Bottom Surface jsme nastavili typ wall a tepelný tok touto plochou jsme obdobně jako u termální analýzy Steady State Thermal nastavili 0 W, který má simulovat adiabat. Pro plochu Top Surface jsme nastavili typ wall a záření (Radiation) o teplotě 873 K (600 °C) a emisivitu desky 0,4, obdobně jako v předchozím případě. Pro zónu Interface jsme nastavili typ interface a součinitel přestupu tepla α spočítaný v kapitole 7.5. Pro zónu Inlet jsme nastavili typ inlet a velikost rychlosti proudící kapaliny 16,6 m/s (taktéž spočítanou v kapitole 7.5) a její teplotu 293,15 K. Počet iterací výpočtu jsme nastavili na 1000, tento počet jsme ale v dalším počítání kvůli časové náročnosti výpočtu s ohledem na dostatečně přesné řešení omezili na 200 interací.

Konvergenci řešení pro různé podmínky můžeme vidět v následujícím grafu:



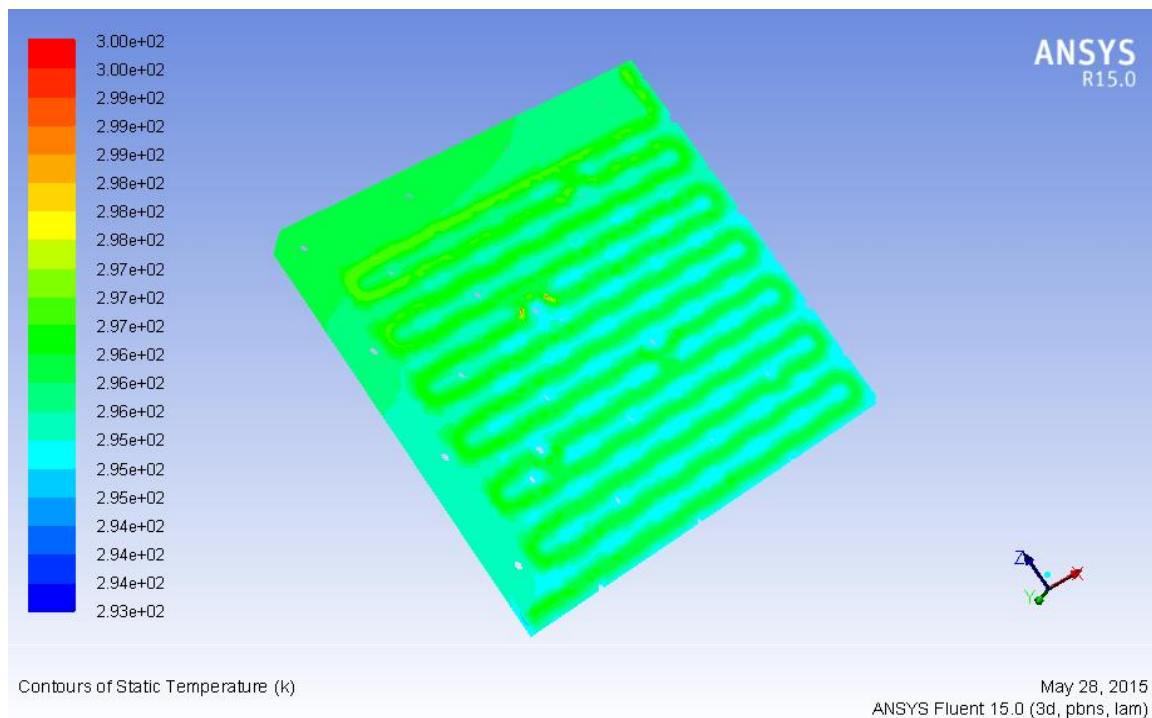
Obr.12: Graf konvergence výpočtu v závislosti na počtu iterací
(po 1 060 iteracích byl zadán nový výpočet)

Po dokončení výpočtu, který trval řádově několik minut a vykreslení všech ploch, jsme se dopracovali k následujícímu rozložení teplot:



Obr.13: Rozložení teplot v desce provedené analýzou Fluid Flow

Jak je patrné z obrázku, teplotní maximum se nachází v rohu desky, jak jsme předpokládali z analýzy Steady State Thermal. Nicméně maximální hodnota teploty se vlivem ohřevu chladicí kapaliny oproti předchozí analýze zvýšila z 92 °C na 114 °C. Teplota chladicí kapaliny se pohybuje v rozmezí 58 °C až 90 °C a teplota povrchu na spodní straně desky v oblasti chladicího kanálu se pohybuje okolo 77 °C, směrem k okraji desky však tato teplota roste. Tyto data můžeme porovnat se současným stavem, kdy se pec vytápí na teploty okolo 125 °C, aby došlo k dosažení potřebné teploty na spodní straně desky:



Obr.14: Rozložení teplot v desce při ohřevu pece na 125 °C

Z obrázku je patrné, že teplota vody nepřesáhne 25 °C a teplota celé desky se také drží okolí této teploty.

10. ZÁVĚR

Z provnání termálních analýz současného odzkoušeného stavu a stavu, kdy by byla pec výřívána na teplotu 600 °C, aby bylo možné simulovat provozní podmínky turbodmychadel je patrné, že současná koncepce desky není schopná odvést dostatečné množství tepla, aby bylo dosaženo požadované teploty na spodní straně této desky. S největší pravděpodobností by tedy došlo k znehodnocení snímačů na spodní straně desky. Navíc teplota vody vystupující z desky při této teplotě by byla mnohem vyšší, než je požadovaná teplota 50 °C, tudíž by byla kromě jiných úprav nutná instalace chladiče před vrácením vody zpět do vodovodního okruhu.

Pro zvládnutí požadovaného teplotního rozsahu by bylo nutné provést značné modifikace desky. Jednou z úprav by mohla být instalace chladiče u vstupu do desky, aby došlo k ochlazení vody na teplotu nižší než je 20 °C, kterou má voda standartně ve vodovodním systému. Navýšení délky chladicího kanálu je značně limitováno rozmístěním šroubů, jak pro upnutí turbodmychadla, tak pro upnutí desky samotné. Tato varianta by však musela být doplněna o výše zmíněný chladič, případně čerpadlo, které by zvýšilo rychlost proudění vody a tím pádem také objemový průtok vody, neboť v současné konfiguraci a při současné délce kanálu by došlo k navýšení teploty vody nad požadované hodnoty. Tato alternativa by mohla být vhodně doplněna zvětšením příčného průřezu kanálu, toto řešení je ale taktéž značně limitováno pevností desky a rozmístěním šroubů, nicméně by bylo vhodné chladicí kanál přiblížit k okraji desky s ohledem na maximální teplotu, která se vyskytuje právě na okraji desky ve velké vzdálenosti od chladicího kanálu. Také by mohlo dojít k nahrazení vody jako chladicího média jinou látkou, s větší měrnou tepelnou kapacitou, toto řešení by však vyžadovalo vlastní cirkulační systém včetně čerpadla a chladiče. Jednou z alternativ by byla instalace izolační vrstvy na rozhraní horní a spodní poloviny desky. Vzniknul by tím sendvičový korpus, který je charakteristický pro izolační vrstvy s požadovanou pevností. Toto řešení ale také není u této koncepce příliš vhodné, neboť by došlo nejen k výraznému navýšení tloušťky desky a k nárůstu hmotnosti, ale tím pádem k omezení náhlých změn frekvence vibrací, navýšením klopných momentů a také by tímto řešením byla značně omezena tuhost desky, což je jeden z hlavních požadavků při výrobě těchto desek. Nejvhodnější variantou se jeví výroba nové desky s modifikovaným kanálem, z materiálu, který má menší tepelnou vodivost než hliník, ale zároveň dostatečnou pevnost a obrobitelnost. Zde by připadala v úvahu ocel s vysokým obsahem uhlíku (značná hmotnost), nebo například hořčík, v jeho neprospěch však hovoří cena a velmi náročná obrobitelnost.

11. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FRYŠČOK, T. Dynamika rotorů moderních turbodmychadel. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 41 s.
- [2] DRAHÝ, J. Modální analýza turbínového kola pro letecký motor. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 70 s.
http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=28558
- [3] History of turbocharging. Cummins Turbo Technologies [online]. 2015 [cit. 2015-05-23].
<http://www.cumminsturbotechnologies.com/ctt/navigationAction.do?>
- [4] History of turbocharging. *TURBOSMART* [online]. 2012 [cit. 2015-05-23].
<http://www.turbosmartusa.com/technical-articles/history-of-turbocharging/>
- [5] Products Direct Industry. Direct Industry [online]. 2015 [cit. 2015-05-24].
<http://www.directindustry.com/prod/bruel-kjaer/electrodynamic-shakers-water-cooled-17114-696755.html>
- [6] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1.vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192s. ISBN 978-80-214-4300-6
- [7] ŠTĚTINA, Josef. Opory k předmětu Termomechanika [online]. Brno, 2012 [cit. 2015-05-25].
<http://studyenergyweb.fme.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=90>. Studijní materiály
- [8] BERGMAN, T a Frank P INCROPERA. Fundamentals of heat and mass transfer. 7th ed. /. Hoboken, NJ: Wiley, 2011, xxiii, 1048 p. ISBN 9780470501979-.
- [9] ÇENGEL, Yunus A. Heat transfer: a practical approach. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill, 2003, xxvii, 932 p. ISBN 00-724-5893-3

12. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Název
a	m^2s^{-1}	Teplová vodivost
a,h	m	Délka desky
ak	m	Šířka drážky
b	m	Šířka desky
bk	m	Hloubka drážky
C	-	Konstanta
c	J/kgK	Měrná tepelná kapacita
D	m	Ekv. obvod drážky
d_h	m	Hydraulický průměr
E	Wm^{-2}	Hustota zářivého toku
Eu	-	Eulerovo číslo
h	Js	Planckova konstanta
L	m	Charakteristický rozměr
m	-	Konstanta
n	-	Konstanta
Nu	-	Nusseltovo číslo
p	Pa	Tlak
Pe	-	Pecletovo číslo
Pr	-	Prandltovo číslo
Q	W	Teplo
$\dot{Q}$	W	Tepelný tok
q	W/m^2	Hustota tepelného toku
R	$\text{m}^2\text{K/W}$	Měrný tepelný odpor
Re	-	Reynoldsovo číslo
roztec	m	Rozteč drážky
S	m^2	Plocha
T,t	$^{\circ}\text{C}$	Teplota
tl	m	Tloušťka desky
V	l/s	Objemový průtok vody
v	m/s	Rychlost
w	m/s	Složky rychlosti elementu tekutiny
α	$\text{W/m}^2\text{K}$	Součinitel přestupu tepla
δ	m	Tloušťka stěny
ε	-	Emisivita (Poměrná zářivost)
η	Ns/m^2	Dynamická viskozita
λ	W/mK	Součinitel tepelné vodivosti
ν	m^2s^{-1}	Kinematická viskozita
ρ	kg/m^3	Hustota
σ	Wm^{-2}K	Stefan-Boltzmannova konstanta
ω	m/s	Rychlost proudění