

Anotace

Cílem diplomové práce bylo simulovat proudění chladící kapaliny ložiskovou skříní turbodmychadla a porovnat důsledky chlazení tří různých geometrií. Výstupem bylo porovnání teplot v geometrii ložiskové skříně a zjištění rozložení teplot na povrchu centrální skříně.

Annotation

The point of the diploma thesis was flow simulation through turbocharger bearing housing and compare cooling consequences of three different geometries. The output was temperature comparing in bearing housing and finding out temperature layout on surface of the central housing.

Klíčová slova

Simulace, ložisková skříň, důsledky chlazení, rozložení, teploty.

Key words

Simulation, bearing housing, cooling consequences, layout, temperatures.

ZAHRADESKÝ, V. *Simulace chlazení centrální skříně turbodmychadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracovával sám bez cizí pomoci. Podkladem při práci mi byly odborné konzultace, literatura uvedená v seznamu a internet.

V Brně dne 23. května 2010

Bc. Vít Zahradský

.....

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Janu Vančurovi a dále Ing. Alici Lipkové (spol. Honeywell). Jejich zkušenosti a rady mi mnohdy pomohly s řešením problémů při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a mým nejbližším, kteří mě po celou dobu studia podporují.

V Brně dne 23. května 2010

Bc. Vít Zahradský

.....

OBSAH

1. Úvod.....	8
2. Přehled o konstrukci, regulaci a chlazení turbodmychadel.....	8
2.1.Současné koncepce provedení turbodmychadel.....	8
2.2.Faktory ovlivňující konstrukci turbodmychadel.....	9
2.3.Konstrukční provedení jednotlivých částí turbodmychadla.....	9
2.4.Způsoby regulace turbodmychadel.....	10
2.5.Způsoby chlazení turbodmychadel.....	18
3. Teorie přestupu tepla a proudění.....	22
3.1.Modely přenosů tepla.....	22
3.2.Diferenciální rovnice vedení tepla.....	23
3.3.Mechanismy proudění.....	24
3.4.Rovnice kontinuity.....	26
3.5.Bernoulliova rovnice.....	26
4. Import CAD modelu centrální skříně.....	27
5. Vodní jádro a centrální skříň v prostředí ANSYS ICEM CFD.....	30
5.1.Topologie křivek modelu.....	30
5.2.Oprava modelu pro vytvoření sítě.....	33
5.3.Tvorba sítě.....	34
5.4.Kontrola sítě (kvalita elementů).....	37
5.5.Import geometrie vodního jádra a topologie křivek.....	39
5.6.Oprava geometrie centrální skříně.....	41
5.7.Tvorba částí centrální skříně.....	41
5.8.Generování sítě a její kontrola.....	44
6. Zadání okrajových podmínek (CFX PRE).....	47
6.1.Tvorba domén.....	47
6.2.Okrajové podmínky pro vodní jádro i centrální skříň.....	47
6.3.Nastavení výpočtu simulace.....	53
7. Výpočet simulace chlazení centrální skříně (CFX SOLVER).....	53
8. Interpretace výsledků pomocí CFX POST.....	54
8.1. Zhodnocení výsledků.....	54
8.2. Porovnání teplot v monitorovaných bodech.....	70
9. Možnosti zpřesnění výsledků dalších simulací.....	71
10.Závěr.....	73
11.Použitá literatura.....	74
12.Seznam obrázků.....	75

SIMULACE CHLAZENÍ CENTRÁLNÍ SKŘÍNĚ TURBODMYCHADLA

1. Úvod

Konstrukce dnešních spalovacích motorů spěje, stejně jako většina procesů ve strojírenství, k co nejnižším nákladům na vývoj a výrobu. Vývoj vozidlového motoru dříve vyžadoval dlouhá léta vývoje, hlavně z důvodů testování a dodatečných úprav. Tato situace se koncem 20. století radikálně změnila s příchodem **CAD** a **CAM** systémů a jejich dalších aplikací tj. simulačními programy. S jejich pomocí jsme dnes schopni simulovat tisíce různých situací v různých prostředích, s různými zatěžujícími účinky bez potřeby nákladné výroby prototypů, dále podle potřeby upravovat geometrii až do fáze konečného prototypu. Tyto výsledky musí být však řádně ověřovány na konečném prototypu. Ovšem úspora jak časová tak finanční je markantní.

Náplní této práce je simulace tepelných pochodů v centrální skříni turbodmychadla při různých provozních podmínkách a geometrických podmínkách a zjištění teplot v zadaných bodech centrální skříně.

Diplomová práce byla vypracovávána ve spolupráci s firmou Honeywell, konkrétně na Honeywell Turbo Technologies Department, Brno. Zde také probíhaly konzultace a předávání potřebných dat.

2. Konstrukce turbodmychadel, jejich regulace a chlazení

Přepřínování současných spalovacích motorů turbodmychadly se stává samozřejmostí nejen u vysoce výkonných závodních motorů a vznětových motorů s přímým vstřikem paliva. Je spojováno především s pojmem „*downsizing*“, což znamená snižování zdvihových objemů motorů jak zážehových tak vznětových u moderních automobilů. Příčinou nejsou jen provozní náklady spojené s vyšší spotřebou, ale především legislativní požadavky na zlepšení současného stavu ovzduší. Díky nižšímu zdvihovému objemu a použití turbodmychadla lze dosáhnout daleko lepších emisních hodnot. Turbodmychadla se však používají i pro motory drážní a stacionární, kde je potřeba větších hmotnostních toků a tudíž větších rozměrů. Tyto konstrukce se od sebe různě liší. Ať už jde o směr přívodu výfukových plynů nebo vzduchu na turbínu resp. na kompresor.

2.1. Současné koncepce provedení turbodmychadel

V současné době je ve spalovacích vozidlových motorech nejčastěji používáno rozměrově malé turbodmychadlo s uložením rotoru na kluzných ložiscích v centrální skříni, což zajišťuje malé rozměry turbodmychadla a větší tuhost rotoru. Turbína má tak menší rozměry a umožňuje nárůst točivého momentu již od nižších otáček.

Existuje však celá řada konstrukčních provedení, které závisí na spoustě faktorů. Tyto faktory musí být před návrhem designu velice pečlivě uváženy a jejich význam posléze využít při navrhování.

2.2. Faktory ovlivňující konstrukci turbodmychadel

2.2.1. Funkční

- *Stlačení plnicího vzduchu*

Vyjadřuje poměr tlaků před kompresorem a za ním. Je třeba ho navrhnout podle potřeb motoru, hlavně z hlediska pevnosti všech následných součástí (sací trakt, škrtící klapka, chladič stlačeného vzduchu a nakonec samotné klikové ústrojí). Vysoké tlaky mohou poškodit některé z těchto částí a vedou k nefunkčnosti celého motoru.

Turbína turbodmychadla se navrhuje tak, aby při maximálním hmotnostním toku jejími kanály byly otáčky turbodmychadla takové, při kterých dává kompresor maximální stlačení plnicího vzduchu. Tím lze dosáhnout malých rozměrů turbínového kola a snížit tak hmotnostní momenty setrvačnosti, které při vysokých otáčkách turbodmychadla (až $2 \cdot 10^5 \text{ min}^{-1}$) vytvářejí silné namáhání jak v radiálním tak axiálním směru. Snížením hmotnosti, byť jen o několik gramů, vede k menšímu namáhání radiálního i axiálního ložiska a tím i k jeho vyšší životnosti.

- *Hmotnostní tok turbodmychadlem*

Určuje, jaká hmotnost nasávaného vzduchu se dostane do válce motoru. Motor musí pracovat s určitým stechiometrickým poměrem paliva a vzduchu. Při měnících se provozních podmínkách (teplota, otáčky motoru, velikost zatížení apod.) by měl zůstat poměr stejný pro zachování optimálního provozu. Množství paliva je pečlivě odměřováno řídicí jednotkou. Množství vzduchu, které spotřebuje motor při daných podmínkách, vyjadřuje tzv. hltnost motoru. Hmotnostní tok nasávaného vzduchu by měl odpovídat této charakteristice motoru z hlediska rovnovážného běhu, ekologičnosti a ekonomičnosti provozu.

2.2.2. Výrobní

- *Sériovost výroby*

V tomto případě je třeba zvážit, zda dané turbodmychadlo bude sloužit vozidlům či zařízením, která jsou vyráběna v tisícových sériích, nebo zda se jedná o výrobu na zakázku či turbodmychadlo, které bude vyrobeno pouze v malé sérii několika kusů. S tím úzce souvisí i další faktor, kterým je technologičnost výroby.

- *Technologie výroby*

Zde se uplatňují požadavky na sériovost výroby. Při kusové výrobě lze použít do jisté míry odolnějších ovšem dražších materiálů a zároveň lze uplatnit technologické pochody a úpravy výrobku, které by byly při tisícových sériích nemyslitelné.

2.3. Konstrukční provedení jednotlivých částí turbodmychadla

Koncepce vychází prakticky z konkrétního použití turbodmychadla. Různá provedení turbodmychadel lze využít při navrhování:

2.3.1. Směru přívodu výfukových plynů k turbíně

Tento směr může být axiální nebo radiální. Volí se s ohledem na rozměry turbínového kola, resp. do vnějšího průměru turbínového kola $D = 150\text{mm}$ jsou výfukové plyny přiváděny radiálně. Při překročení tohoto rozměru je vhodnější konstrukční uspořádání, které zajišťuje přívod spalín ve směru axiálním. Při takto velkých rozměrech by radiální turbína měla neúměrně velikou hmotnost a nárůst otáček by byl nevyhovující. Proto se používají konstrukčně i technologicky méně náročné axiální turbíny.

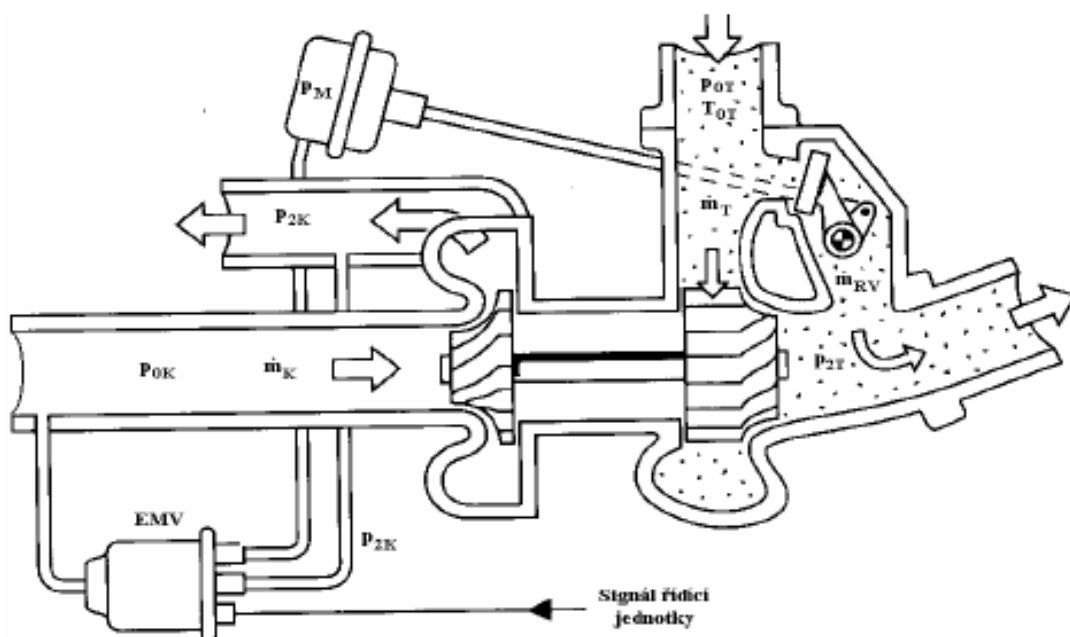
2.3.2. Uložení rotoru turbodmychadla

Uložení se odvíjí od velikosti oběžných kol. Ložiska mohou být umístěna uvnitř či vně. U turbodmychadel vozidlových motorů, kde jsou použita malá turbodmychadla se většinou používá uložení vnitřního s axiálním a radiálním ložiskem, mazaným z centrálního okruhu motoru. Při použití větších turbodmychadel se používá kombinovaného nebo výhradně vnějšího uložení, které umožňuje při opravě demontáž pouze pouzdra turbodmychadla bez demontáže celého rotoru s oběžnými koly.

2.4. Způsoby regulace turbodmychadel

2.4.1. Regulace odpouštěním výfukových plynů před turbínou

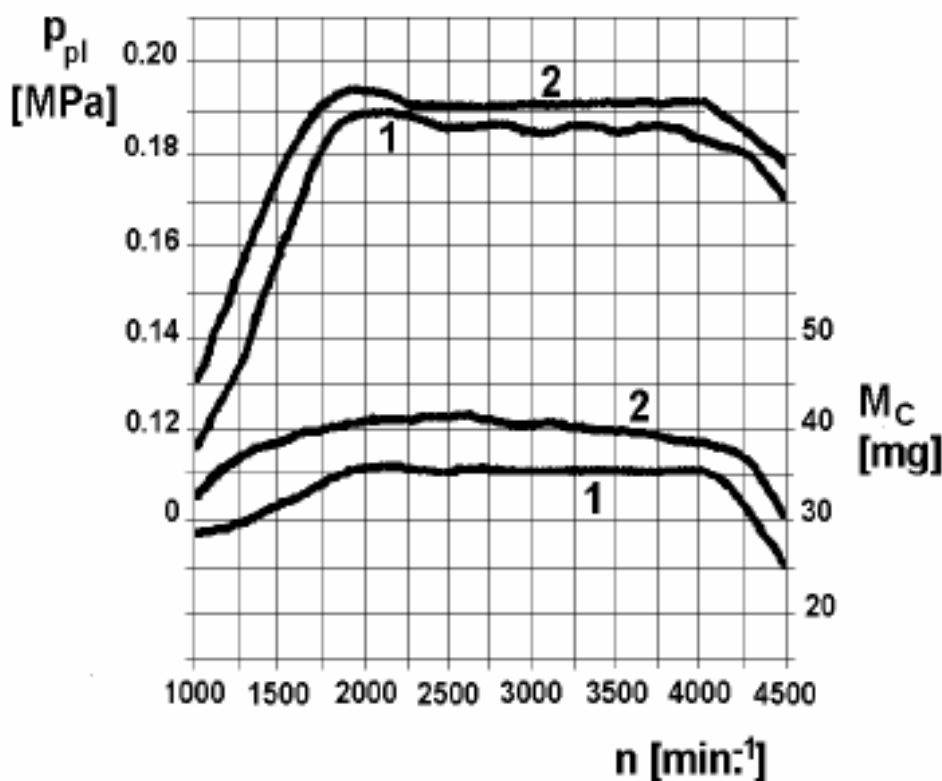
Elektronickou regulací je možné odpouštění výfukových plynů před turbínou, viz *Obr.1*, pomocí elektromagnetického ventilu EMV, vřazeného mezi odběrem tlaku za kompresorem a membránou pro vychýlení odpouštěcí klapky, řídit tlak na membránu p_M odpouštěcího ventilu a tím řídit i tlak za kompresorem p_{2K} podle potřeby průběhu točivého momentu přeplňovaného motoru.



Obr. 1 Schéma regulace plnicí tlaku odpouštěním plynů před turbínou

Pro regulaci odpouštěním výfukových plynů před turbínou musí být navržena malá turbína, která již při otáčkách počátku regulace motoru, což mohou být otáčky maximálního točivého momentu, má při plném hmotnostním toku $\dot{m}_T$ otáčky, při nichž kompresor dává maximální stlačení plnicího vzduchu. Tento maximální tlak za kompresorem p_{2K} přivedený na membránu regulačního ventilu vytváří sílu, rovnající se síle proti působící pružiny, takže malé zvýšení tlaku p_M začíná otevírat klapku regulačního ventilu a část výfukových plynů $\dot{m}_{RV}$ odtéká obtokem mimo turbínu. Tím jsme se ocitli v regulované oblasti, kde lze změnou tlaku p_M modelovat průběh $p_{2K} = p_{pl}$ podle potřeb charakteristiky motoru, např. podle Obr.2 průběhu 1. kde při hmotnostním toku kompresorem $\dot{m}_K$ a hmotnostní spotřebě paliva $\dot{M}_p$ platí následující tvar rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_T + \dot{m}_{RV} = \dot{m}_K + \dot{M}_p$$



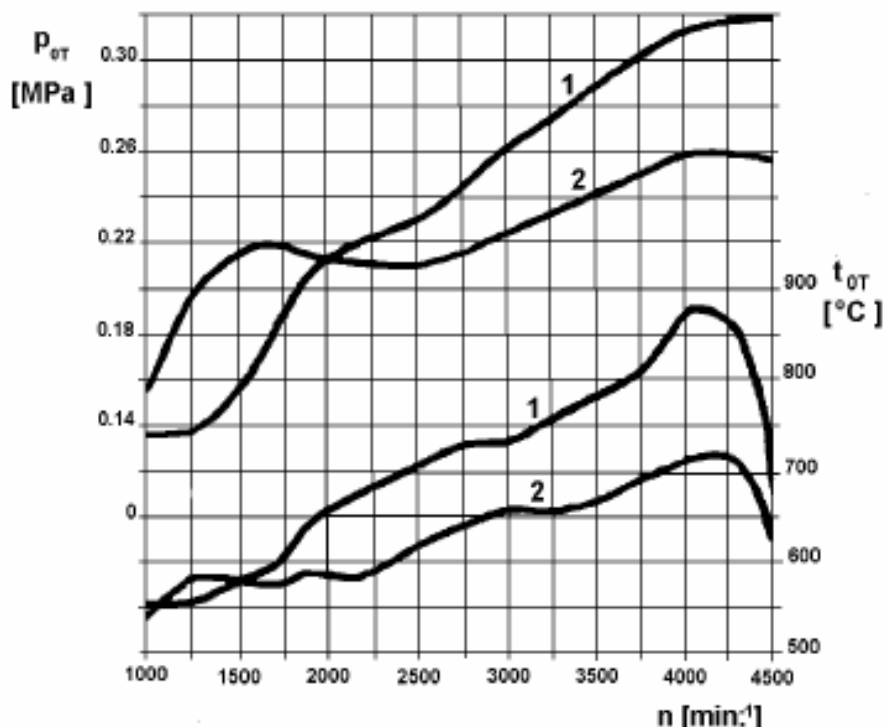
Obr. 2 Průběh plnicího tlaku a cyklové dávky

Oběžná kola kompresoru a turbíny turbodmychadla jsou na jednom hřídeli, proto příkon kompresoru P_K se musí rovnat výkonu turbíny P_T . V rozepsaném tvaru pak je možno napsat

$$\dot{m}_K \frac{H_{isK}}{\eta_{isK}} = \dot{m}_T H_{isT} \eta_T \eta_{mT}$$

ze které je patrné, jestliže $\dot{m}_K > \dot{m}_T$, nehledě na účinnosti, musí být celkový isoentropický spád turbíny H_{isTc} větší, než kompresoru H_{isKc} , který je daný tlakem p_{2K} . Proto při zvýšení otáček motoru musí růst tlak p_{0T} a teplota T_{0T} před turbínou, viz Obr.3 - průběhy

1. A právě z důvodu vysokých tlaků a teplot před turbínou, které omezují další zvýšení výkonu motorů, lze předpokládat v budoucnu ústup této techniky regulace ve prospěch regulačních technik s měnitelnou geometrií turbíny.



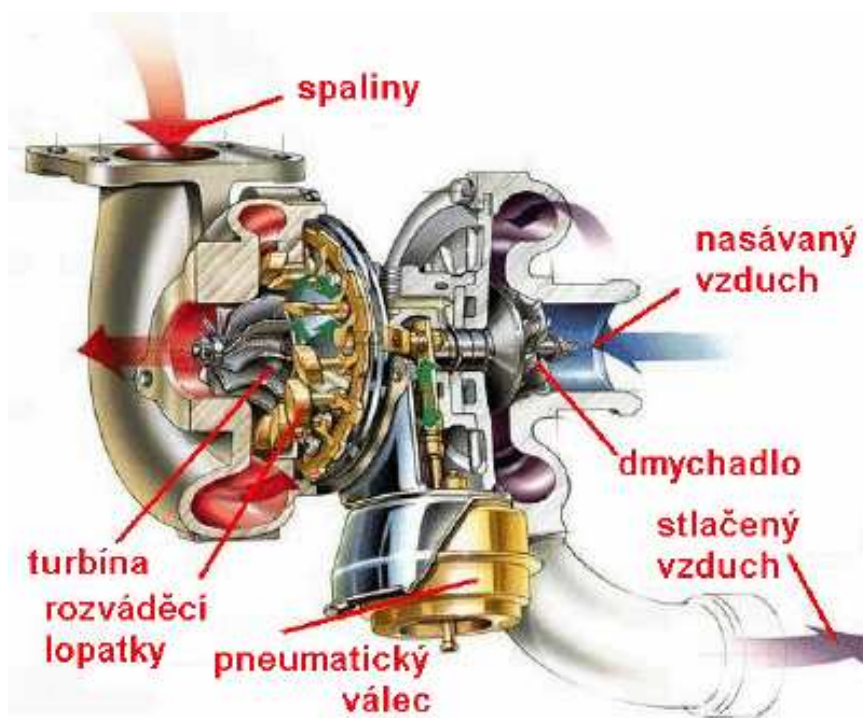
Obr. 3 Průběhy tlaků a teplot pro regulaci odpouštěním plynů před turbínou (1) a pro regulaci natáčením rozváděcích lopatek (2)

2.4.2. Regulace natáčením rozváděcích lopatek

Výhoda této konstrukce regulace plnicího tlaku spočívá ve využití celého hmotnostního toku proudícího skříňí turbíny. Turbína se navrhuje pro maximální hmotnostní tok a optimální geometrie na hmotnostní tok odpovídající zhruba středu regulované oblasti. Tím je dán poměr průtočných průřezů statoru a rotoru vycházejícího ze stupně reakce turbíny, který vyjadřuje poměr isentropického spádu rotoru k celkovému isentropickému spádu připadajícího na celou turbínu.

Mechanismus řídicí regulaci má za úkol úpravu rychlostních trojúhelníků, zejména obvodové složky rychlosti. Jelikož je kompresorové a turbínové kolo na stejné hřídeli, mají i stejně velké obvodové rychlosti. Plnicí tlak je tedy dán velikostí této rychlosti. Při nižších otáčkách motoru, kdy je potřeba zvýšení plnicího tlaku, se obvodová složka zvětšuje dle aktuálního jízdního režimu, který vyhodnocuje řídicí jednotka.

Naopak při vysokých otáčkách je třeba snížit otáčky turbíny, aby se jednak zabránilo detonačnímu hoření a dále aby hodnoty plnicího tlaku a jeho stlačení odpovídaly požadavkům motoru.



Obr. 4 Schéma konstrukce mechanizmu s natáčením rozváděcích lopatek turbíny

Natáčením lopatek rozváděcího ústrojí lze dosáhnout daleko nižších tepelných zatížení skříně turbodmychadla než u předchozí varianty. Lze je využít pro motory, které bývají více tepelně zatíženy.

2.4.3. Regulace plnicího tlaku odpouštěním vzduchu za kompresorem

Tato regulace je velmi nevýhodná, protože při odpouštění se vlivem tření a turbulencí zvyšuje teplota plnicího vzduchu a tím klesá jeho hustota. Tu lze částečně zvyšovat mezichladičem stlačeného vzduchu, ale s tím souvisí větší prostor pro chladič a roste i hmotnost zařízení.

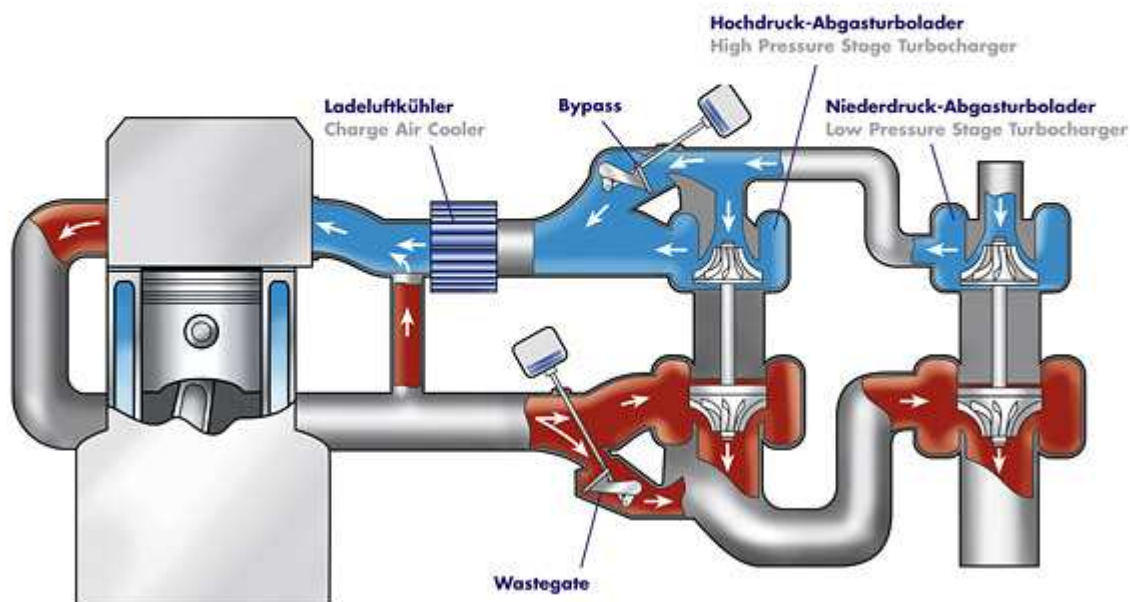
2.4.4. Regulace dvojstupňového přeplňování

Tento způsob přeplňování se používá pro vozidlové motory s širokým využitím otáčkové charakteristiky. Prakticky jde o uspořádání dvou turbodmychadel (sériově, paralelně apod.), která spolupracují v celém rozsahu otáček a zvyšují tak výkon v nízkých otáčkách. Motor může pracovat s maximálním výkonem ve velkém rozsahu otáček. Maximální točivý moment je k dispozici téměř od volnoběžných otáček (1200 min^{-1}) a drží své maximum až do maximálních využitelných otáček.

Turbodmychadlo určené pro nízké otáčky má malé rozměry. Je to z důvodu nízké kinetické energie výfukových plynů při nízkých otáčkách motoru. Ta je nutná k roztočení turbodmychadla na požadované otáčky. Někdy se turbodmychadlo 1.stupně nahrazuje šroubovým kompresorem, který je spojen elektromagnetickou odpojitelnou spojkou s klikovým hřídelem. Kompresor tak stlačuje vzduch již od volnoběžných otáček a dává nám požadovaný kroutící moment hned po sešlápnutí plynového pedálu. Kompresor však odebírá poměrně vysoký výkon z klikového hřídele (až 10%), a proto je nutné ho při dosažení určitých otáček motoru odpojit.

V tomto okamžiku již turbodmychadlo 2.stupně pracuje s požadovaným hmotnostním průtokem vzduchu, který odpovídá danému režimu motoru. Existuje celá řada kombinací, jak sladit práci dvou turbodmychadel.

Regulated 2-stage Turbocharging (R2S™)

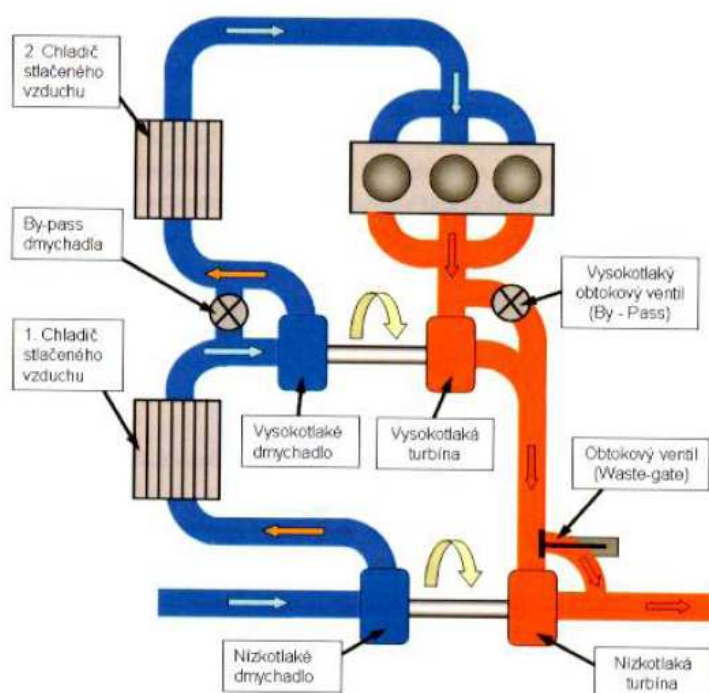


Obr. 5 Varianta sériového zapojení s jedním vysokotlakým obtokovým ventilem

Nejjednodušší zapojení je znázorněno na Obr. 5, kde je znázorněno sériové řazení dvou turbodmychadel s jedním regulačním prvkem (vysokotlaký obtokový ventil tzv. By – Pass). Toto uspořádání tak neumožňuje komplexní regulaci plnicího tlaku, v praxi se málokdy používá.

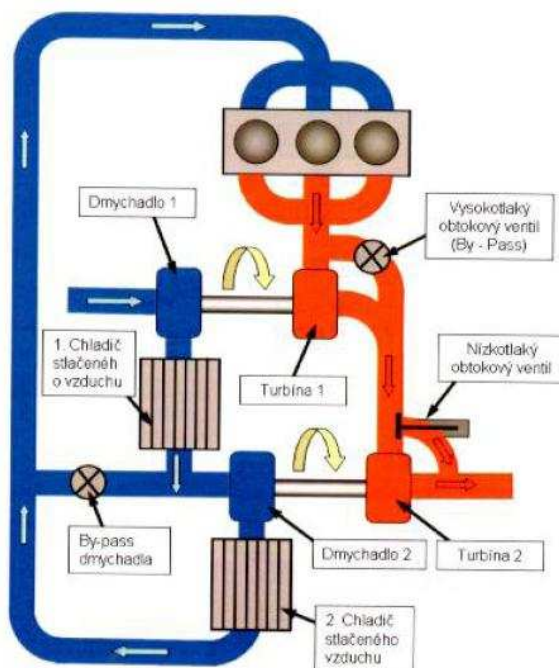
Mnohem častější konstrukční uspořádání, které se v praxi hodně používá, je konstrukce se třemi regulačními prvky viz Obr. 6. Obtokový vysokotlaký ventil je doplněn nízkotlakým ventil (tzv. Waste – Gate). Regulace plnicího tlaku je řízena navíc regulačním ventilem na výstupu z vysokotlakého kompresoru.

Tato konstrukce umožňuje daleko přesnější regulaci plnění v celém rozsahu otáček motoru a přizpůsobení se tak jeho charakteristice. V režimech otáčkové charakteristiky jsou v nízkých otáčkách všechny regulační prvky zavřeny, ve středních otáčkách se otevírá obtokový ventil vysokotlaké turbíny a ve vysokých otáčkách se otvírá obtok vysokotlakého dmychadla a poté i Waste - Gate na nízkotlaké turbíně.



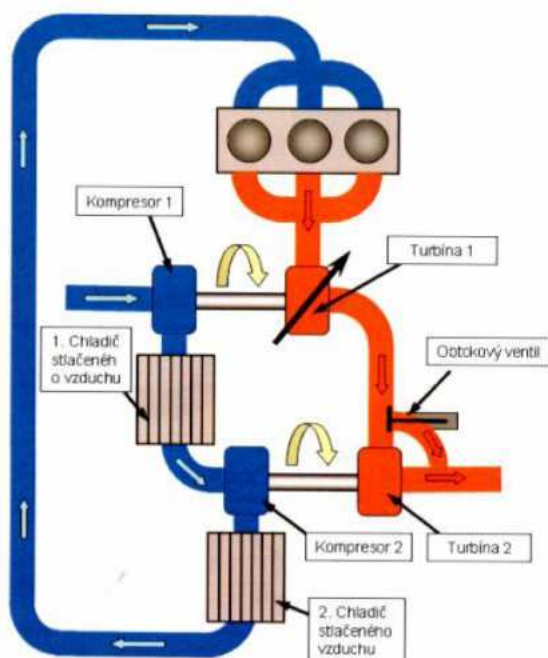
Obr. 6 Sériové řazení dvou TD se třemi regulačními prvky

Jedno z používaných uspořádání je ukázáno na Obr. 7. Jedná se o tzv. křížové uspořádání řazení dvou turbodmychadel. Vysokotlaká turbína bývá integrována do výfukového potrubí, což zlepšuje plnění v přechodových režimech. Ve středních otáčkách charakteristiky motoru zvyšuje dmychadlo 2 plnicí tlak a ve vysokých otáčkách se otevírá Waste – Gate na turbíně 2.



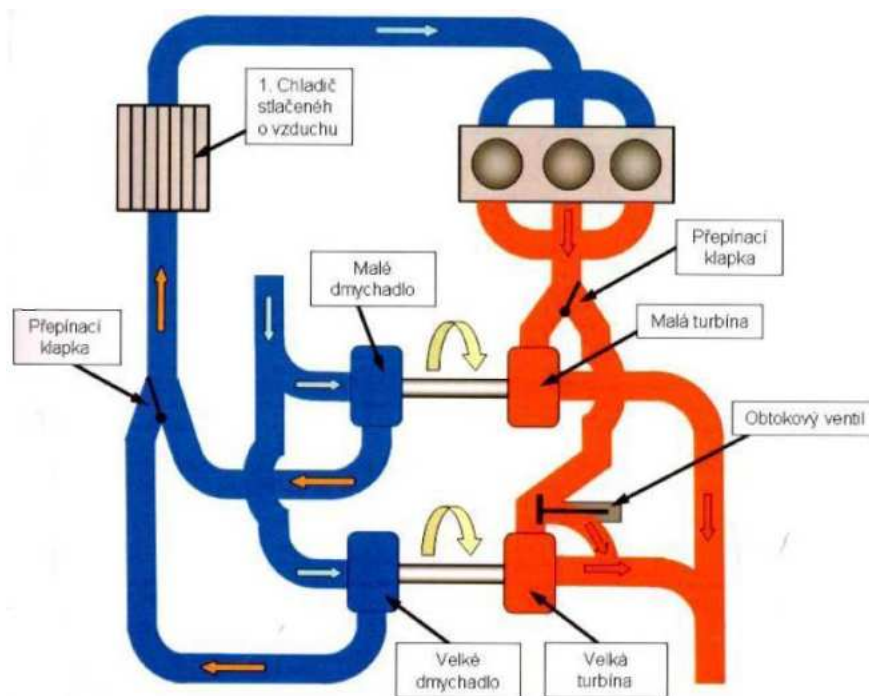
Obr. 7 Křížové uspořádání dvou TD se třemi regulačními prvky

Další možnost křížového uspořádání lze vidět na Obr. 8. Zde je použito pouze dvou regulačních prvků. Největší výhodou je použití mechanismu variabilní geometrie rozváděcích lopatek turbínového kola. Tato regulace umožňuje plynulou změnu plnicího tlaku. V provozu se však projevuje určitá nestabilita chodu prvního turbodmychadla.



Obr. 8 Křížové uspořádání dvou TD se dvěma regulačními prvky (VGT, OV)

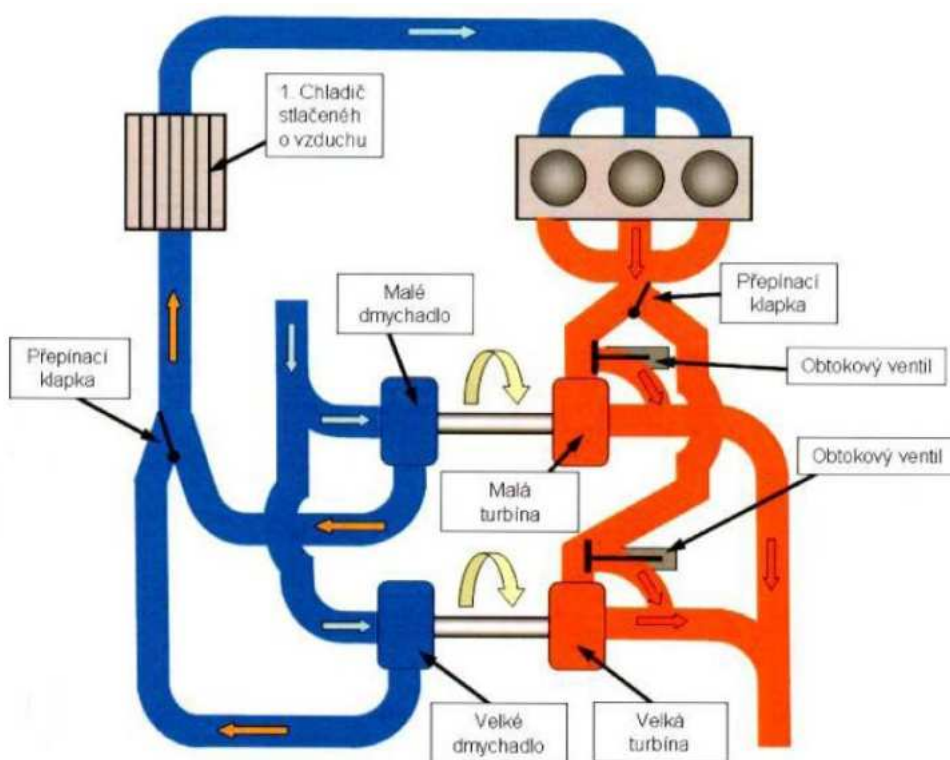
Sekvenční zapojení dvou turbodmychadel schématicky znázorňuje Obr. 9. Jedná se o 2 paralelně zapojená turbodmychadla se sekvenčním přepínáním pomocí dvojice klapek. Ty umožňují přepínání mezi vysokotlakým a nízkotlakým turbodmychadlem.



Obr. 9 Sekvenční zapojení dvou TD s jedním obtokovým ventilem a dvěma řídicími klapkami

Nesmírnou výhodou této konstrukce je použití pouze jednoho mezichladiče stlačeného vzduchu, což snižuje zástavbové požadavky motorového prostoru. Jistým problémem však může být samotné přepínání toku výfukových plynů mezi jednotlivými turbodmychadly. Při provozu se mohou objevit až skokové změny kroutícího momentu.

Podobná konstrukce viz *Obr. 10* umožňuje použití ještě menší turbíny (MT) a nárůst plnicího tlaku je tak výrazný již od nižších provozních otáček motoru. Tato konstrukce je doplněna o jeden regulační prvek (vysokotlaký obtokový ventil), který umožňuje komplexnější regulaci plnicího tlaku v nižších otáčkách.



Obr. 10 Sekvenční zapojení dvou TD se dvěma obtokovými ventily

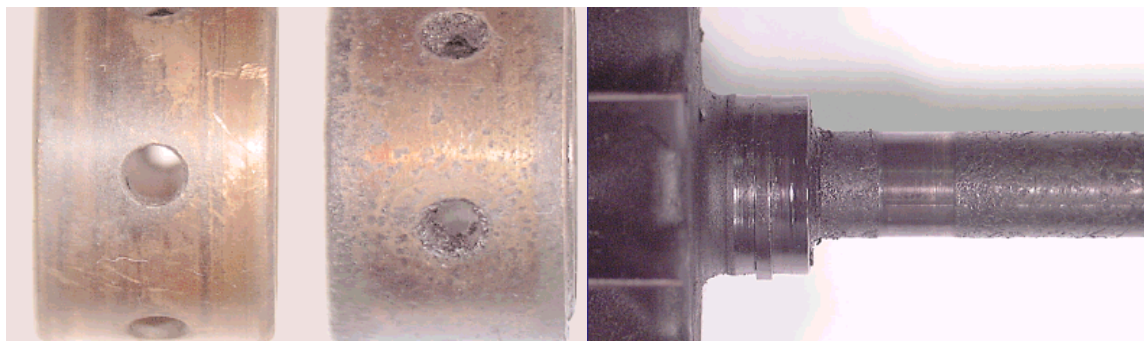
Na *Obr. 11* můžeme vidět praktické použití dvojice turbodmychadel pro motor **2JZ-GTE** z vozu **MkIV Toyota Supra**, určeného pro závody dragsterů.



Obr. 11 Sériové zapojení dvou TD pro vysoce výkonný závodní motor

2.5. Způsoby chlazení turbodmychadel

Chlazení turbodmychadel je velice důležité pro udržování provozní teploty jednotlivých součástí. Rovněž má zamezit vzniku tepelných pnutí, které mohou poškodit plynulý chod turbodmychadla. Při proudění výfukových plynů o vysoké teplotě oběžným kolem turbíny je zahřívána centrální část turbodmychadla. Je nutné zajistit vhodné rozložení teplot poblíž uložení rotoru. V případě, že stoupne teplota v uložení nad 250°C , dochází ke karbonizaci oleje, což může vést k poškození tohoto uložení, viz Obr. 12.

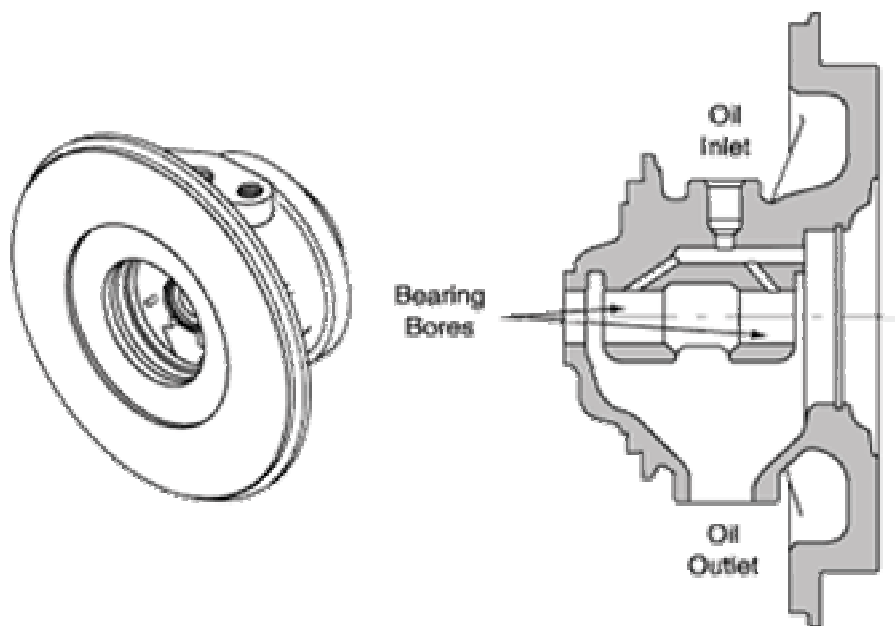


Obr. 12 Vlevo: poškozená ložisková pánev; vpravo: viditelná karbonizace oleje na hřídeli TD

2.5.1. Chlazení tlakovým olejem

Chlazení může být zajištěno oběhem oleje z motorového prostoru. Tento způsob se používá dnes jen u méně namáhaných turbodmychadel, kde tlakový olej, určený primárně k zajištění mazání uložení v centrální skříni, má dostatečnou chladicí schopnost. V podstatě to znamená, že olej proudí kanály takovou rychlostí, která je potřebná k udržení provozní teploty všech funkčních částí. Při vysokém tepelném zatížení může docházet k ohřátí oleje až nad teplotu karbonizace, což může vést k poškození uložení a následně celého turbodmychadla. Proto je vhodné po vysoké zátěži turbodmychadla, způsobené např. rychlou jízdou, nechat motor po zastavení vozidla běžet několik málo minut ve volnoběžných otáčkách, aby se důležité části turbodmychadla dochladily. V opačném případě může docházet ke karbonizaci oleje a již zmíněnému poškození.

Na Obr. 13 je schématicky znázorněn princip chlazení pomocí mazacího média. Tlakový olej je přiváděn do maznice na vstupu do TD (oil inlet) a kanály odlitými v centrální skříni prochází přes uložení rotoru a gravitací stéká do komory pod rotorem, kde se nachází výstup oleje (oil outlet). Olej tak plní funkci nejen mazací, ale také chladicí. Při dlouhodobé vysoké zátěži olej jen velmi obtížně dokáže udržet teplotu v uložení pod 250°C.



Obr. 13 Schéma chlazení centrální skříně olejem z motorového oběhu

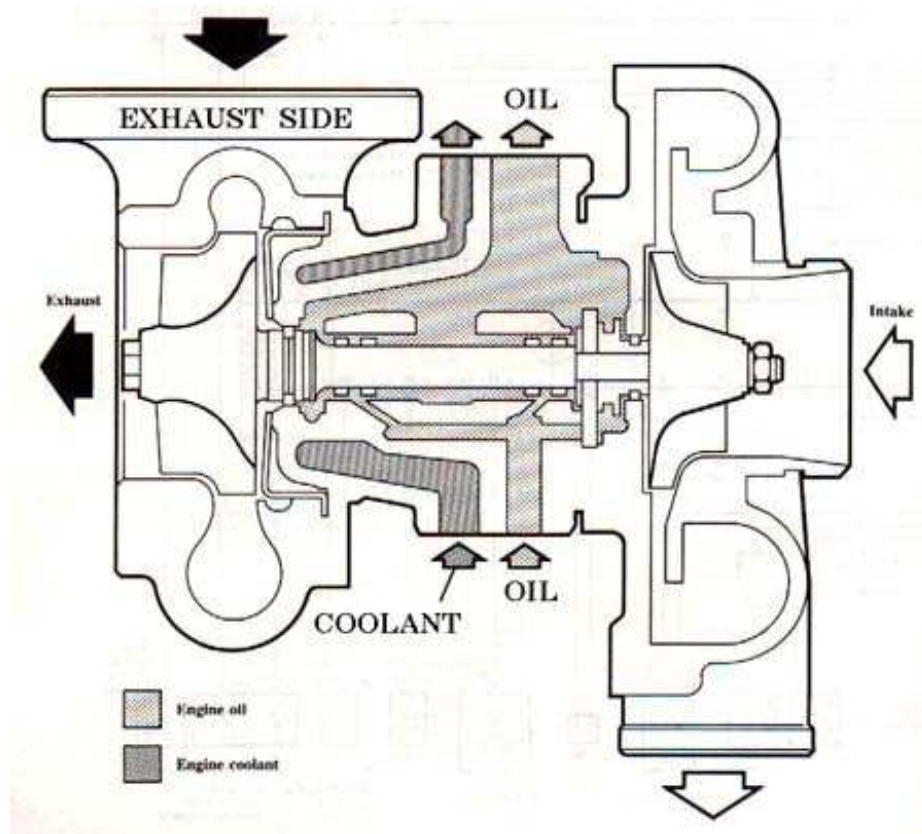
Z tohoto důvodu se v automobilovém průmyslu pomalu odpouští od chlazení centrální skříně motorovým olejem a přechází se k chlazení skříně chladicí kapalinou z motorového okruhu.

2.5.2. Chlazení kapalinou z motorového okruhu

Chladicí kapalina má schopnost daleko lépe odvádět teplo z centrální skříně. Je to dáno jednak jejím chemickým a fyzikálním složením a jednak průtočným množstvím. Kapalina proudí mnohem rychleji vodním jádrem turbodmychadla, přestup tepla do skříně je tak podstatně menší než u chlazení mazacím olejem. Nedochozí tak k problematické karbonizaci oleje v uložení a v místech s výskytem vysokých teplot.

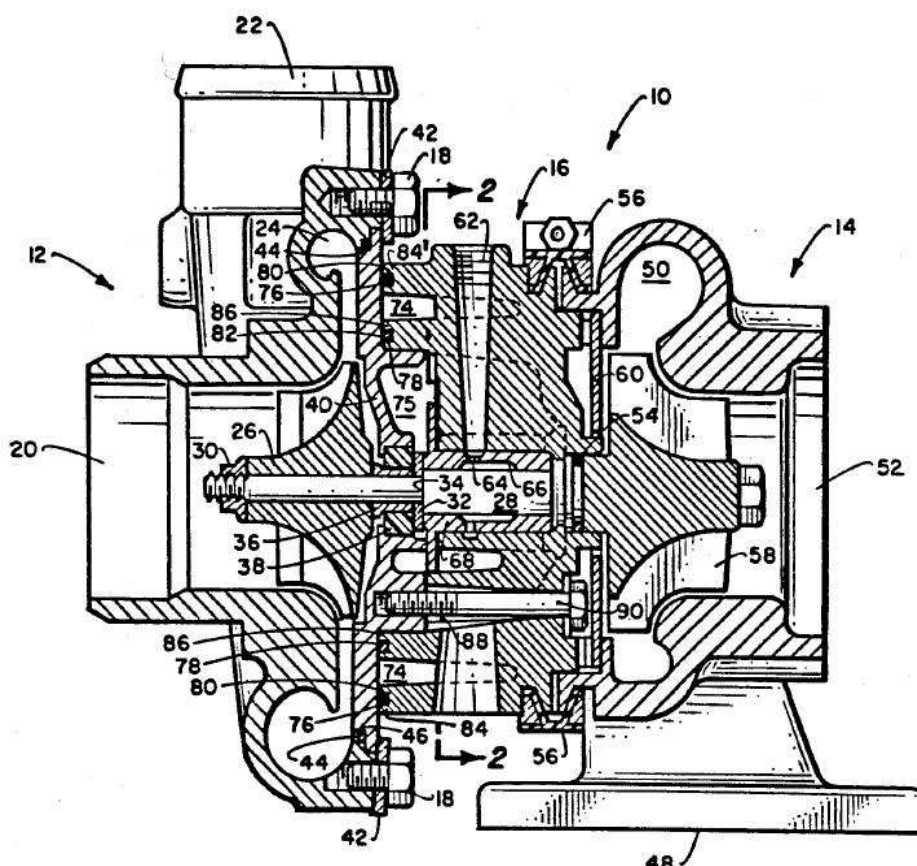
Na Obr. 14 je schéma provedení chlazení ložiskové skříně. Kromě mazacího kanálu, je zde patrný vodní kanál, umístěný blíže turbínové straně. Vysoká teplota výfukových plynů totiž způsobuje intenzivní ohřev ložiskové skříně.

Cirkulace chladicí kapaliny z motorového okruhu zajišťuje potřebný odvod tepla z nejvíce tepelně zatížených míst a chrání tak uložení proti poškození.



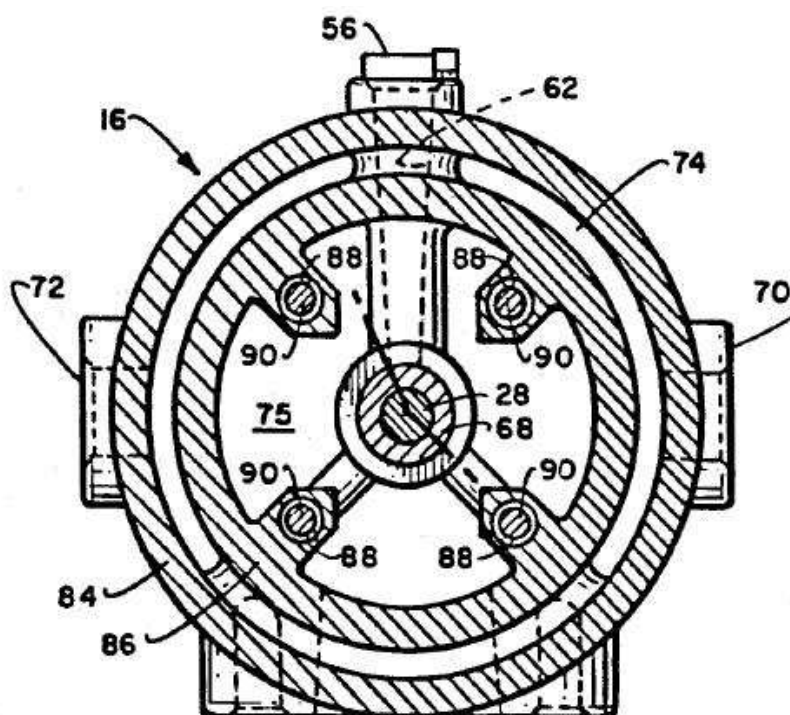
Obr. 14 Schéma chlazení centrální skříně se samostatným vodním jádrem

Podélný řez TD na Obr. 14 odhaluje umístění vodního kanálu (poz. 74).



Obr. 15 Podélný řez TD se samostatným chladícím kanálem

Kapalina proudí z motorového okruhu do vstupu v TD (Obr. 15, poz. 70) a obtéká celou ložiskovou skříň kanálem poz. 74. Na protilehlé straně se nachází výstup chladící kapaliny, která se tak může vrátit zpět do chladiče.



Obr. 16 Příčný řez 2 - 2 Turbodmychadlem

Jádro je vytvořeno metodou tlakového lití s metodou vytavitelného jádra. Tato technologie musí zajistit vhodnou drsnost povrchu, dobrou přístupnost kanálu při demontáži kvůli odstranění usazenin obsažených v chladicím médiu. Zároveň musí být kladen důraz na utěsnění celého systému. Kapalina nesmí prosakovat jak do prostoru uložení, tak ven z turbodmychadla. Těsnost celého systému je rozhodující pro splnění účelu chlazení. Při poškození těsnění či výskytu trhlin je nutná okamžitá oprava.

3. Teorie přenosu tepla a proudění

Při této úloze je třeba připomenout teorii přenosu tepla a proudění, aby bylo možné tuto úlohu pochopit a řešit.

3.1. Mechanismy přenosu tepla, tepelný tok

Přenosem tepla rozumíme přenos energie (tepelné, kinetické aj.) z jedné molekuly na druhou. Přitom existují 3 mechanismy přenosu tepla:

- a) kondukce (vedení) tepla** – kinetická energie neuspořádaného pohybu molekul se předává srážkami na sousední molekuly a tak se předává teplo; vedení probíhá zejména v pevných látkách, ale i v kapalinách, zejména při vyloučení proudění
- b) konvekce (proudění) tepla** – přemístěním molekul v prostoru v důsledku nuceného či přirozeného proudění se přenáší i jejich tepelná energie; konvekce tudíž probíhá v tekutinách
- c) přenos tepla zářením (radiací)** – každý objekt s $T > 0\text{ K}$ vyzařuje fotony, které jsou nositeli energie (tepelné); fotony se šíří v průhledném prostředí rychlostí světla

Tepelný tok vyjadřuje intenzitu předávání tepla v čase plochou kolmou k tepelnému toku.

- *Tepelný tok vedením*

- Je definován **Fourierovým zákonem**
$$\begin{aligned}\dot{Q} &= -\lambda \cdot S \cdot \text{grad}T \\ \dot{q} &= -\lambda \cdot \text{grad}T\end{aligned}$$

Kde:

Vektor $\text{grad}T$ je definován jako:
$$\text{grad}T = \vec{n} \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \quad |\text{grad}T| = \frac{\partial T}{\partial n}$$

$\vec{n}$ jednotkový vektor normály k izotermické ploše (směřující do míst s vyšší teplotou)

S izotermická plocha kolmá k tepelnému toku

λ součinitel tepelné vodivosti (pro různé látky v tabulkách)

- *Tepelný tok konvekcí*

- Je definován **Newtonovým zákonem**
$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \alpha \cdot S \cdot (T_w - T_\infty) \\ \dot{q} &= \alpha \cdot (T_w - T_\infty)\end{aligned}$$

Kde:

α součinitel přestupu tepla – závisí na vlastnostech tekutiny, na tvaru obtékaného povrchu, na konkrétním místě na povrchu a především

na **rychlosti proudění**; nelze ho exaktně tabelovat, ale přibližně platí:

Přirozená konvekce		Nucená konvekce	
Plyny	$\alpha = 2 - 25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	Plyny	$\alpha = 25 - 250 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
Kapaliny	$\alpha = 50 - 1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	Kapaliny	$\alpha = 50 - 20000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
Konvekce s fázovou přeměnou		$\alpha = 2500 - 100000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	

Splocha obtékaného povrchu

T_wteplota povrchu

T_∞teplota tekutiny

- *Tepelný tok zářením*

- Vlastní zářivost černého tělesa je definována **Stefan – Boltzmannovým zákonem** jako: $E_0 = \sigma_0 \cdot T^4$,

kde $\sigma_0 = 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ je Stefan – Boltzmannova konstanta

- Dojde – li při dopadu fotonu na povrch tělesa k úplné přeměně energie zářením na energii tepelnou, lze pro **tepelný tok černého tělesa** psát:

$$\dot{Q}_0 = \sigma_0 \cdot S \cdot T^4$$

$$\dot{q}_0 = \sigma_0 \cdot T^4$$

- Pro záření šedých těles platí:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 &= \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot S \cdot T^4 \\ \dot{q}_0 &= \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot T^4 \end{aligned}$$

Kde:

εpoměrná zářivost šedého tělesa (emisivita), která má hodnotu 0 až 1 a lze ji určit z tabulek

3.2. Diferenciální rovnice vedení tepla

Tyto rovnice popisují vedení tepla pro různé druhy přenosu tepla. Rovnice jsou pak počítány pomocí solveru v každém uzlu sítě modelu. Objem výpočtů tedy závisí na počtu elementů sítě.

a) *diferenciální rovnice přenosu tepla vedením*

- obecná DR vedení tepla pro homogenní látky s vnitřními zdroji

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{Q^*}{c \cdot \rho}, \text{ kde } a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \text{ je teplotová vodivost}$$

- Fourierova DR vedení tepla pro homogenní látky bez vnitřních zdrojů

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

b) *diferenciální rovnice přenosu tepla konvekci*

- DR pro stacionární konvekci bez vnitřních zdrojů

$$w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} + w_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \text{ kde } w_x, w_y, w_z \text{ jsou složky}$$

rychlostí
(tekutiny) elementů

- DR pohybové (Navier – Stokesovy) pro 3D konvekci, které zahrnují zrychlení od stacionárních setrvačných sil, zrychlení nestacionárních setrvačných sil, zrychlení od třecích sil, zrychlení od tlakových sil a gravitační zrychlení

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} + \frac{\partial w_x}{\partial \tau} = \nu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g_x$$

$$w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_y}{\partial z} + \frac{\partial w_y}{\partial \tau} = \nu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g_y$$

$$w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial \tau} = \nu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + g_z$$

- DR kontinuity pro stlačitelnou kapalinu

$$\frac{\partial(\rho \cdot w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w_z)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0 \text{ pro nestacionární proudění}$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w_z)}{\partial z} = 0 \text{ pro stacionární proudění}$$

- DR kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0$$

3.3. Mechanismy proudění

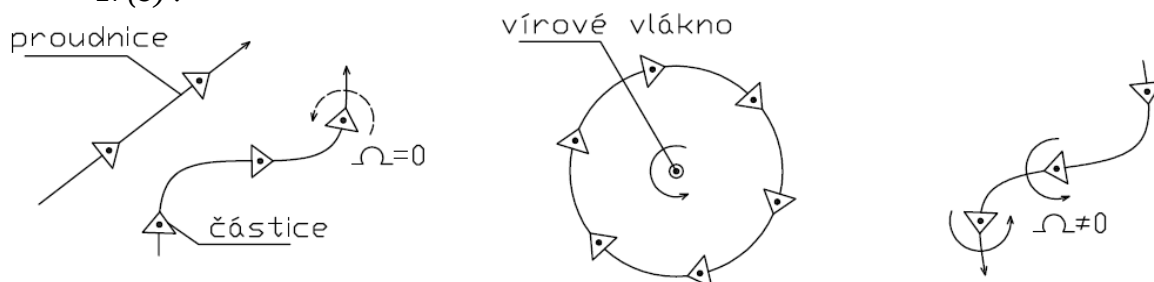
Obecně pohyb tekutiny (kapaliny, plynu či páry) nazýváme **prouděním** (tokem). Podle druhu tekutiny se prouděním zabývá část mechaniky tekutin a to:

- **hydrodynamika** – pro kapaliny,
- **aerodynamika** – pro plyny či páry, ze které hydromechanika používá některé výsledky pro stavbu hydraulických strojů, např. využívá aerodynamické charakteristiky, získané při obtékání leteckých křídlových profilů. Dále uvedeme rozdělení proudění podle různých hledisek.

3.2.1. Rozdělení podle fyzikálních vlastností kapaliny:

3.2.1.1. Proudění ideální (dokonalé) kapaliny

- a) **Potenciální (nevířivé) proudění** – je proudění, kdy částice kapaliny se pohybují přímo nebo křivočarě po drahách (proudnicích) tak, že vůči pozorovateli se neotáčejí kolem vlastní osy. Znamená to, že natočení částice na křivé dráze je redukováno stejně velkým natočením kolem vlastní osy, ale v opačném smyslu, jak patrné z Obr. 17(a). Mezi potenciální proudění patří také tzv. **potenciální vír**, u kterého částice proudí po kruhové dráze kolem vírového vlákna (osy) – viz Obr. 17(b).



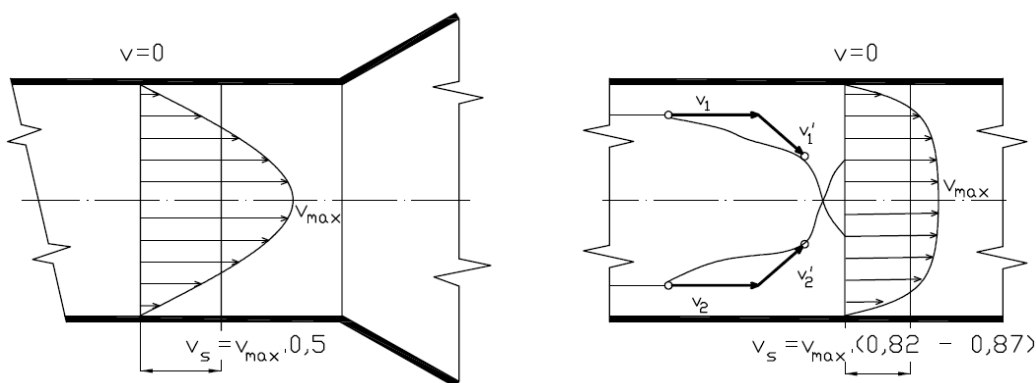
Obr. 17 Druhy proudění ((a) potenciální proudění po křivce, (b) potenciální vír, (c) vířivé proudění)

- b) **Vířivé proudění** – je proudění, kdy částice se vůči pozorovateli navíc otáčejí kolem vlastních os – viz Obr. 17(c). Ideální kapalina se pohybuje potenciálně, ale v místech vysokých gradientů rychlostí vzniká navíc vířivé proudění, např. při obtékání koutů apod. Matematické základy a postuláty jsou vyjádřeny a definovány na základě věty Stokesovy, Helmholtzovy a Thomsonovy.

3.2.1.2. Proudění reálné (skutečné) kapaliny

Jedná se o kapaliny s vnitřním třením ($\tau \neq 0$) a obecně stlačitelných ($\delta \neq 0$), přičemž v mnoha praktických aplikacích lze ovšem stlačitelnost zanedbat ($\delta \rightarrow 0$). V takovém případě se jedná o skutečnou kapalinu nestlačitelnou ($\tau \neq 0$; $\delta = 0$). Rozlišujeme tedy proudění:

- a) **Laminární proudění** – je proudění, kdy částice se pohybují ve vrstvách (lamina = vrstva), přičemž nedochází k přemísťování částic napříč průřezem – viz Obr. 18(a). Při jednorozměrném proudění v potrubí má rychlostní profil tvar rotačního paraboloidu.
- b) **Turbulentní proudění** – je proudění, kdy částice mají kromě postupné rychlosti „ v “ i tzv. **flukтуаční** (turbulentní) složku rychlosti „ v' “, kterou se částice přemísťují po průřezu viz Obr. 18(b). Flukтуаční rychlost „ $v' = v'(t)$ “ mění s časem svoji velikost a směr. Rychlostní profil se svým tvarem blíží profilu ideální kapaliny, v důsledku přítomnosti turbulence, ovšem s nulovou rychlostí u stěny potrubí.



Obr. 18 (a) Laminární a (b) turbulentní proudění tekutin

3.2.2. Rozdělení podle kinematických hledisek:

3.2.2.1. Podle uspořádání proudění v prostoru

Prostorové uspořádání vychází z matematického modelu určité praktické aplikace, umožňující zanedbání či zjednodušení některých okrajových podmínek.

- a) **Prostorové (třírozměrné) proudění** – je proudění, které nejvíce odpovídá skutečnosti. Veličina (např. rychlost) je určena polohou v prostorovém souřadném systému: $v = v(x;y;z)$.
- b) **Rovinné (dvourozměrné) proudění** – je reálné proudění např. u symetrických rotačních ploch průtočných kanálů oběžných kol hydraulických strojů apod., kdy: $v = v(x;y)$.
- c) **Jednorozměrné proudění** – je proudění po střední proudnici např. v potrubí, kdy: $v = v(l)$. (kde „l“ je posunutí ve směru osy).

3.2.3. Podle rovnoměrnosti rychlosti v daném profilu

- a) **Rovnoměrné proudění** – je vyvinuté proudění např. v potrubí při „ $v = \text{konst}$ “. Jestliže uvažujeme částici kapaliny konečného, i když velmi malého objemu ($dV = dx \cdot dy \cdot dz$), počítáme se střední rychlostí „ $v \equiv v_s$ “.
- b) **Nerovnoměrné proudění** – je proudění, kdy rychlost částice kapaliny v prostoru se mění „ $v \neq \text{konst}$ “, např. při obtékání profilu křídla nebo libovolného tělesa v jeho blízkosti apod. V nerovnoměrném rychlostním poli má každý bod kontrolní plochy jinou rychlost a částice se při svém pohybu deformují.

3.2.4. Podle závislosti proudění na čase

- a) **Ustálené (stacionární) proudění** – je proudění, kdy charakteristické veličiny proudu jsou nezávislé na čase, tzn. že „ $v \neq v(t)$ “, resp. „ $\partial/\partial t = 0$ “.
- b) **Neustálené (nestacionární) proudění** – je proudění, kdy charakteristické veličiny (rychlost, tlak, teplota aj.) se mění s časem, tzn. „ $\partial/\partial t \neq 0$ “, např. při prostorovém proudění „ $v = v(x;y;z;t)$ “ a při proudění jednorozměrném „ $v = v(l;t)$ “.

3.3. Zákon o zachování hmoty – rovnice kontinuity

Při proudění kapalin musí být splněn obecně platný fyzikální zákon o zachování hmotnosti, tzn. že pro kontrolní objem „ dV “, kterým proudí kapalina, musí být hmotnost konstantní a její změna nulová:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot S \cdot V) + \frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot S) = 0$$

3.4. Zákon o zachování energie – Bernoulliovy rovnice

$$\vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} \cdot d\vec{l} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \cdot d\vec{l} + \frac{1}{\rho} \pm \text{grad} p \cdot d\vec{l} - \vec{a} \cdot d\vec{l} = 0$$

Protože se do kapaliny nepřivádí ani z kapaliny neodvádí žádná energie, musí součet 1.až 4. členu měrných energií být nulový, jak je patrné z rov.(5.20), přičemž:

1.člen $\rightarrow$ vyjadřuje **kinetickou měrnou energii**: $\vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} \cdot d\vec{l} \Rightarrow dY_k = v \cdot dv$

2.člen → vyjadřuje **zrychlující měrnou energii** v případě neustáleného proudění:

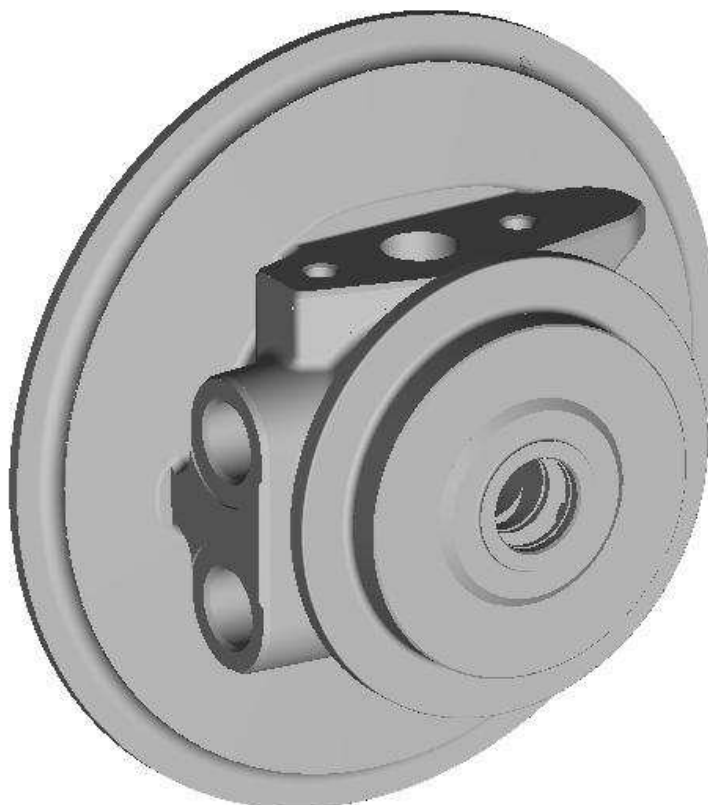
$$\left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}\right) \cdot d\vec{l} \Rightarrow dY_r = a_t \cdot dl$$

3.člen → vyjadřuje **tlakovou měrnou energii**: $\frac{1}{\rho} \cdot \text{grad}p \cdot d\vec{l} \Rightarrow dY_p = \frac{dp}{\rho}$

4.člen → vyjadřuje **potenciální měrnou energii**, u které nutno zavést tzv. **potenciál**, aby byl člen integrovatelný: $\vec{a} \cdot d\vec{l} = \text{grad}U \cdot d\vec{l} \Rightarrow dY_g = dU$

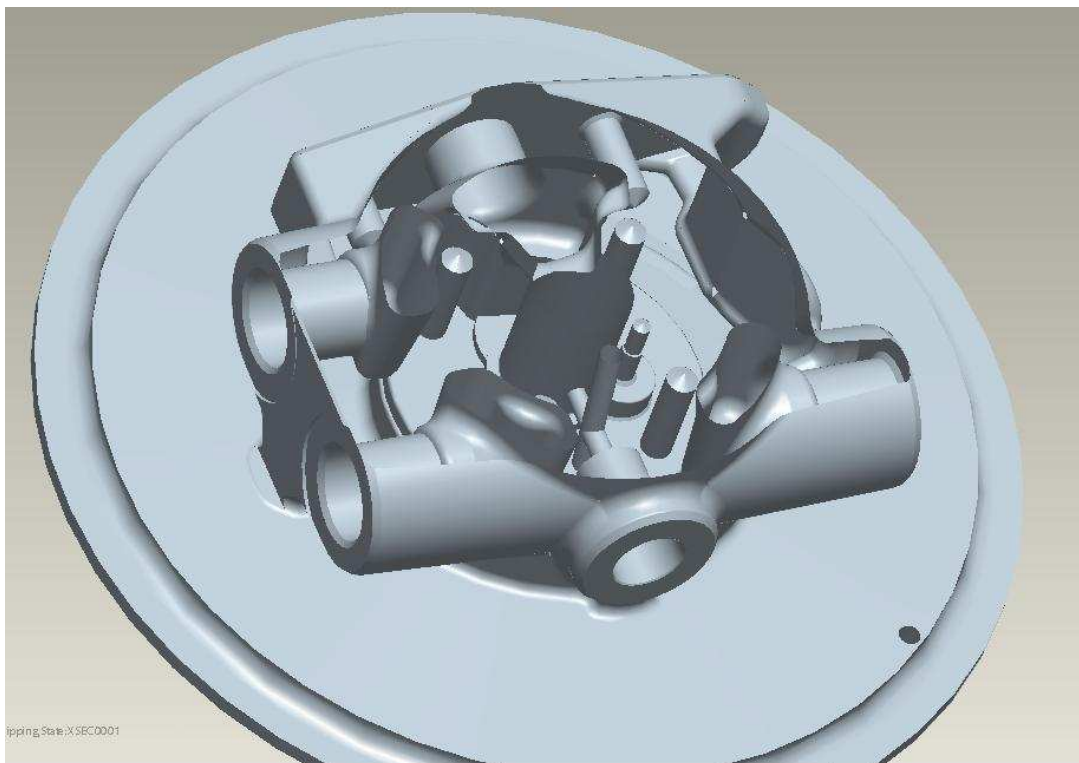
4. CAD model geometrie centrální skříně

CAD model centrální skříně určuje geometrii vodního jádra i všech ostatních částí skříně. Z modelu je však nutné vybrat povrchy tvořící pouze vodní jádro. Tento model bude základem pro simulaci proudění vody v chladícím kanálu a určí nám potřebné rozložení koeficientu přestupu tepla, který ovlivňuje teplotní napětí v ložiskové skříně. Model je třeba upravovat a síťovat samostatně, neboť v jeho mezní vrstvě probíhají důležité jevy, které by bez individuálního nastavení nebylo možno monitorovat a analyzovat. Dále pak při zadávání okrajových podmínek je nutné určit, která fáze je kapalná (vodní kanál) a která pevná (centrální skříň).



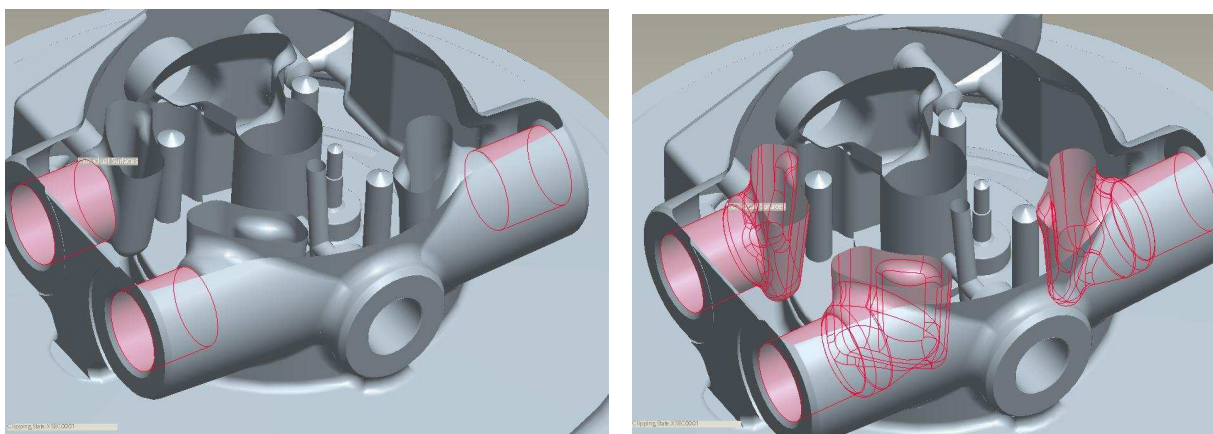
Obr. 19 CAD model geometrie centrální skříně turbodmychadla

Geometrie centrální skříňe turbodmychadla je importována do programu Pro Engineer jako těleso tvořené plochami. Protože je vodní jádro uvnitř modelu, je třeba provést řez turbodmychadla vždy v dané vzdálenosti od kontaktní plochy kompresoru tak, abychom měli dobrý výhled na co nejvíce ploch jádra (Obr. 18).



Obr. 20 Řez centrální částí turbodmychadla a zobrazení ploch vodního jádra

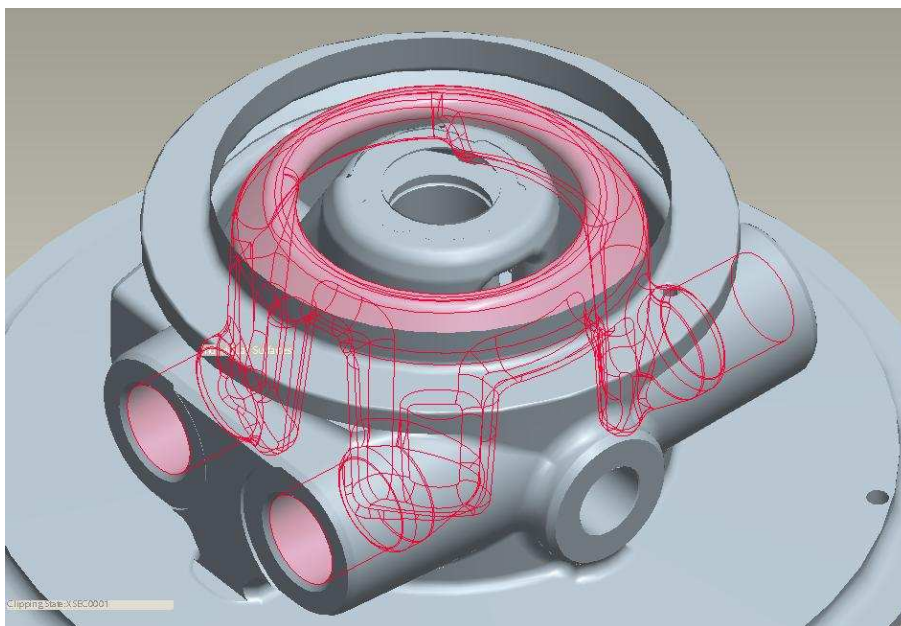
Tyto plochy jsou vybírány a kopírovány do nového stp (iges) souboru. Postupným výběrem všech povrchů dostaneme povrchový model vodního jádra.



Obr. 21 Výběr ploch vodního kanálu turbodmychadla

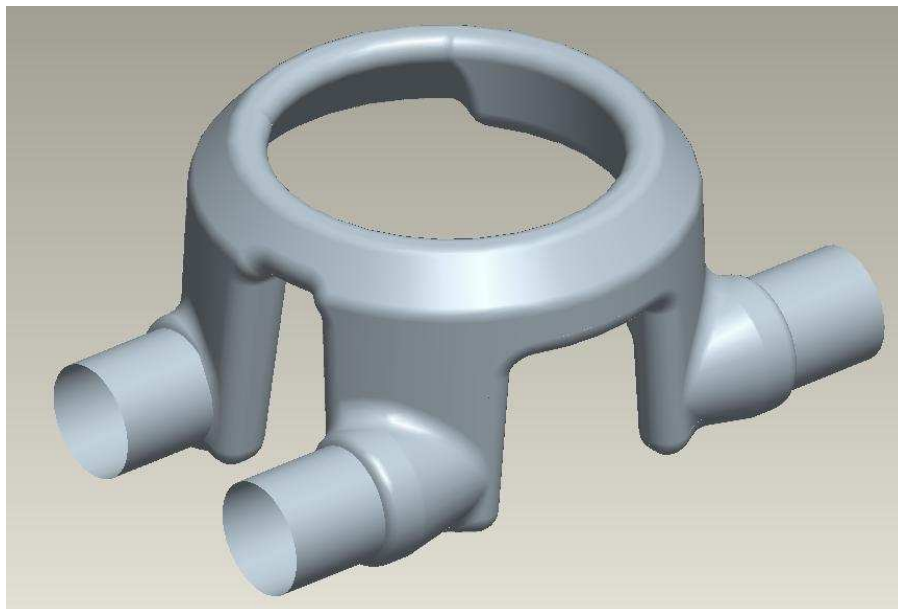
Po označení všech ploch a vytvoření nového souboru ověříme, zda jsme vybrali opravdu všechny plochy, které jádro tvoří. Při modelování geometrie vzniká velké množství malých plošek, které tento výběr značně ztěžují. Je nutné je ovšem vybrat všechny. V opačném

případě bude tento model prodlužovat opravu poškozené geometrie. Jakmile je model zkontrolován, můžeme s ním dále pracovat.



Obr. 22 Označeny všechny povrchy tvořící vodní jádro

V tomto okamžiku máme jádro se třemi otevřenými vstupy / výstupy. Mohli bychom tyto otvory uzavřít už v této fázi. Avšak po importu do **ANSYS ICEM CFD** budeme model upravovat pro požadavky sítě i pro ustálení proudu, a proto můžeme soubor uložit ve stavu „otevřeném“.



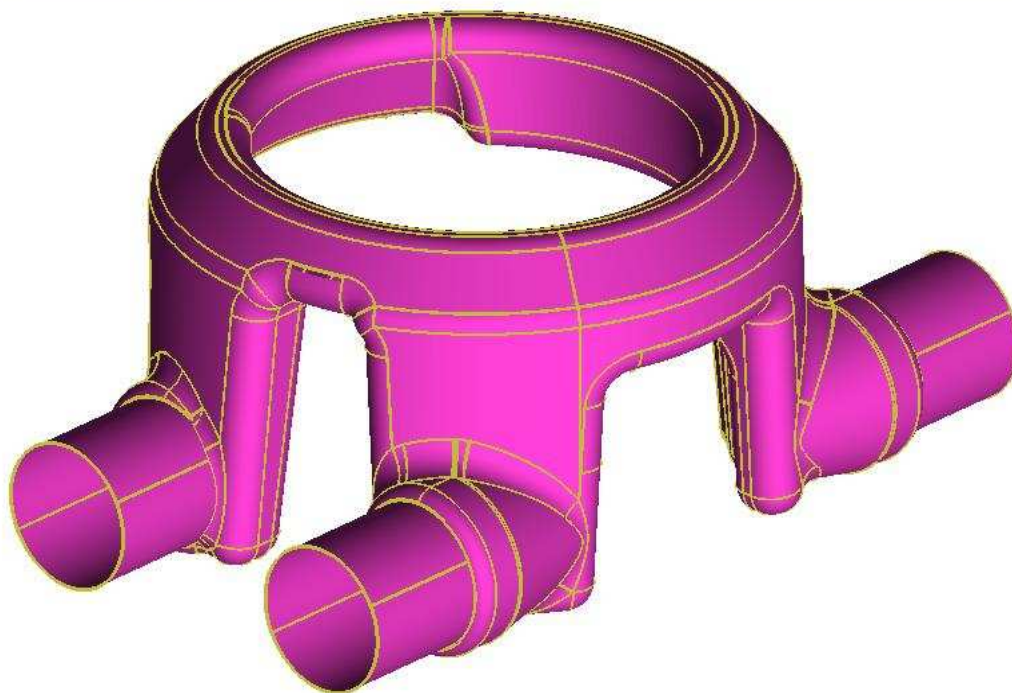
Obr. 23 Model geometrie vodního jádra

Tento postup opakujeme pro všechny varianty geometrie vodního kanálu. Pro 3 varianty geometrie vodního jádra bychom tedy měli mít připraveny 4 soubory (3 jádra a 1 centrální

skříň). Geometrie centrálních skříní se liší pouze v geometrii vodního jádra, proto nám pro vytvoření povrchové sítě centrální skříně bude stačit pouze jedna varianta. Tu pak dle potřeby doplníme konkrétním vodním kanálem.

5. Model vodního jádra a centrální skříně v prostředí ANSYS ICEM CFD

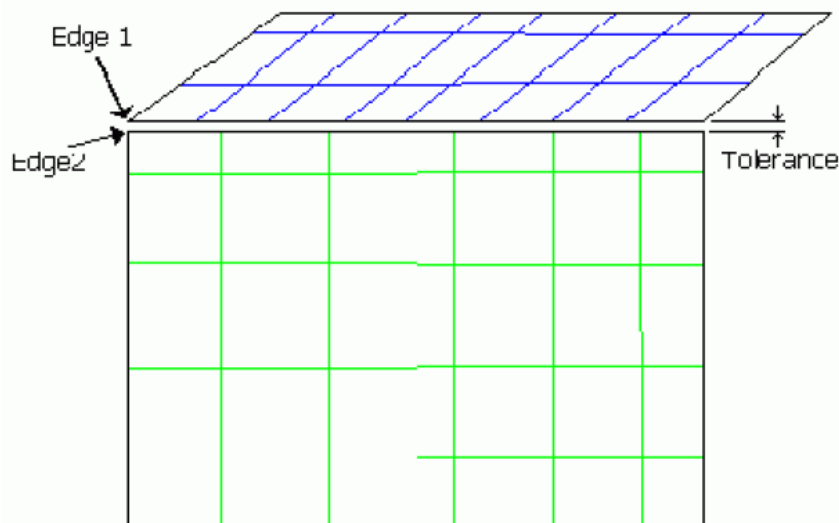
Modely upravené v Pro Engineeru jsou uloženy ve formátu STEP/IGES, což umožňuje načíst tyto modely jako plochy. Z těchto ploch je tvořena povrchovou síť, která bude univerzální v případě centrální skříně a jedinečná v případech vodních kanálů. Dále je vygenerována síť objemová, v případě vodních jader doplněná prizmatickými vrstvami pro zachycení dějů odehrávajících se v mezní vrstvě proudící kapaliny. Dané kapitoly budou zaměřeny na tvorbu sítě vodního jádra a ložiskové skříně. Princip při generování sítě pro centrální skříň je sice podobný, je však vzhledem vyššímu počtu částí pracovně daleko náročnější. Proto je rozebrán podrobněji.



Obr. 24 Geometrie vodního jádra po načtení do ICEM CFD

5.1. Topologie křivek tvořících jádro

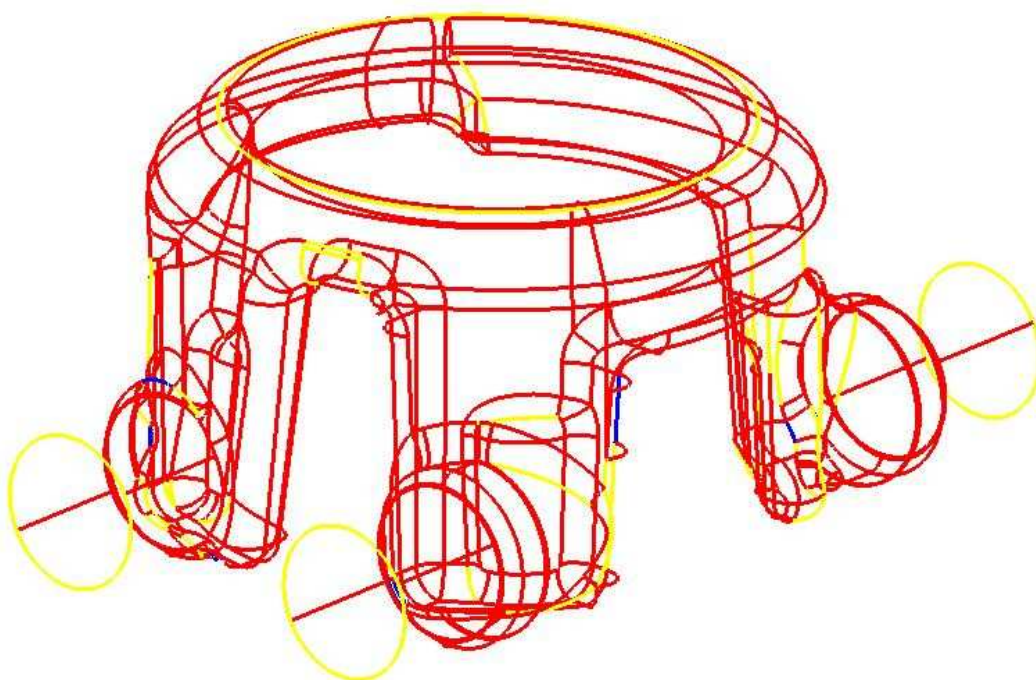
Tento příkaz vytvoří soubor křivek a bodů na základě geometrie povrchů. Topologie je závislá na zadané toleranci. Pokud jsou od sebe dvě sousední křivky vzdáleny blíže než je daná tolerance, splývají spolu do jedné křivky. Pro náš model je použita tolerance 0,05 mm, což je vzhledem k velikosti modelu dostatečné.



Obr. 25 Poloha dvou ploch s určitou tolerancí geometrie

Křivky jsou vyobrazeny specifickou barvou, která ilustruje jejich typ. Podle tohoto barevného zobrazení můžeme rozeznat, kde se nám vytvořila mezera či otvor. Tyto chyby v geometrii je třeba odstranit jinak by se nám vytvořila deformovaná síť a výpočet by nemohl proběhnout. Rozeznáváme 4 typy křivek:

- a) **žluté křivky** – spojeny pouze s jedním povrchem
- b) **červené křivky** – spojeny se dvěma povrchy
- c) **modré křivky** – spojeny s více než dvěma povrchy
- d) **zelené křivky** – nespojeny s žádným povrchem

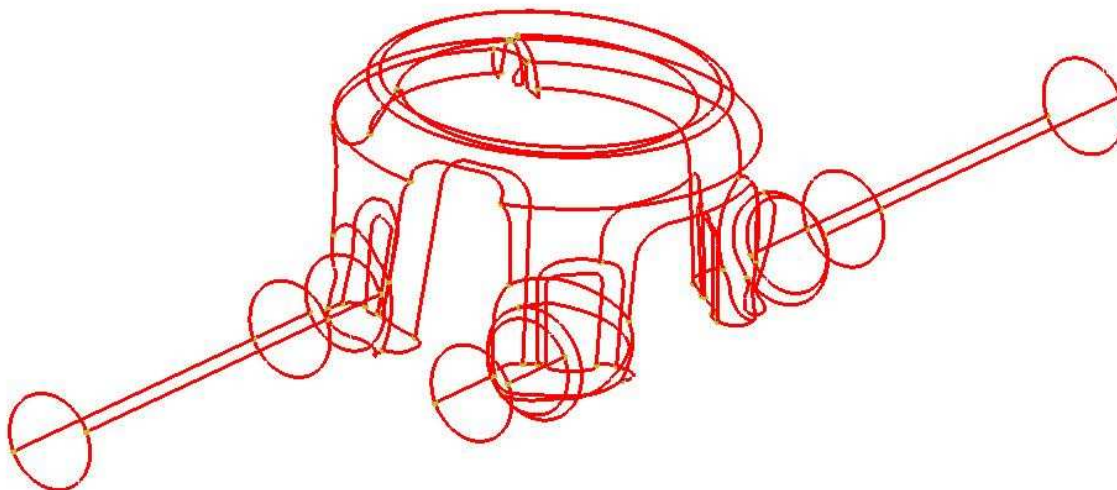


Obr. 26 Topologie křivek vodního jádra

Snahou je upravit model tak, abychom po sestavení topologie dostali model tvořený **pouze** červenými křivkami. Úpravou geometrie rozumíme odstranění chybných ploch, uzavření vzniklých mezer větších než je požadovaná tolerance, oprava zdegenerovaných povrchů apod. Pokud bychom tyto nepřesnosti v geometrii neodstranili, je jisté, že by se nám nepodařilo vytvořit kvalitní síť, která je základním předpokladem pro přesný výpočet všech simulací.

Jakmile se nám podaří odstranit všechny poruchy geometrie, pokračujeme v úpravě modelu. Kdybychom ponechali všechny křivky a body ohraničující plošky modelu, generovaná síť by kopírovala všechny jejich polohy a vznikla by nám nerovnoměrně rozložená síť. Snažíme se ponechat pouze obrysové křivky, tedy ty, které nejlépe vytvářejí hrubý obrys prostorové geometrie. Měli bychom také ponechat ty křivky, na kterých dochází k přechodu z jedné části modelu na druhou.

Co se týče bodů, ponecháváme pouze ty, které vznikly protnutím 2 a více křivek. Vytvořená síť by se totiž mohla deformovat i podle polohy ponechaných bodů, což by vedlo ke stejnému efektu jako kdybychom ponechali všechny křivky.



Obr. 27 Drátový model geometrie jádra, připravené pro generaci sítě

Jakmile je model zbaven zbytečných křivek, je třeba vymodelovat sekce na vstupu a výstupu kapaliny, které budou sloužit jako uklidnění proudu. Kdybychom tyto sekce nevytvořili, dostali bychom na vstupu a výstupu zkreslené výsledky. Proudění by nebylo dostatečně uklidněné a tak bychom mohli díky turbulencím a dalším jevům významně ovlivnit hodnoty monitorovaných veličin.

Plochy vstupu a výstupu kapaliny jsou tedy posunuty o 3 až 5 násobků průměru vstupních ploch a vytvoříme válcovou sekci. V našem případě je průměr vstupu kapaliny $D = 12,5\text{mm}$, proto je volena délka sekce $L_s = 50\text{mm}$, což by měla být dostatečná vzdálenost pro ustálení proudu.

5.2. Vytvoření jednotlivých částí vodního jádra

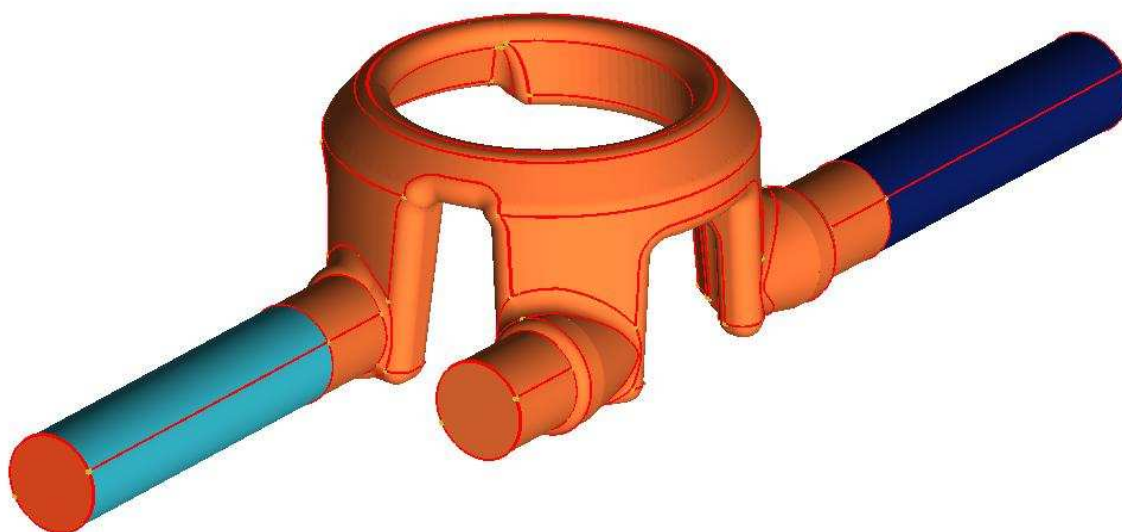
Vodní jádro je potřeba rozdělit na samostatné části. Tyto části mají nejen jiné okrajové podmínky, ale také lze aplikovat velikost elementů sítě pro každou část individuálně. To oceníme zejména při generaci sítě celé centrální skříně.

Tvorbu částí modelu si vysvětlíme na jednoduchém případě válcové trubky. Touto trubkou proudí kapalina a vstupuje do ní na jednom konci a na druhém z ní vystupuje. Rozdělíme si ji tedy na 3 části: vstup kapaliny, výstup kapaliny a stěnu trubky. Každé části lze, jak bylo již řečeno, přidělit jinou hodnotu velikosti elementu sítě. Nás by zajímal např. tlak na stěnách trubky, proto bychom měli na tuto část aplikovat menší velikost elementů, což nám zpřesní výsledky simulace.

Podle stejného způsobu rozdělíme i vodní jádro. V našem případě vytvoříme 5 částí:

- 1) vstup chladicí kapaliny (**INLET**)
- 2) výstup chladicí kapaliny (**OUTLET**)
- 3) vlastní jádro chladicí kapaliny (**WATER CORE**)
- 4) stabilizační sekce na vstupu (**INLET EXTENSION**)
- 5) stabilizační sekce na výstupu (**OUTLET EXTENSION**)

Pro lepší orientaci v modelu je přiřazena každé části jiná barva. Práce v modelu je tak o poznání jednodušší a přehlednější. Navíc lze pozorovat kvalitu přechodu sítě z jedné části na druhou.



Obr. 28 Vodní jádro rozdělené na jednotlivé části

V případě centrální skříně je model rozdělen na daleko větší počet částí, protože každá část má jinou teplotu a hodnotu koeficientu přestupu tepla. Pro náš případ je potřeba centrální skříň rozdělit na 21 částí, čímž se nám rozšíří možnosti pro generaci sítě. Méně důležité povrchy mohou být charakterizovány větší velikostí elementu, což vede k časové úspoře výpočtu.

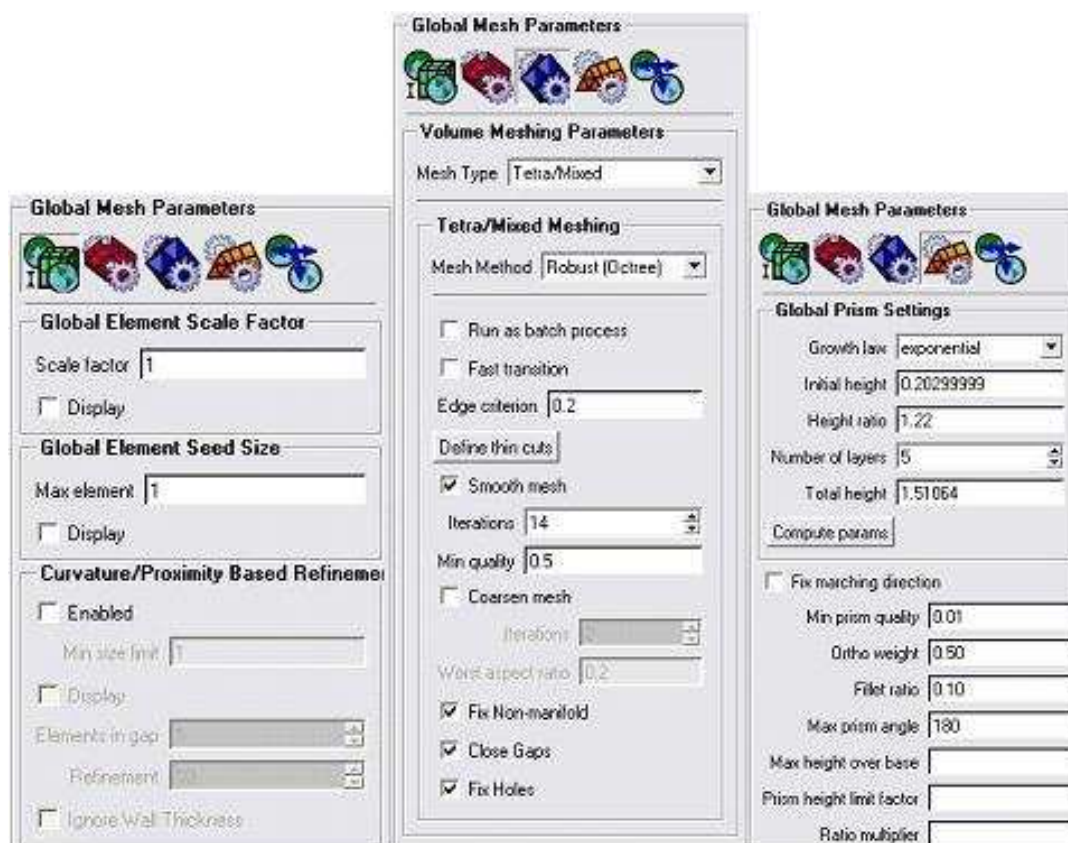
Naopak důležité povrchy jako např. ložiskové pánve a rozhraní mezi kapalnou a pevnou částí (vodní jádro) jsou síťovány daleko jemněji. Na rozhraní obou domén by neměl být poměr mezi velikostmi elementů větší než 3:1.

Pokud máme takto vytvořené části, můžeme přistoupit k návrhu generace sítě.

5.3. Generace sítě modelu

Generace sítě patří mezi nejnáročnější úkoly při vytváření simulace. Je velice důležité, aby elementy byly rozloženy na povrchu modelu co možná nejrovnoměrněji, aby nedocházelo k chybným výpočtům simulace. Při geometricky složitých modelech je nutné síť přizpůsobit okrajovým křivkám, což nebývá jednoduché.

V případě síťování daného vodního jádra nenastávají větší problémy, protože většinou bylo zabráněno vhodnou úpravou geometrie.



Obr. 29 Parametry sítě vodního jádra

5.3.1. Parametry sítě vodního jádra

K hlavním parametrům sítě patří maximální velikost elementu sítě, typ povrchové a objemové sítě, a charakterizace tzv. prizmatických vrstev.



Obr. 30 Vygenerovaná objemová síť vodního jádra

a) maximální velikost elementů

- je určována vzhledem k velikosti geometrického modelu, je třeba zvolit takovou velikost elementů, abychom dosáhli dostatečné přesnosti požadovaných výsledků, naopak příliš malá velikost zvýší celkový počet elementů, což zvýší časovou náročnost výpočtu simulace
- pro náš model jsem zvolil velikost elementu 1 mm , což je kompromis mezi velikostí souboru a dosaženou přesností

b) typ povrchové sítě

- základní typ povrchové sítě zvolíme trojúhelníkový z důvodu mnoha zakřivení povrchů a křivek (**all tri**)
- metoda síťování povrchu – **patch depended** (generuje síť na základě uzavřených smyček tvořených povrchy nebo křivkami)
- je nutné nastavit další doplňující operace jako je vyhlazování generované sítě apod.
- tyto jsou nastavovány podle vlastního uvážení, samozřejmě více vyhlazovacích iterací, způsobí časovou náročnost výpočtu povrchové sítě

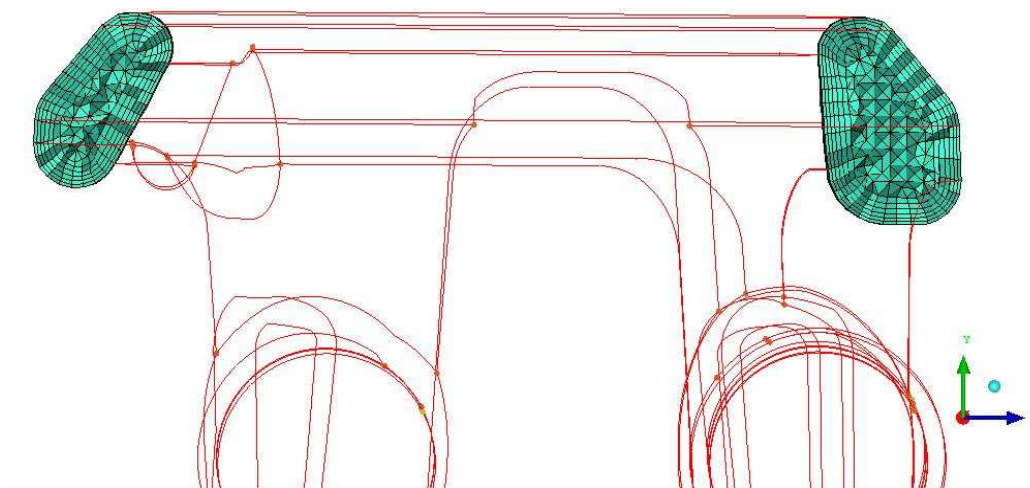
c) typ objemové sítě

- pro tvorbu objemové sítě zvolíme typ **tetra/mixed**, což zahrnuje elementy tvaru pyramidy tvořené čtyřmi trojúhelníkovými ploškami
- jako metoda síťování je zvolena **Octree** – je to metoda rychlá a ačkoliv nepotřebuje k vytvoření povrchovou síť, je lepší ji vytvořit a vyhladit, protože tím se nám zlepší celková kvalita objemové sítě

d) prizmatické vrstvy

- tyto speciální elementy jsou velice důležité při modelování podmínek, které se odehrávají v mezní vrstvě
- nejdůležitějším parametrem při tvorbě prizmatických vrstev je počáteční velikost 1. elementu
- počáteční výška by neměla být příliš malá, protože se nám generují elementy, které mají vysoký poměr délek svých stran, což je velice nevýhodné z hlediska výpočtu

- výška prvního elementu může být vypočtena z empirického vztahu
$$\Delta y = L \Delta y^+ \sqrt{80} \operatorname{Re}^{(-13/14)}, \text{ kde:}$$
 - Δy výška prvního elementu
 - L charakteristický rozměr (průměr vodního kanálu)
 - Δy^+ hodnota charakterizující vztah mezi typem proudění a kvalitou sítě
$$\operatorname{Re} \text{ Reynoldsovo číslo určené ze známé rovnice } \operatorname{Re} = \frac{D \cdot v_s}{\nu}$$
- způsob ověření správného zvolení lze určit až po proběhnutí 1. simulace, přičemž zobrazení provedeme pomocí zobrazení proměnné y^+
- pro různé druhy proudění platí různé hodnoty proměnné y^+ :
 - a) laminární proudění ($0 < y^+ < 10$)
 - b) přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním ($10 < y^+ < 30$)
 - c) turbulentní proudění ($30 < y^+ < 100$)
- pro náš model jsme zvolili tyto parametry prizmatických vrstev:
 - a) výška prvního elementu 0.202 mm
 - b) měřítko přírůstku velikosti výšky elementu 1.22
 - c) počet prizmatických vrstev 5
 - d) matematický způsob přírůstku výšky *exponenciální*
- po provedení zkušební simulace jsme obdrželi příznivé výsledky rozložení hodnoty y^+ na povrchu vodního jádra, proto můžeme bez obav nastavit stejné podmínky pro všechny typy vodních jader

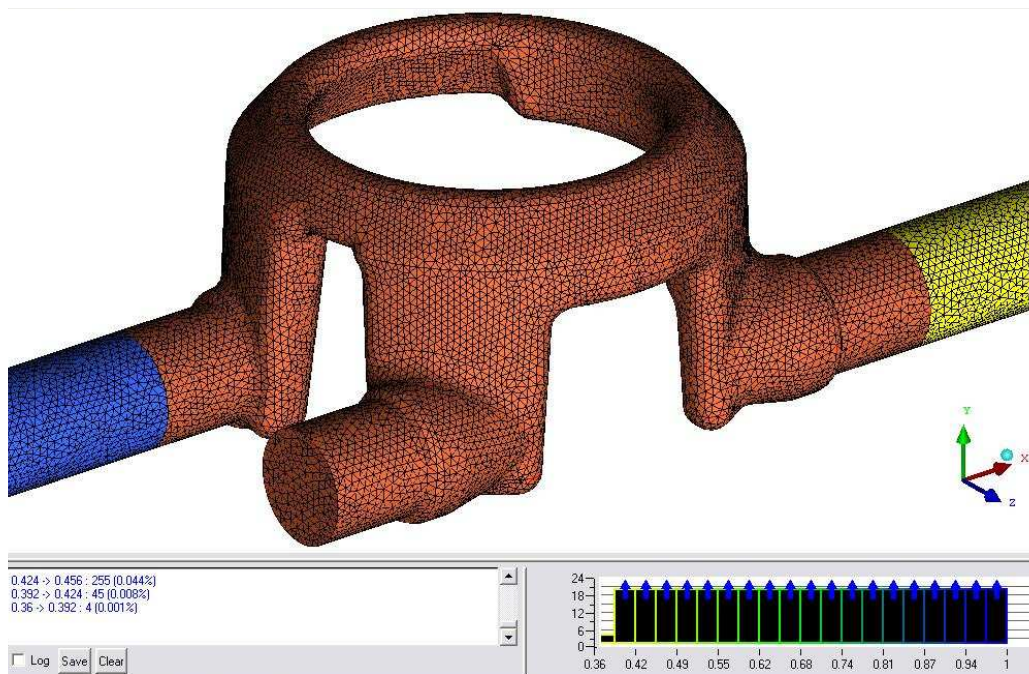


Obr. 31 Prizmatické vrstvy sítě vodního jádra

Generace sítě nemusí vždy proběhnout bez problémů, proto vytvořenou síť zkontrolujeme a zjistíme její nedostatky. Dále lze zvýšit kvalitu vytvořené sítě vyhlazením síťovaného povrchu. Zvolíme počet vyhlazovacích kroků a zadáme, do jaké hodnoty kvality sítě má být vyhlazování prováděno. Tím se nám podstatně zvýší kvalita vytvořené sítě a zvýší se tak přesnost výsledků simulace.

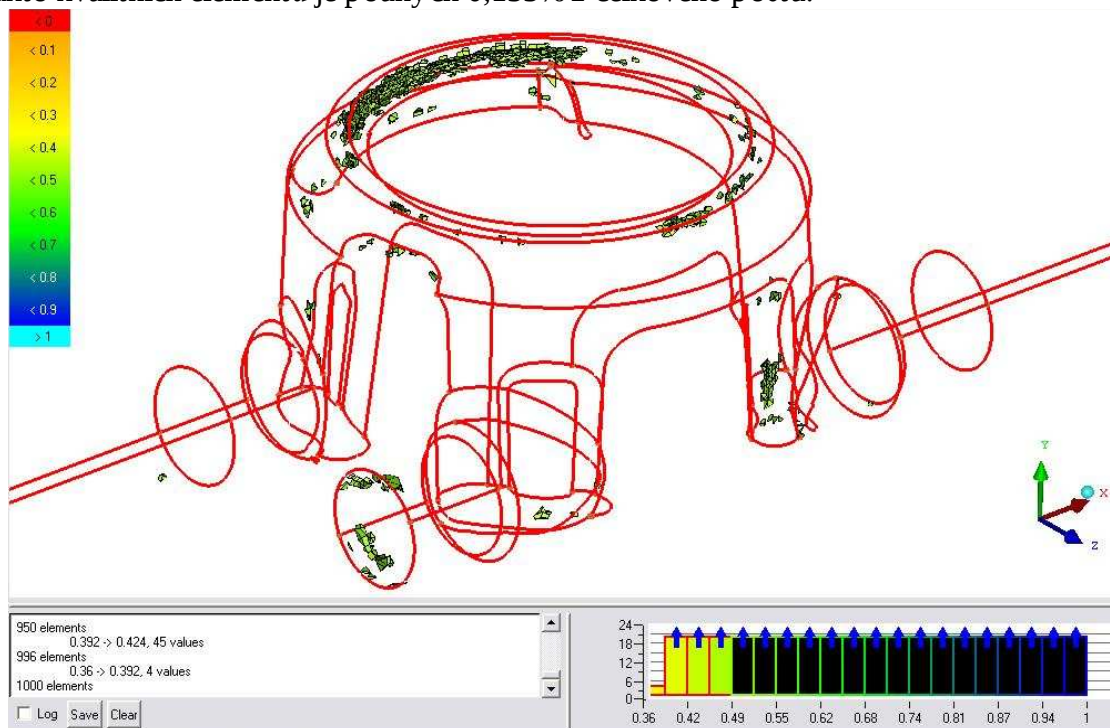
5.4. Kontrola kvality sítě

Na dalších obrázcích můžeme porovnat kvalitu sítě. Vidíme, že nejhorší kvalita elementů začíná až u hodnoty 0.36, což je velice dobré pro průběh simulace.



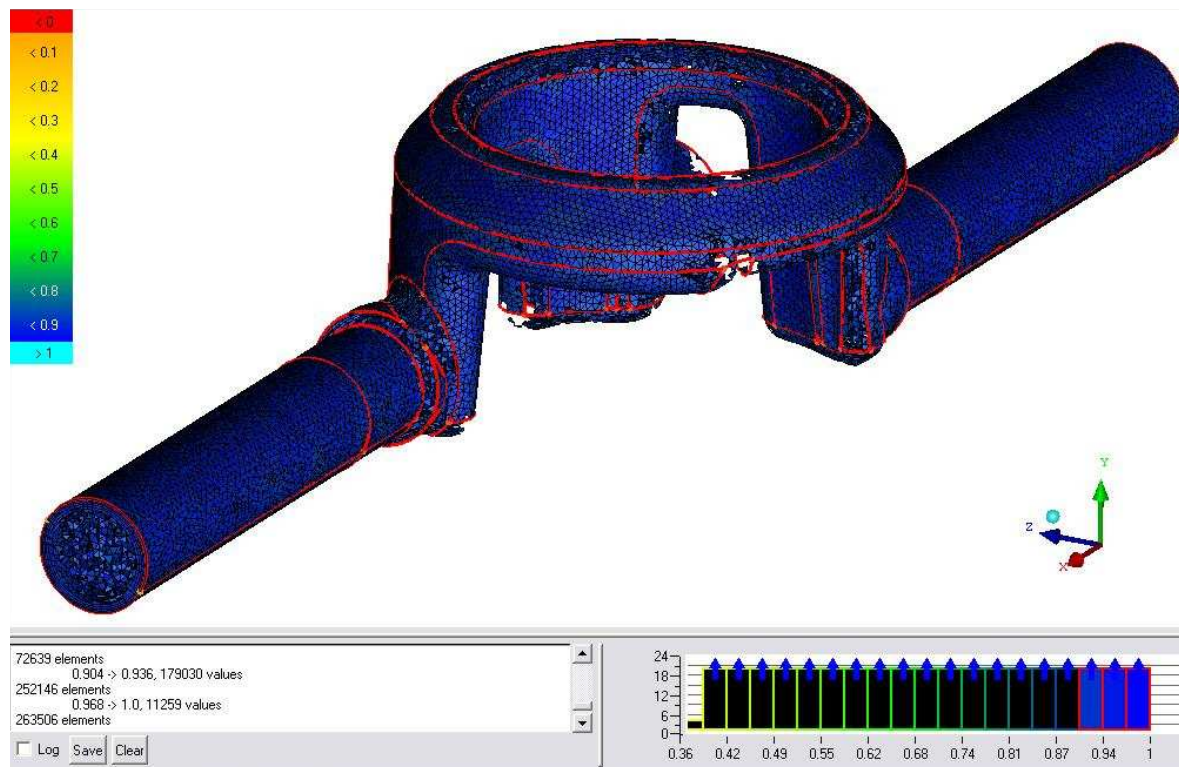
Obr. 32 Celková kvalita generované sítě

Pokud si zobrazíme pouze elementy „nejhorší kvality“, zjistíme, že z celkového počtu asi 750.000 elementů je pouhých 1000 elementů v kvalitě do hranice 0.49. Znamená to, že takto kvalitních elementů je pouhých 0,133% z celkového počtu.



Obr. 33 Vyobrazení elementů s nejnižší kvalitou

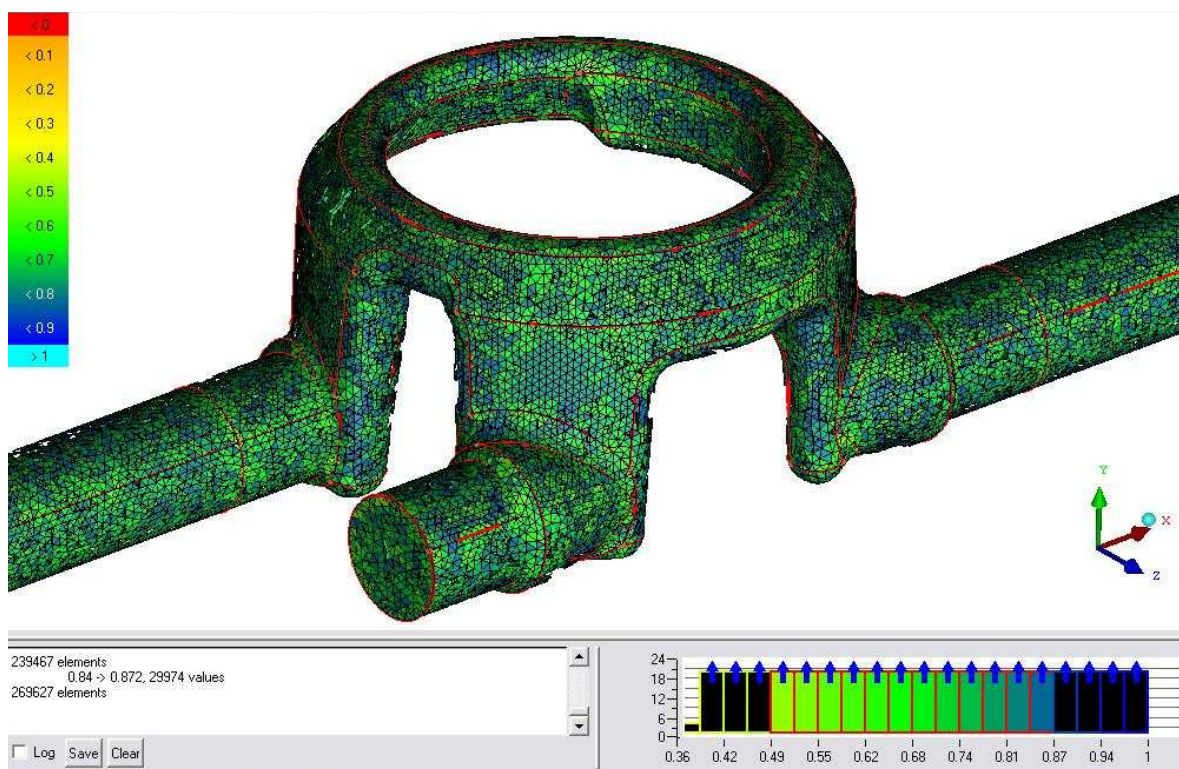
Dále můžeme vidět elementy s nejvyšší kvalitou začínající na hodnotě 0.9 a končící u hodnoty maximální a to 1.



Obr. 34 Vyobrazení elementů s nejvyšší kvalitou

Pokud si všimneme počtu elementů s nejvyšší kvalitou, zjistíme, že tvoří více než třetinu z celkového počtu elementů. Důležité však je, že touto kvalitou disponuje většina prizmatických elementů, což zaručuje přesnost výsledků a důkladné sledování procesů odehrávajících se v mezní vrstvě kanálu vodního jádra.

Téměř stejný počet elementů zahrnuje oblast označená na Obr. 35.



Obr. 35 Vyobrazení elementů s kvalitou od 0.49 do 0.87

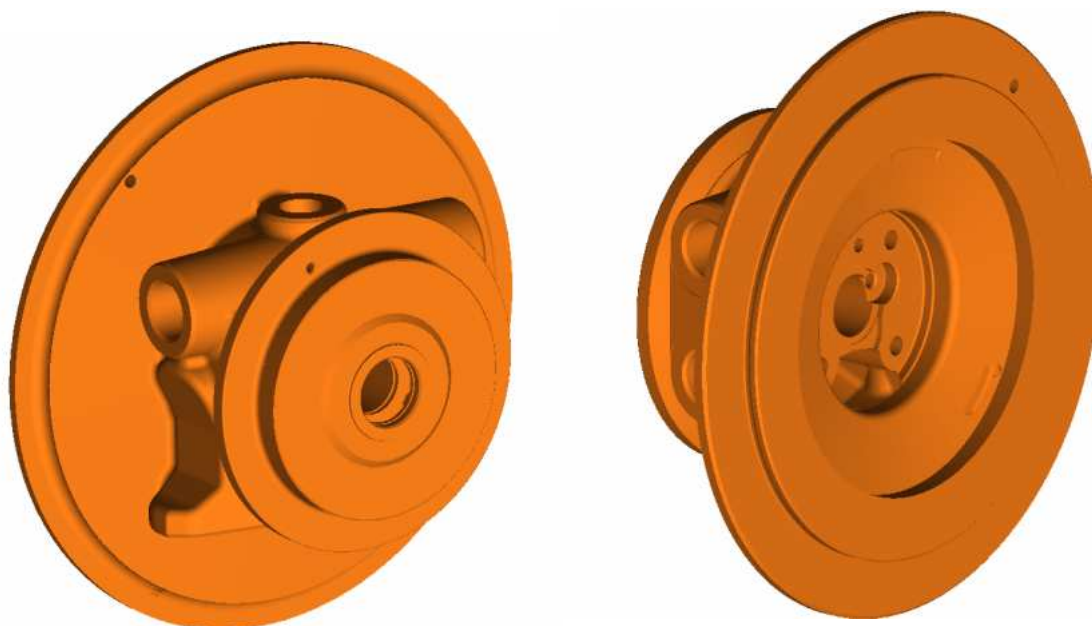
Histogramy na Obr. 32 – 25 jsou velice užitečným nástrojem při analýze kvality vytvořené sítě. Při zjištění vadných elementů lze tyto upravit a podstatně tím tak zvýšit celkovou kvalitu sítě modelu.

Všechny parametry sítě nastavené pro 1. variantu geometrii aplikujeme s úspěchem na další varianty. Výsledky kvality sítě jsou téměř shodné s variantou první, proto jejich vyobrazení vynecháme.

Nyní přistoupíme k tvorbě sítě ložiskové skříně.

5.5. Import modelu a topologie křivek centrální skříně

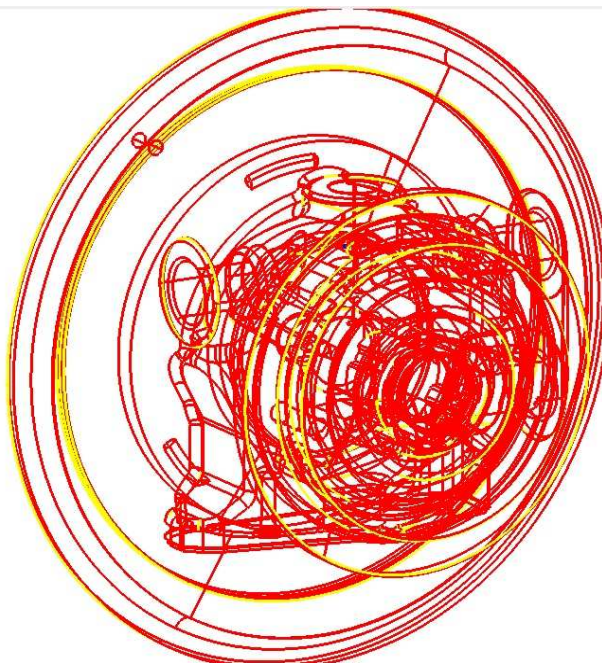
Importujeme model centrální skříně a poté přistoupíme k tvorbě sítě celého modelu. Vzhledem k tomu, že centrální skříň je stejná pro všechny varianty vodních kanálů budeme síťovat pouze jednu variantu centrální skříně a následovně budeme importovat pouze geometrie vodních jader. Tím se nám zkrátí čas potřebný k vytvoření všech 3 modelů téměř na třetinu.



Obr. 36 Importovaná geometrie centrální skříně

Nejprve je však nezbytně nutné provést topologii křivek skříně, pro lokalizaci deformovaných povrchů a odstranění nežádoucích mezer a otvorů. Poté přistoupíme k odstraňování neúčinných křivek a bodů které ovlivňují rozložení elementů sítě. Zde je však daleko více viditelná citlivost meshů na charakterizaci geometrie dané části. Např. pro vodní jádro v modelu skříně je třeba ponechat více obrysových křivek než u modelu samotného vodního jádra.

Jak je vidět z Obr.34 Je nutné opravit konektivitu povrchů lokalizovanou pomocí barevného rozlišení křivek.



Obr. 37 Topologie křivek centrální skříně

Vzhledem k požadované přesnosti výsledků musíme zvolit optimální hodnotu tolerance, jež nám zajistí, aby mezery mezi plochami, jejichž velikost je menší než hodnota tolerance, byly automaticky opraveny. V případě vodních jader jsme volili hodnotu tolerance $T = 0,05$ mm. Tato hodnota byla optimální vzhledem k nepříliš komplikované geometrii. Oproti tomu kompletní ložisková skříň je složena z mnoha tvarově složitějších komponent, a proto ponecháme velikost tolerančního pole na hodnotě $T = 0,05$ mm.

Barevně odlišené křivky opět odhalí lokalizaci poruch geometrie, vzniklých při importu modelu. Nyní tedy můžeme přistoupit k opravám geometrie ložiskové skříně.

5.6. Oprava geometrie centrální skříně

Největší problém představují malé plošky vytvořené zaoblením povrchů centrální skříně. V našem případě je bohužel nezbytné odstranění těchto vadných povrchů a vytvoření nových, nedeformovaných. Využijeme však těchto povrchů a pomocí příkazu **EXTRACT CURVES FROM SURFACE** vytvoříme obrysové křivky povrchu. Tyto křivky pak rozdělíme na menší úseky a postupujeme tak, abychom nahradili jednu plošku více ekvivalentními ploškami. Postupně nám tak vznikne požadovaný tvar zaoblení modelu.

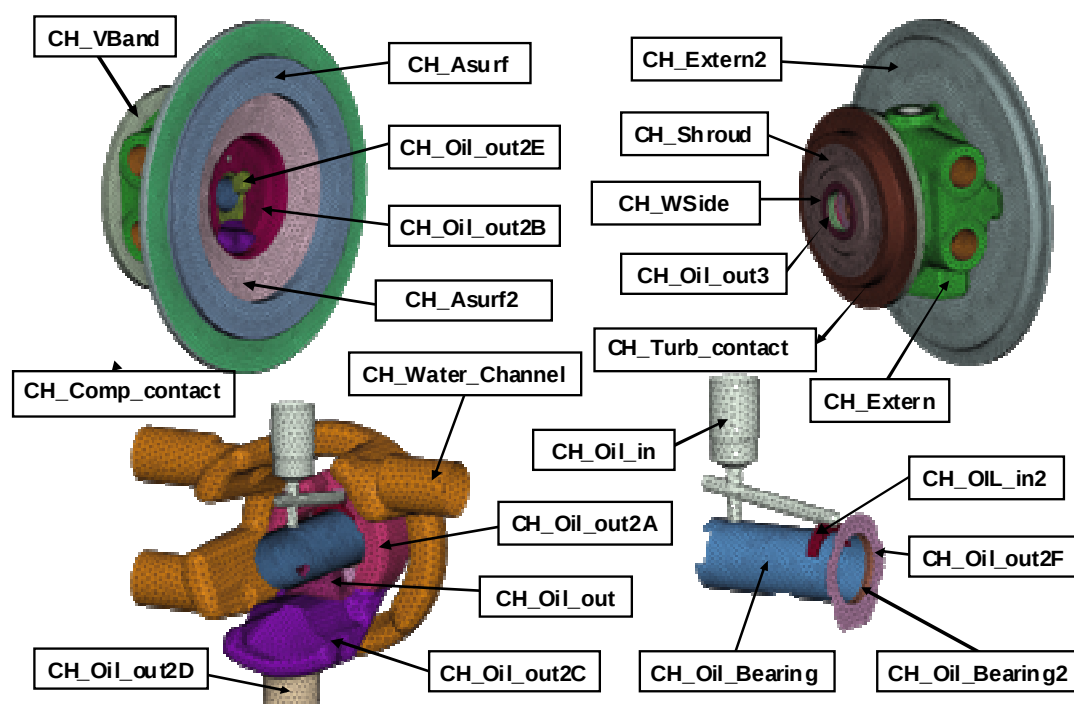
Jistý problém způsobují i díry pro šrouby na přírubách pro kompresorovou i turbínovou skříň. Pokud nám topologie neodhalí žádné vady, můžeme obavy pokračovat v práci. Pokud však tyto díry představují potenciální problém pro tvorbu sítě, existují možnosti určitého zjednodušení modelu a lze tyto díry vzhledem k jejich poloze odstranit.

Pokud bychom však monitorovali části a veličiny v blízkosti těchto děr, je jisté, že bychom museli počítat i s těmito otvory. Ty by totiž mohly mít velký vliv na rozložení teplot v dané oblasti. V našem případě však umístění těchto děr neovlivňuje teploty v blízkosti uložení, a proto tyto můžeme zanedbat.

Po odstranění všech problematických povrchů a opravě geometrie ještě jednou spustíme topologii křivek a přesvědčíme se, že všechny obrysové křivky jsou vyobrazeny v červené barvě. To nám zajistí hladší průběh tvorby sítě.

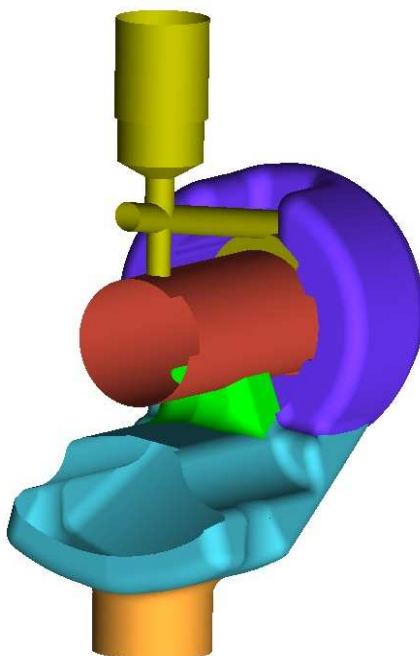
5.7. Tvorba částí centrální skříně

Jak již bylo řečeno, centrální skříň je třeba rozdělit na několik samostatných částí podobně jako u samotného vodního kanálu. Je to dáno jednak okrajovými podmínkami, jež se liší nejen teplotou povrchu dané části, ale i součinitelem přestupu tepla, a jednak možností zadání různých velikostí maximálních elementů sítě pro jednotlivé části centrální skříně. Nastavení různých velikostí elementů je obrovská výhoda, protože tím lze regulovat velikost vytvořené sítě a snížit tak čas výpočtu simulace.



Obr. 38 Schéma rozdělení ložiskové skříně na části

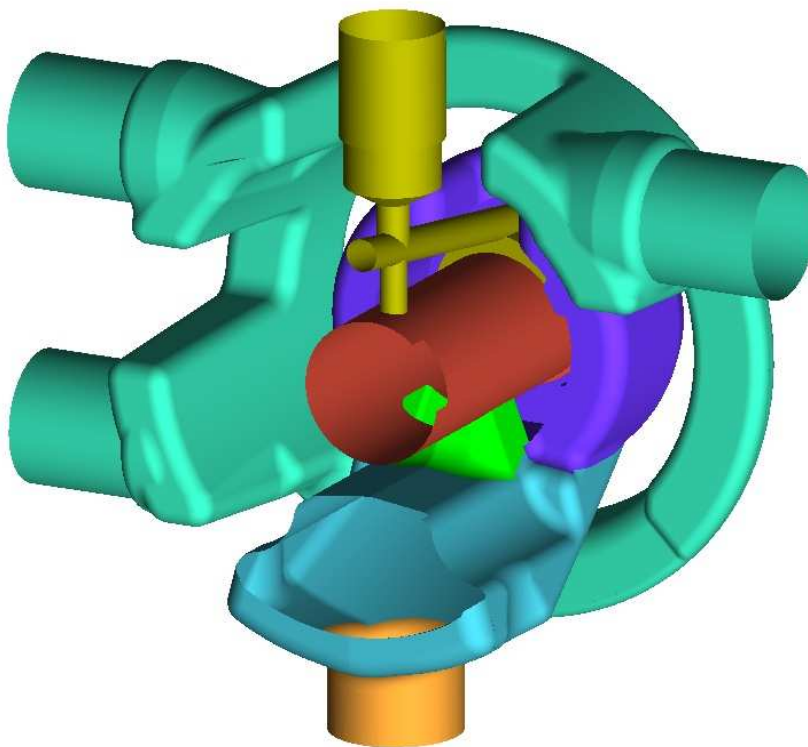
Dalším pozitivním faktorem souvisejícím s vytvořením jednotlivých částí je možnost síťování pouze jedné části. Můžeme tak pozorovat, jak nám obrysové křivky ovlivňují tvar sítě a lze tak lépe odhadnout, které křivky je nutné ponechat a které je lépe odstranit.



Obr. 39 Rozdělení olejového kanálu na části

Dle zadaných okrajových podmínek rozdělíme centrální část na 22 jednotlivých částí. Na Obr. 36 můžeme vidět rozdělení olejového jádra na jednotlivé části.

Olej má pro simulaci teplotu 130°C, což znamená, že všechny části olejového kanálu budou mít stejnou okrajovou podmínku a sice teplotu. Součinitele přestupu tepla se však výrazně liší, proto je třeba rozdělit vodní kanál na více částí. Navíc je v těsné blízkosti vodního jádra, proto výrazně ovlivňuje tepelné pochody odehrávající se v objemu ložiskové skříně (Obr. 36).



Obr. 40 Poloha chladicího vůči olejovému kanálu

Podobným způsobem postupujeme až do té doby, než nám nezbudou žádné volné povrchy resp. každý povrch je přiřazen k určité části centrální skříně. Je velice důležité, abychom k určitým částem nepřidali omylem plochu z jiné části. Vzhledem k rozdílným velikostem elementů by vznikaly problémy při výpočtu, což je nežádoucí. Nyní už můžeme přistoupit k odstraňování nepotřebných křivek a bodů.

Velice užitečné je zobrazit si pouze jednu část centrální skříně a provádět úpravu křivek pouze na této části a postupovat tak pro celou skříň. Tento model je totiž tvořen velkým množstvím křivek a orientace v modelu je tak velice obtížná. Pokud si však zobrazíme pouze jednu součást, můžeme daleko jednodušeji odhadovat, které křivky je třeba ponechat a které odstranit.

Při promazávání křivek dbáme na to, abychom neodstranili obrysové křivky nebo ty, jejichž přítomnost nám pomůže vygenerovat síť do požadovaného stavu. Důležité je odstranit ty křivky, jejichž vzdálenost je natolik malá, že by se mezi ně nevlezl element o dané velikosti a vznikla by nerovnoměrně rozložená síť. Dále pak odstraníme body, které zůstali na místě vymazaných křivek. K těmto bodům se síť snaží přichytit, což v mnoha případech není užitečné. Ponecháváme tedy pouze ty body, ve kterých se spojují dvě křivky (uzlové body). Jakmile je model centrální skříně dostatečně pročištěn, nic nebrání tomu, abychom přistoupili ke generování sítě centrální skříně.

5.8. Generování sítě centrální ložiskové skříně

Příprava sítě centrální skříně turbodmychadla je náročnější jak časově tak na výpočet. Opět se snažíme o co nejrovnoměrnější rozložení elementů v objemu celé ložiskové skříně. Na povrchu centrální skříně je také daleko více zaoblení a křivých povrchů, proto je nutné těmto změnám v geometrii přizpůsobit způsob generování sítě. V těchto místech je nezbytně nutné z hlediska přesnosti simulace podstatně zjemnit generovanou síť a přizpůsobit ji tvarově náročné geometrii centrální skříně.

Dále musíme upravit velikost elementů části vodního jádra velikosti elementů samotné sítě vodního jádra. Při výpočtu simulace by nemělo docházet ke kolapsu výpočtu, pokud poměr mezi oběma sítěmi nebude větší jak 1 : 3.

Olejevý kanál, který je tvořen několika částmi by měl být rovněž vytvořen z jemnějších elementů. V jeho blízkosti a zejména v blízkosti kluzného ložiska budeme monitorovat teploty a kontrolovat, jestli jejich hodnota nepřesáhla hodnotu teploty kritické pro tvorbu karbonových částic.

Opět tedy nastavíme hodnoty pro maximální velikost elementu (globálně), parametry povrchové sítě a parametry objemové sítě. Oproti samotnému vodnímu jádru použijeme zvlášť hodnoty pro vybrané části z důvodu požadované vyšší přesnosti výsledků.

5.8.1. Parametry sítě centrální skříně

Při nastavování generování sítě centrální skříně postupujeme obdobně jako u předchozího modelu vodního jádra. Mezi zadávané parametry tedy bude patřit maximální velikost elementu (zadaná globálně), nastavení povrchové sítě a nastavení objemové sítě. Jedinými rozdíly jsou absence prizmatických vrstev, které byly nastaveny v modelu vodního jádra, a nastavení různých maximálních velikostí elementů pro jednotlivé části centrální skříně.

a) maximální velikost elementů

- model centrální skříně je rozměrově větší než vodní jádro, proto je třeba zvětšit maximální velikost elementu sítě centrální skříně
- musíme mít však na paměti to, abychom měli dostatečně hustou síť, která nám zajistí potřebnou přesnost výsledků a zároveň nebude zbytečně rozsáhlá (časová náročnost)
- pro tento model jsem zvolil hodnotu maximální velikosti elementu 2mm

b) typ povrchové sítě

- základní typ povrchové sítě zvolíme trojúhelníkový z důvodu mnoha zakřivení povrchů a křivek (all tri)
- metoda síťování povrchu – patch depended (generuje síť na základě uzavřených smyček tvořených povrchy nebo křivkami)
- jak již bylo uvedeno výše, je třeba nastavit vyhlazovací procesy, které nám zvýší kvalitu vygenerované sítě

c) typ objemové sítě

- pro tvorbu objemové sítě zvolíme typ tetra/mixed, což zahrnuje elementy tvaru pyramid tvořené čtyřmi trojúhelníkovými ploškami

- jako metoda síťování je zvolena Octree – je to metoda rychlá a ačkoliv nepotřebuje k vytvoření povrchovou síť, je lepší ji vytvořit a vyhladit, protože tím se nám zlepší celková kvalita objemové sítě

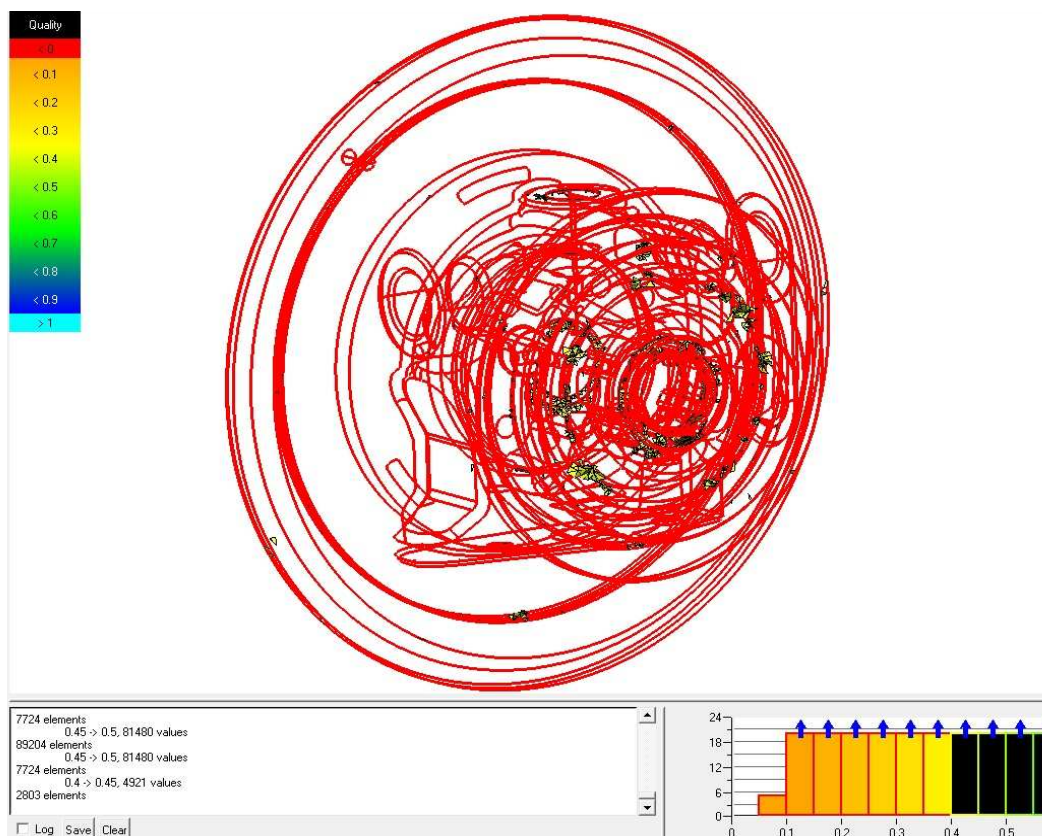
d) velikosti elementů pro jednotlivé části

- vzhledem k rozdílným velikostem jednotlivých částí je nutné změnit maximální velikosti elementů pro jednotlivé části
- samozřejmě části centrální skříně s menšími rozměry budou obsahovat elementy s menší hodnotou maximální velikosti
- v tabulce můžeme vidět hodnoty pro všechny části; ty s hodnotou 0 budou obsahovat elementy s maximální velikostí dle globálního nastavení (2mm)

Velice užitečným nástrojem je zjemnění elementů na zakřivených plochách. V našem případě, kdy je centrální skříň tvořena z velké části právě těmito zakřivenými plochami, tuto možnost využijeme. Faktorem, který je třeba upřesnit je minimální velikost elementů mezi křivkami. Hodnotu tedy nastavíme na 0,75. Tím je zajištěno zjemňování elementů na zakřivených plochách a předejdeme tak hrubému kopírování povrchů příliš velkými elementy.

Tímto jsou nastaveny podmínky pro generování sítě a můžeme tak spustit výpočet. Samozřejmě, jestli jsme vše nastavovali správně se dozvíme, až po zobrazení prvních výsledků. Dále tak upravujeme parametry až do okamžiku, kdy se nám vygeneruje síť podle našich požadavků.

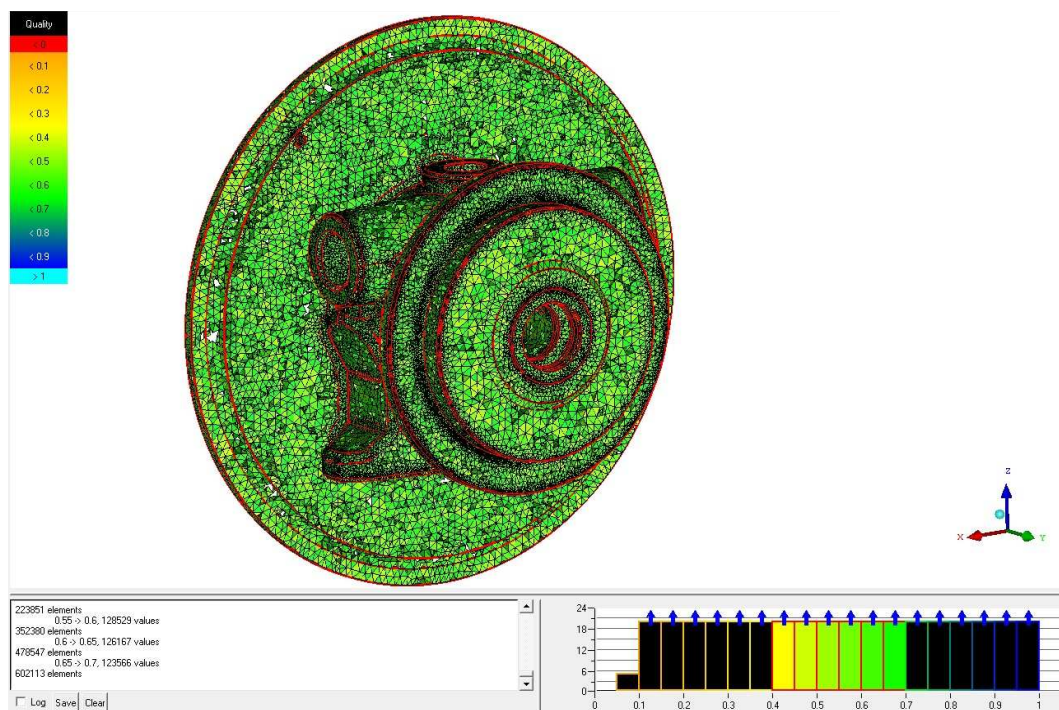
Je však důležité provést kontrolu sítě, protože pouhým okem nelze zjistit případné vady sítě. Spustíme tedy kontrolu a zjištění kvality vygenerované sítě.



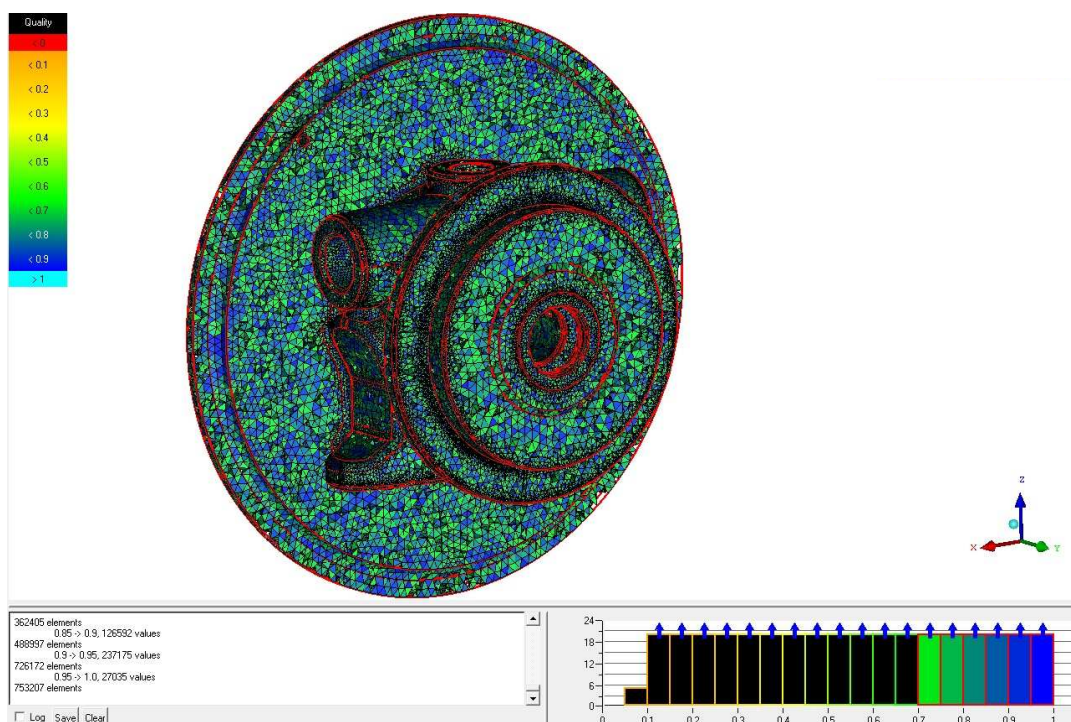
Obr. 41 Zobrazení elementů s nejnižší kvalitou (0,1 - 0,4)

Můžeme si všimnout, že v oblasti s nejnižší kvalitou leží 2000 elementů, což je opět zanedbatelné číslo vzhledem k celkovému počtu 1,2 mil. elementů. Jde tedy opět o 0,16% ze všech elementů. Dostali jsme se tedy na stejnou hodnotu méně kvalitních elementů jako u vodního jádra. Dalo by se tedy říct, že se nám podařilo dosáhnout stejně kvalitních sítí, což je velice důležité pro hladký průběh výpočtu.

Pro úplnost si ještě zobrazíme oblasti s nejvyšší a střední kvalitou.



Obr. 42 Elementy s kvalitou od 0,4 do 0,7



Obr. 43 Elementy s kvalitou od 0,7 do 1

6. Zadávání okrajových podmínek pro chlazení centrální skříně

V předchozích kapitolách bylo popsáno, jak vytvořit kvalitní matematickou síť o konečném počtu elementů. Nyní tyto vygenerované sítě připravíme pro výpočet simulace zadáním okrajových podmínek.

Okrajové podmínky jsou takové podmínky, které nám charakterizují daný problém z hlediska tepelného zatížení a z hlediska chlazení (rychlost proudění chladicího média apod.).

Vytvořené sítě importujeme do prostředí **ANSYS CFX Pre – Processing**. Pokud se nám při importu neobjeví v dialogovém okně žádné hlášení vadné sítě, je vše v pořádku a můžeme v práci pokračovat. V opačném případě bychom museli síť dodatečně upravit do té fáze, kdy by byla použitelná pro výpočet.

6.1. Tvorba domén centrální skříně

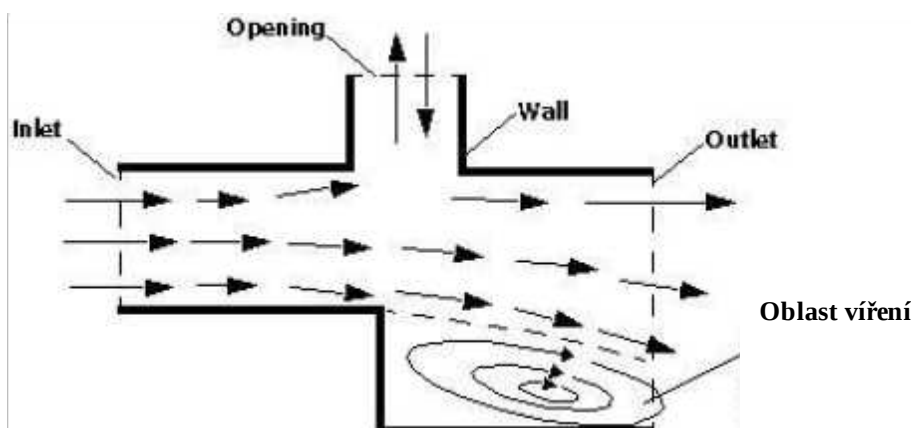
Při chlazení centrální skříně jde v podstatě o přenos tepla z pevné fáze (materiál ložiskové skříně) prouděním chladicího média vytvořenými kanály (kapalná fáze). Stejně je třeba charakterizovat domény simulace.

V našem případě se jedná o dvě sítě (první pro vodní jádro, druhá pro ložiskovou skříně), což znamená že doména „Bearing Housing“ bude označena jako pevná část a „Water Core“ přiřadíme označení kapalné části. Na obrázcích níže je uvedeno vše, co se týče nastavení domén a to jak pevné tak kapalné části.

6.2. Tvorba okrajových podmínek (ložisková skříně, vodní jádro)

Okrajové podmínky tvoří soubor vlastností a podmínek povrchů vyšetřovaných modelů a jsou nutné pro úplné zadání simulace proudění. Typy krajových podmínek závisí na hranicích daných povrchů, na dané fázi modelu apod. pro náš případ budeme zadávat okrajové podmínky proudění tedy geometrie vodního jádra (chlazení) a okrajové podmínky tepelného zatížení centrální skříně.

- okrajové podmínky pro tekutiny



Obr. 44 OP pro tekuté fáze

Inlet.....vstup tekutiny

Outlet.....výstup tekutiny

Wall.....pevná hranice objektu proudění

Opening.....volný výstup tekutiny; může probíhat oběma směry

Symmetry.....objekt symetrický dle osy nebo roviny

- **Okrajové podmínky pro pevné fáze**

Wall.....nepropustná hranice proudění

Symmetry..... objekt symetrický dle osy nebo roviny

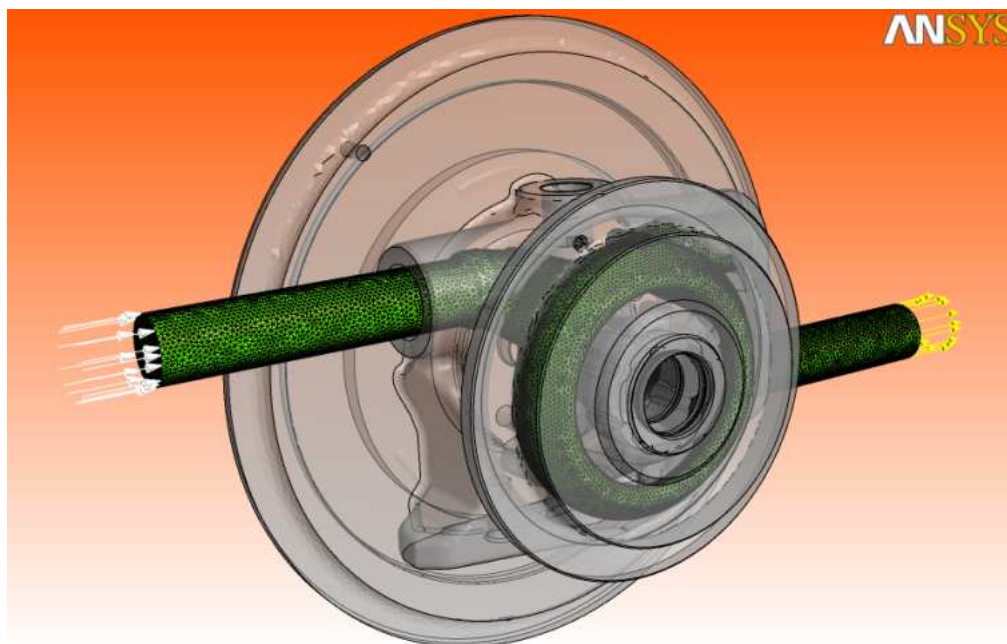
- **Okrajové podmínky dané rozhraními mezi doménami**

- rozhraní domén může být použito pro různé účely:

- a) spojení dvou domén
- b) propojení dvou sítí s různými tvary elementů do jedné domény
- c) při relativním pohybu dvou objektů (stacionární rotační objekty, dva rotační objekty s nenulovou relativní rychlostí)
- d) u symetrických objektů

6.2.1. Okrajové podmínky pro vodní jádro

Geometrie vodního jádra nám určuje směr proudění, tedy místa, kde dochází ke styku kapaliny s geometrií centrální skříně. V těchto místech dochází k přenosu tepla z centrální skříně do proudící kapaliny. Z hlediska proudění je tedy nutné zadat podmínky vstupu, výstupu a směru toku kapaliny.



Obr. 45 Okrajové podmínky chlazení centrální skříně

Okrajová podmínka	Lokalizace geometrie	Charakteristická veličina	Hodnota
Vstup kapaliny	Inlet	Hmotnostní tok	3 l/min
Výstup kapaliny	Outlet	Statický tlak	0 Pa
Prodloužení vstupu/výstupu	Wall	Přenos tepla	Adiabatický

Tab. 1 Okrajové podmínky pro vodní jádro

Hodnoty veličin charakterizujících daný problém jsou spolu s umístěním v geometrii zobrazeny v Tab.1. Na prodloužení vstupu a výstupu nastavujeme jako okrajovou podmínku adiabatický přenos tepla, protože tato prodloužení ve skutečnosti na zařízení nejsou. Proto pro nezkreslení výsledků použijeme nulový přestup tepla.



Obr. 46 Okrajové podmínky s vyznačením adiabatických stěn prodloužení vstupu/výstupu

Tyto veličiny by však samotné pro přesný výpočet proudění nebyly dostačující. Je tedy potřeba doplnit je dalšími fyzikálními modely a veličinami. Mezi důležité numerické modely vodního jádra patří modely přenosu tepla a turbulencí. Veličinou stanovující v jaké oblasti se budou pohybovat vypočtené hodnoty simulace je **referenční tlak**. Zbývající modely ponecháváme nastaveny jako výchozí. Vyžadující hlubší pochopení problematiky proudění a přenosu tepla, jež neodpovídají osnovám magisterského studia.

6.2.1.1. Model turbulencí

Na vstupu chladicí kapaliny nejsou k dispozici žádné bližší informace o turbulencích, proto je nutné průběh proudění předpovídat. Na vstupu je tedy nastavena hodnota intenzity turbulencí na 5%, což značí střední hodnotu turbulencí, jenž je možné předpokládat vzhledem k rychlosti proudění.

Samotné proudění ve vodním jádře je doprovázeno naopak mnoha turbulentními proudy. Zde je zadání modelu turbulencí složitější. Je nutné předpokládat nejen turbulence samotné, ovšem uvažovat jejich vliv na přenos tepla. V CFD simulacích bývá nejčastěji použit **k – ε model** turbulencí.

Je to standardní model, který je numericky stabilní (málo náchylný na změny výstupu při změnách vstupu) a představuje dobrý kompromis mezi stabilitou a objemem výpočtů. Navíc tento model disponuje aproximační funkcí, která spolu s kvalitním síťováním

v oblasti mezní vrstvy zvyšuje přesnost výpočtů. Používá se u modelů s náhlými změnami vektorů rychlosti (směr, velikost). Pro tento případ je tedy model $k - \varepsilon$ vyhovující.

6.2.1.2. Model přenosu tepla

Pokud se při proudění vyskytují turbulentní proudy, je zřejmé, že budou mít vliv na přenos tepla uvnitř kapaliny. Je tedy nutné zahrnout energie nejen tepelnou, ale i kinetickou, která charakterizuje přítomnost turbulencí při proudění. Pro tento problém vybereme model přenosu tepla **Total Energy model**.

Tento model je založen na přenosu entalpie prouděním a simuluje děje, jež jsou způsobeny přítomností kinetické energie. Používá se pro proudění kapalin, kde tření vzniklé turbulencemi v mezní vrstvě ovlivňuje přenos tepla z centrální skříně. Vzhledem k vysoké kvalitě elementů sítě v prizmatických vrstvách lze předpokládat, že výpočet simulace proběhne bez potíží s vysokou přesností.

6.2.2. Okrajové podmínky pro centrální skříně

Jak již bylo uvedeno výše, centrální skříně jsme si rozdělili na 22 částí z důvodu různých okrajových podmínek každé části. Okrajové podmínky pro geometrii zatíženou tepelně jsou charakterizovány koeficientem přestupu tepla a teplotou povrchu daných částí. Už zde je patrná jistá nepřesnost při zadávání okrajových podmínek. Je zřejmé, že teplota určená v okrajové podmínce, nebude rozložena rovnoměrně po celé geometrii dané části. Je tedy třeba již zde předpokládat jistou nepřesnost výsledků simulace.

Centrální skříně je zatížena především proudem spalin vycházejících ze spalovacího prostoru motoru. Tyto teploty dosahují poměrně vysokých hodnot a nejvíce se tak podílejí na tepelném zatížení centrální skříně.

Součástí geometrie centrální skříně je rovněž olejový kanál, kterým se dostává mazivo z mazacího okruhu motoru k ložiskům. Objevuje se zde tedy další proudění tekutiny (oleje). Pro zjednodušení simulace je toto proudění nahrazeno okrajovými podmínkami taktéž v podobě koeficientu přestupu tepla a teploty jeho jednotlivých částí. V Tab. 2 jsou vypsány všechny hodnoty okrajových podmínek pro každou část zvlášť. Názvy částí jsou pro úsporu času zjednodušeně nahrazeny zkratkami. Pro představu lokalizace geometrie viz Obr. 35.

Lokalizace	Koeficient přestupu tepla [W/m ² .K]	Teplota [°C]
CH ASurf	965	80
CH ASurf2	280	160
CH Comp Contact	380	120
CH Extern	90	60
CH Extern2	120	60
CH Oil Bearing	5110	130
CH Oil In	4620	130
CH Oil Out	2585	130
CH Oil Out 2A	3115	125
CH Oil Out 2B	4230	115

CH Oil Out 2C	3115	130
CH Oil Out 2D	2430	130
CH Oil Out 2E	3345	130
CH Oil Out 2F	2435	130
CH Oil Out 3	1675	240
CH Shroud	350	370
CH Turb Contact	680	810
CH VBand	800	450
CH WSide	470	925

Tab. 2 Okrajové podmínky pro centrální skříň

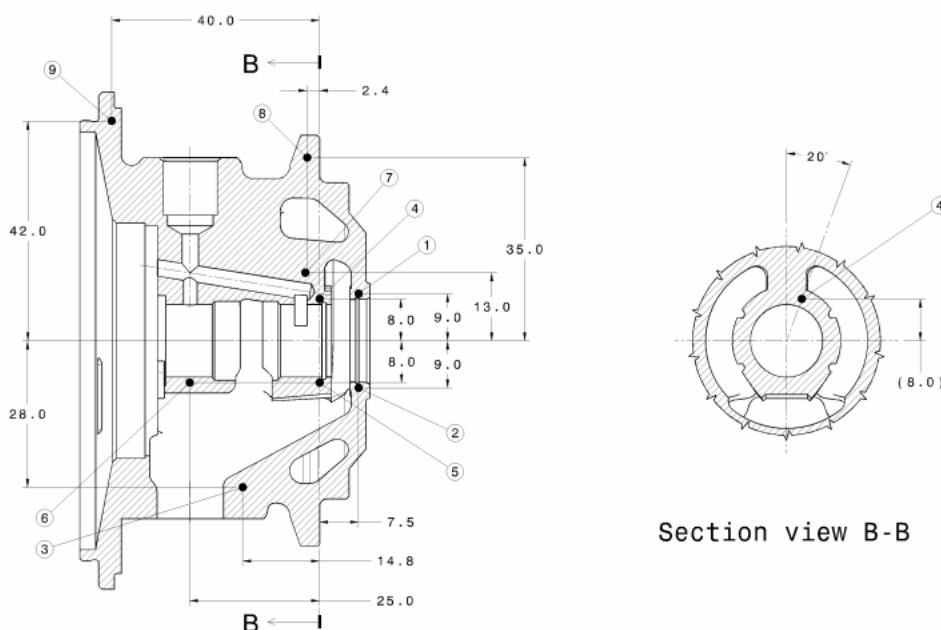
Jak je vidět z Tab. 2, tepelné zatížení je opravdu vysoké a při testování v laboratoři se teplota výfukových plynů v turbínové skříni blíží 1000°C. Při delší zátěži by nevyhnutelně došlo k tvorbě karbonových částí v mazacím oleji a tak i k poškození uložení. Je zde tedy potřeba intenzivního chlazení oblasti uložení hřídele turbodmychadla.

6.2.3. Zadávání rozhraní mezi oběma doménami

Jedinou geometrií, která zbyla po zadávání okrajových podmínek v obou doménách je geometrie samotného vodního jádra. Zde bude danou okrajovou podmínkou rozhraní mezi centrální skříní a vodním jádrem. Není nutné zde nic dodatečně upravovat, pouze zatrhnout konzervativní tepelný tok, abychom jasně definovali přenos tepla do proudu chladící kapaliny.

6.2.4. Monitorování teplot v daných bodech

K porovnání s výsledky z měření je nutné definovat body, ve kterých bude monitorována teplota a srovnávána s naměřenou hodnotou teploty v testovací laboratoři.



Obr. 47 Pozice monitorovaných bodů

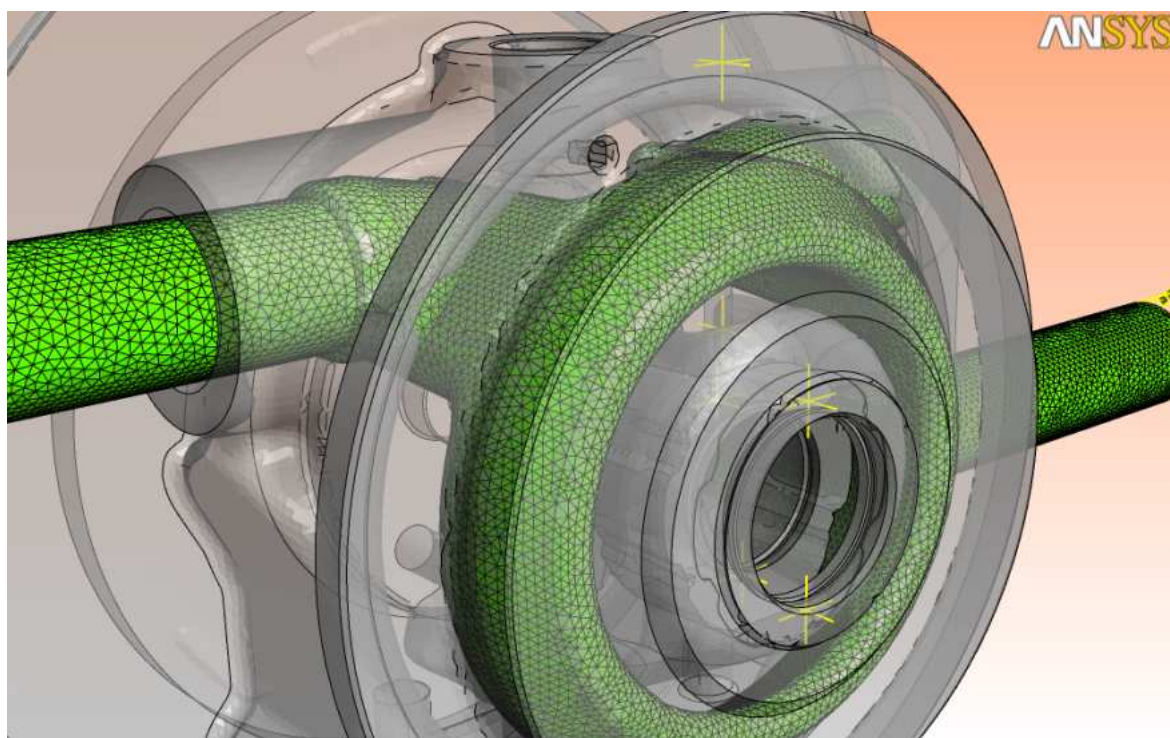
Dle poskytnuté dokumentace ,viz Obr. 47 byly zjištěny souřadnice bodů a označeny jako monitorované body, kde sledovanou veličinou je teplota.

Vzhledem k provedení testu měření teploty v testovací laboratoři lze předpokládat jisté odchylky od naměřených hodnot. Tepelné senzory jsou totiž umístěny do navrtaného otvoru, který s určitou přesností odpovídá zakótovaným bodům na Obr. 47. Tento úbytek materiálu způsobí odchylky od výsledků simulace. Je tedy nutné s těmito chybami již dopředu počítat a akceptovat je.

Indexace bodů	Souřadnice X [m]	Souřadnice Y [m]	Souřadnice Z [m]
1	0	0,03869	0,009
2	0	0,03869	-0,009
3	0	0,01711	-0,028
4	0,00291	0,03113	0,008
5	0	0,03119	-0,008
6	0	0,00619	0,008
7	0	0,02981	0,013
8	0	0,02981	0,035
9	0	-0,00881	0,042

Tab. 3 Souřadnice monitorovaných bodů dle kartézského souřadného systému

Dle Tab. 3 tedy zadáme požadované souřadnice všech 9 bodů. Na Obr. 48 vidíme prostorové rozložení několika bodů v geometrii vodního jádra.



Obr. 48 Rozložení monitorovaných bodů v geometrii skříně

Nyní jsou okrajové podmínky definovány a zbývá nám zadat způsoby výpočtu simulace. Mezi tyto způsoby patří počet výpočetních operací, typ residua výpočtu a hodnota, ke které by měla úloha konvergovat.

6.3. Nastavení výpočtu simulace

Při výpočtu simulace jsou **CFX Solverem** počítány soustavy diferenciálních rovnic v každém bodě sítě. Z výsledků těchto rovnic jsou zjištěny výsledky daného proudění a tepelného zatížení centrální skříně.

Výsledek konverguje při určité požadované hodnotě s jistým typem rezidua při k – té iterace, která leží ve zvoleném intervalu $\langle a, b \rangle$, kde a značí minimální počet iterací a b maximální počet iterací. Dle Tab. 4 volíme způsob výpočtu simulace.

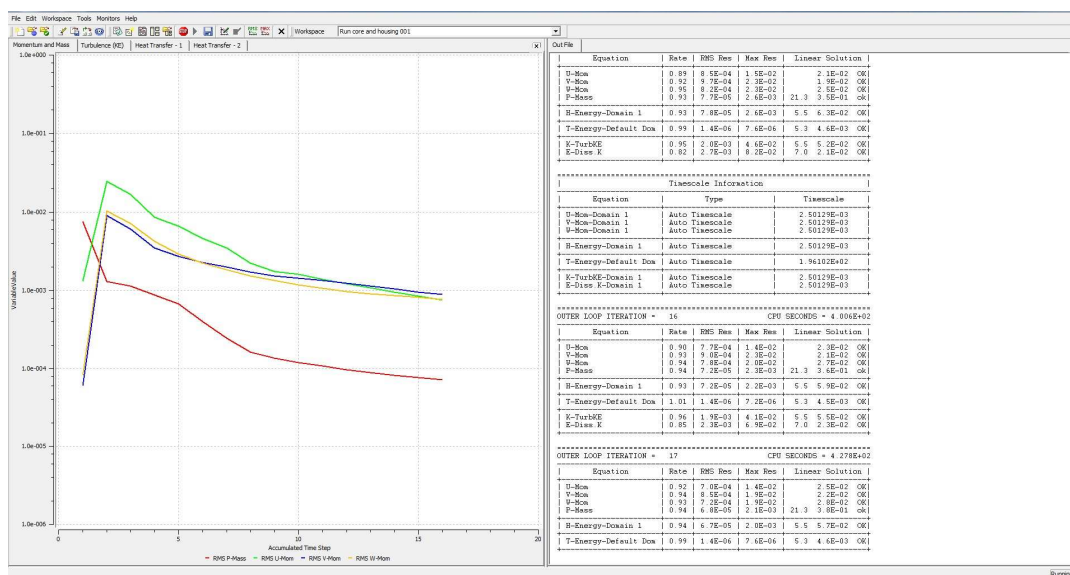
Typ podmínky	Hodnota podmínky
Typ rezidua	RMS
Minimální počet iterací	100
Maximální počet iterací	500
Hodnota rezidua	10^{-5}

Tab. 4 Podmínky výpočtu simulace

Takto zadané podmínky jsou kompletní a nezbyvá tedy nic jiného než nechat danou simulaci spočítat a následně porovnat a zhodnotit získané výsledky.

7. Výpočet simulace v CFX Solveru

CFX Solver provádí výpočet simulace pro každý uzel modelu zvlášť. Při celkovém počtu zhruba 1,7 mil. elementů je jisté, že výpočet chvíli potrvá. Doba výpočtu je závislá nejen na celkovém počtu elementů, ale i na jejich kvalitě. U vysoce kvalitních sítí lze předpokládat úsporu časovou a navíc i přesnější výsledky. Solver nám rovněž vypočítává hodnoty veličiny, jež monitorujeme v daných bodech.



Obr. 49 Průběh výpočtu simulace v CFX Solveru

Velice užitečným je výpis solver souboru, ze kterého lze vyčíst vše potřebné, co se simulace týče. Dozvíme se zde i informace o síti, tedy to, jestli vyhovuje ve všech požadavcích CFX Solveru apod. Počítané hodnoty (turbulence a přenos tepla) jsou vypisovány při každé iteraci a lze je tedy postupně porovnávat.

Simulace probíhají celkem 3, pro každou geometrii jádra zvlášť. Každá simulace konverguje při jiném počtu iterací, všechny však pro stejnou hodnotu rezidua. Obecně nám však všechny simulace konvergovaly při asi 380. iteraci.

Výsledné soubory nesou informace o všech pochodech, které ve skutečnosti v centrální skříni probíhají. Abychom je mohli porovnat a zhodnotit je třeba spustit výsledky v **CFX Post – Processing**.

8. Výsledky simulace

Po všech operacích provedených na geometrii centrální skříně turbodmychadla (úprava geometrie, tvorba sítě, zadávání okrajových podmínek, výpočet simulace) mohou být výsledky konečně interpretovány. Ty nám nejlépe odhalí **CFX Post – Processing** a jeho grafické nástroje, jimiž lze názorně a poměrně snadno posoudit získané výsledky simulací.

Úkolem bylo porovnat vliv různých geometrií vodního jádra na chlazení centrální skříně turbodmychadla při daných okrajových podmínkách, tzn. zjistit rozložení koeficientu přestupu tepla na povrchu vodního jádra a rozložení teplotních polí v geometrii centrální skříně.

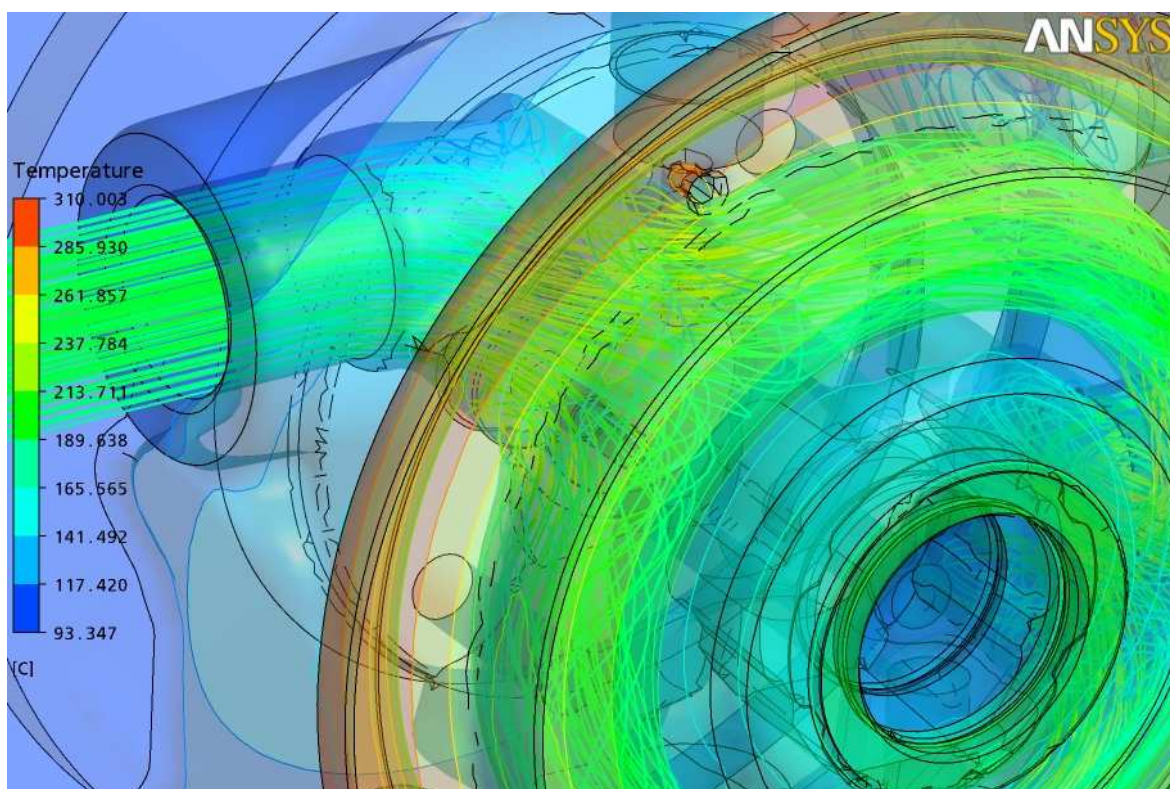
Dále pak zjistit teploty v daných bodech centrální skříně a porovnat tyto hodnoty s měřeními na konkrétním turbodmychadle.

Na následujících obrázcích je vidět simulované proudění vodním kanálem skrz centrální skříň.

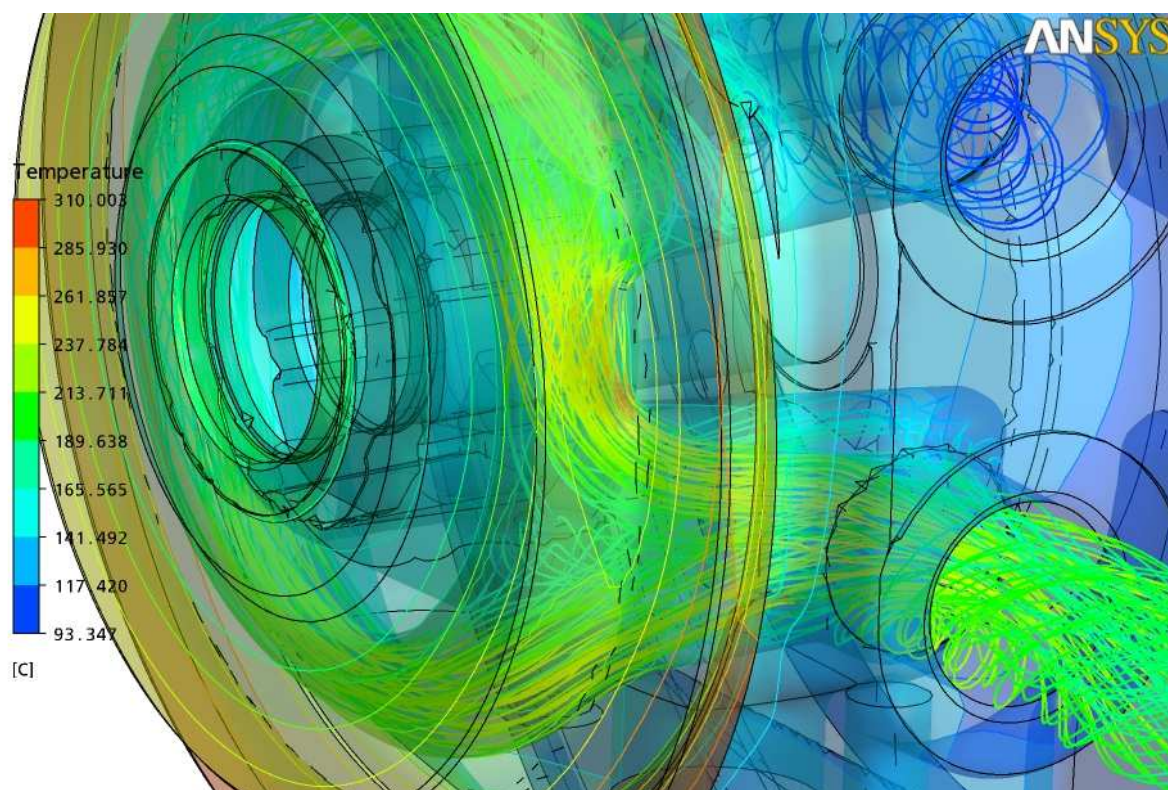
8.1. Zhodnocení výsledků

- a. Proudnice protékající vodním kanálem při $Q_m = 3\text{ l/min}$ – **Obr. 50, 59, 68** - zobrazení turbulencí na vstupu kapaliny do geometrie skříně – téměř rovnoměrné rozdělení hmotnostního toku na obě strany, což zajišťuje intenzivní chlazení uložení po celém obvodu; **Obr. 51, 60, 69** - viditelné víření na výstupu z geometrie skříně způsobené míšením dvou proudů o různých rychlostech a směrech; **Obr. 52, 61, 70** - obtékání olejového kanálu a ložiskových pánví proudem chladící kapaliny, nejvíce jsou zatěžovány ložiskové pánve v blízkosti turbínové skříně, z níž teče velký tepelný tok přímo do geometrie centrální skříně, teploty jsou však proudem chladící kapaliny udržovány v dostačujících hodnotách (do 200°C).
- b. Rozložení koeficientu přestupu tepla na geometrii jádra – **Obr. 53, 62, 71** – Hodnoty rozloženy na povrchu v rozmezí od 2500 do 6000 W/m².K, v místech vyššího tlaku kapaliny se zvyšuje hodnota koeficientu a tento rozdíl závisí rovněž na rychlosti proudění v daném místě – roste se zvyšující se rychlostí; **Obr. 54, 63, 72** – v místě střetu dvou proudů vysoká špičková hodnota koeficientu, intenzivní chlazení centrální skříně.

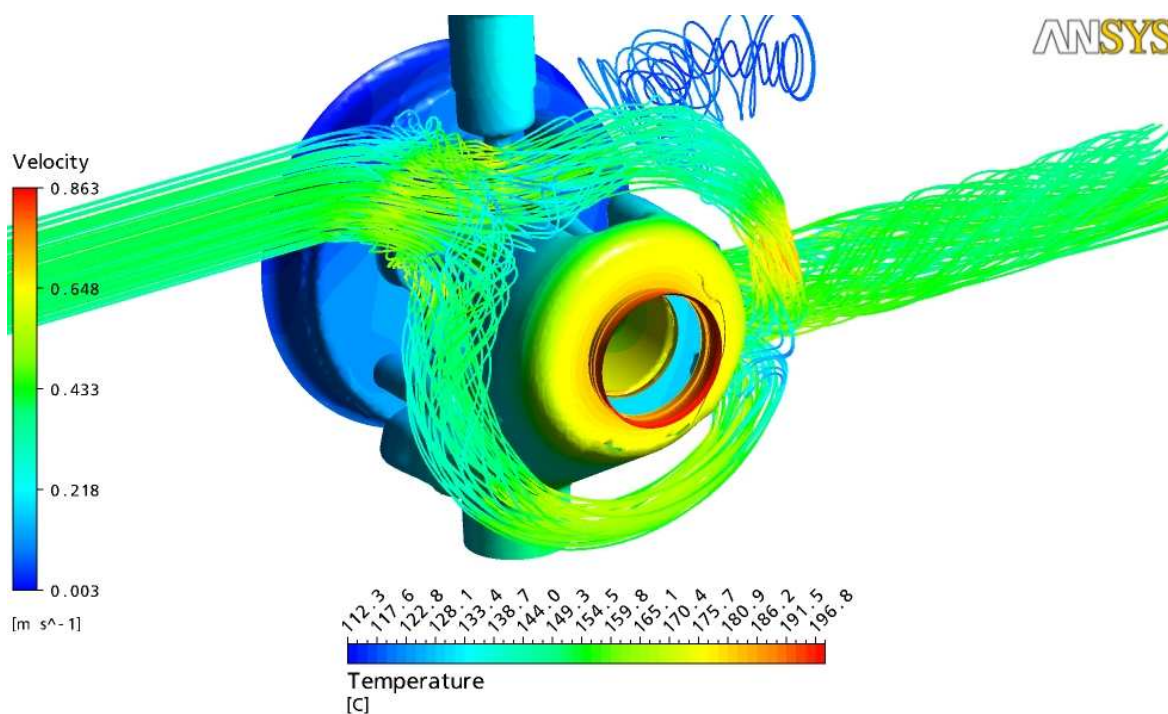
- c. Rozložení teplotních polí na centrální skříně – Obr. 55, 56, 64, 65, 73, 74 – viditelné zatížení ze strany turbínové skříně, chlazení povrchu uložení na hodnotu asi 150°C, což značí dostatečně dobré chlazení, nejvíce namáhanou částí centrální skříně je příruba turbínové skříně, která zajišťuje těsnost mezi oběma skříněmi, ovšem jak lze vidět porovnáním hodnot při zadávání okrajových podmínek (teplota příruby je 815°C) a hodnot získaných simulací chlazení (teplota příruby klesla na 300°C), je chlazení vysoce účinné pro všechny varianty geometrie vodního jádra, rozdíly jsou pouze nepatrné.
- d. Rozložení teplot na ložiskových pánvích – Obr. 55, 66, 75 – kritická teplota se pohybuje okolo 130°C, což vyhovuje požadavkům na maximální přípustnou teplotu v uložení, teplota karbonizace je poměrně vysoká, tudíž v těchto případech je zajištěno kvalitní chlazení problematického uložení rotoru turbodmychadla.
- e. Rychlosti a směry proudů uvnitř vodního jádra – Obr. 56 – viditelné intenzivní víření proudů v chladicím jádře centrální skříně, což vede ke zvýšení odvodu tepla z ložiskové skříně; jediné místo kde je proudění téměř laminární (spodní část jádra) by bylo možné odstranit vhodným přidáním materiálu v místě laminárního proudění; Obr. 67 – intenzivní víření v levé části kanálu, ve zbývajícím místě tohoto L – profilu velice malé změny směru rychlosti tzn. malé víření, což vede k pomalejšímu ochlazování centrální skříně; Obr. 75 – velice nízký výskyt vírů nebo turbulentních proudů, nízká účinnost chlazení uložení rotoru.



Obr. 50 Proudnice na vstupu do geometrie č.1

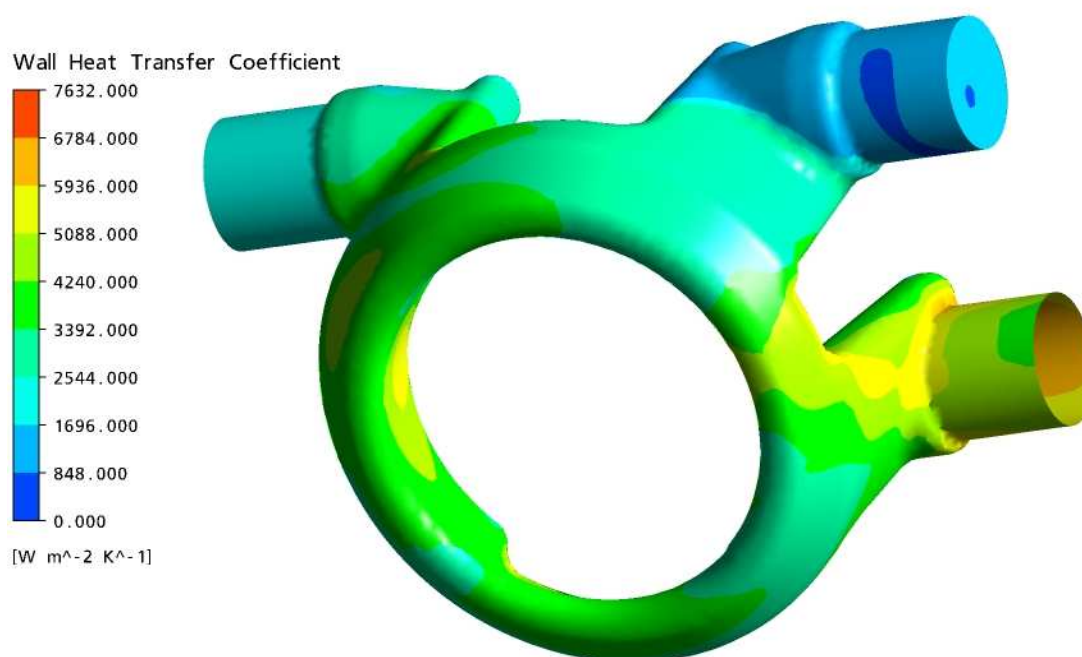


Obr. 51 Proudnice na výstupu z geometrie č.1



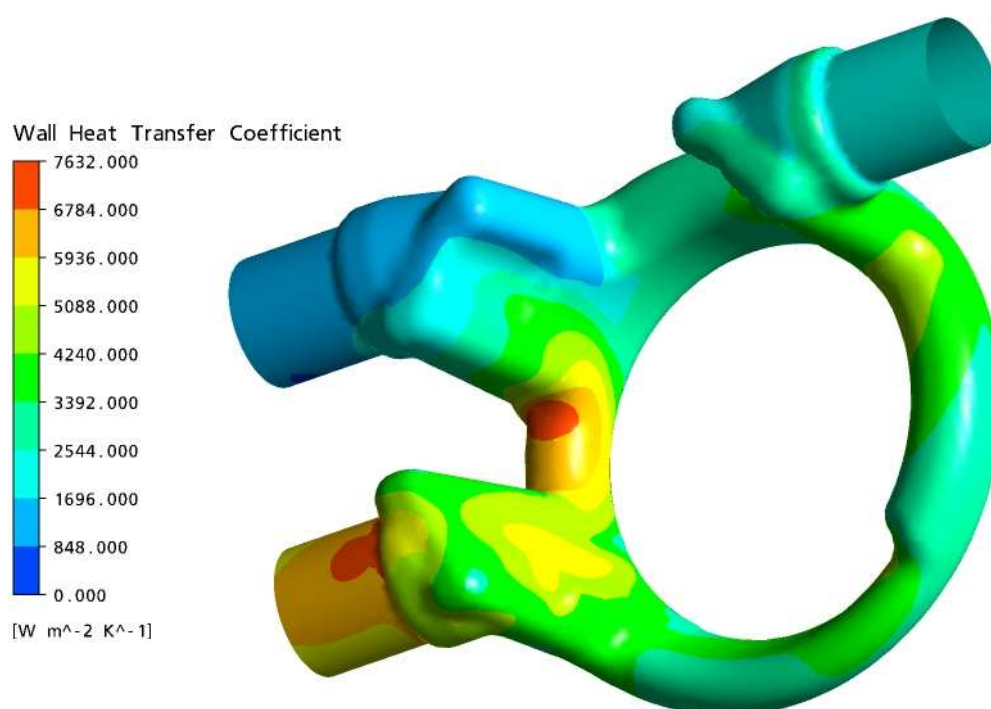
Obr. 52 Proudnice a teplota olejového jádra geometrie č.1

ANSYS

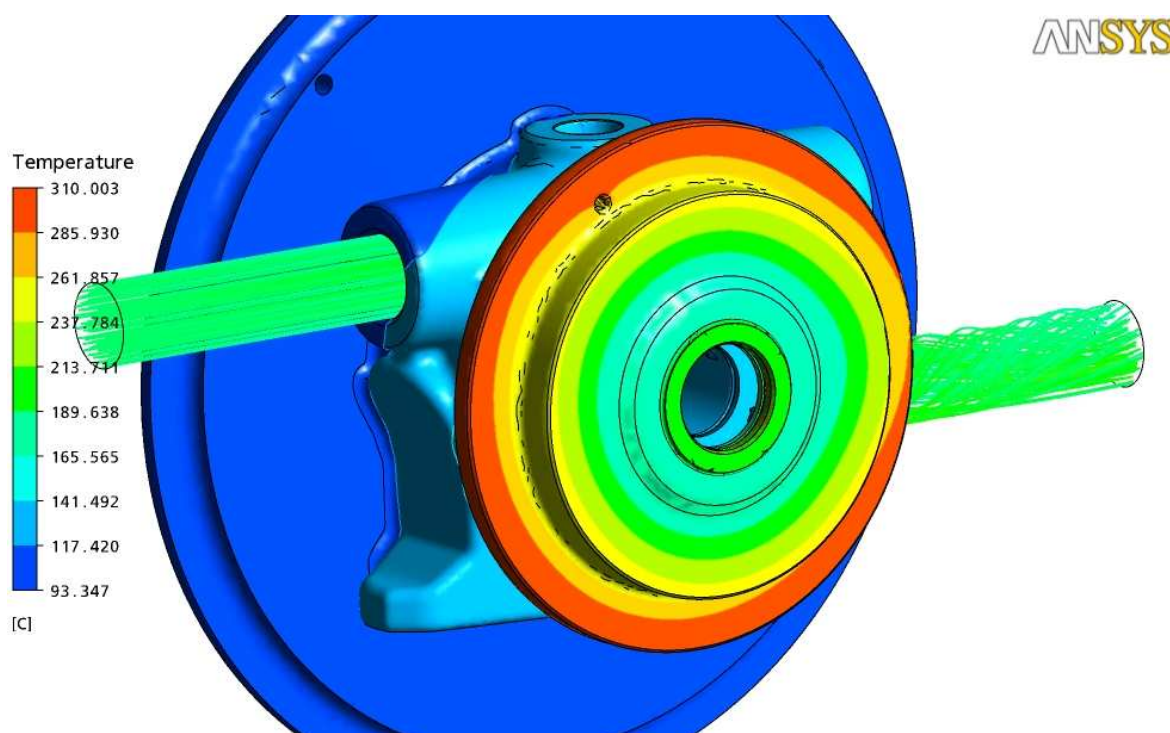


Obr. 53 Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.1

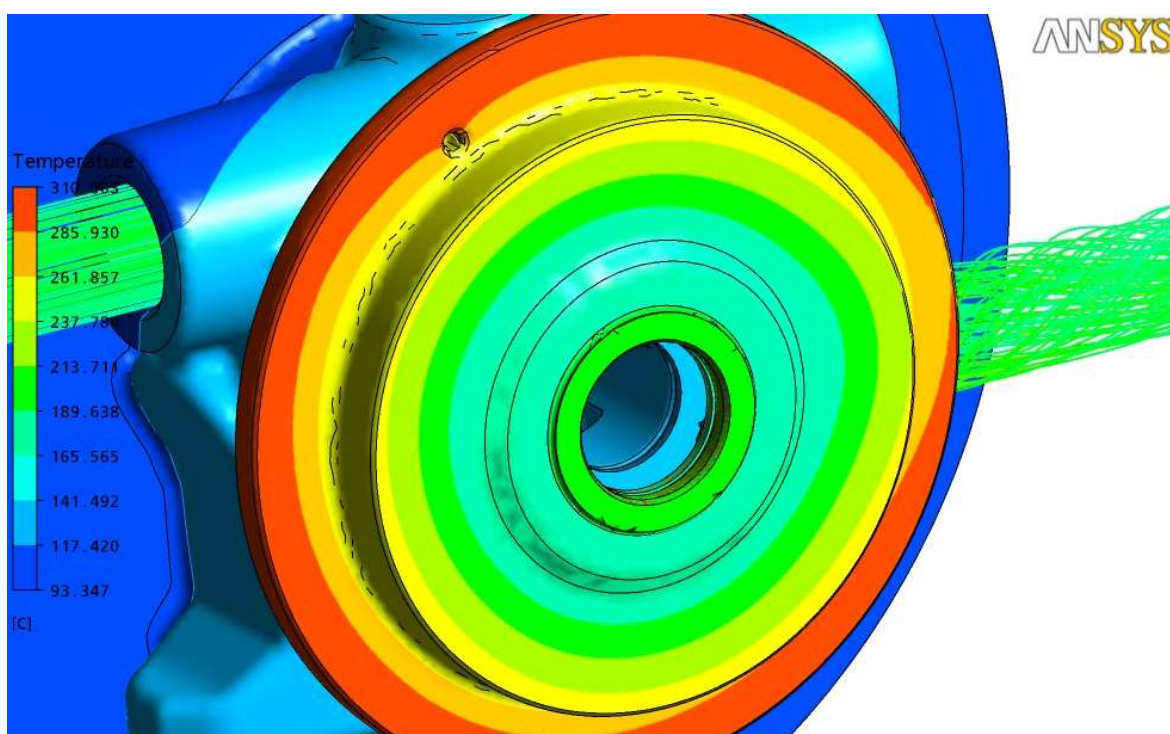
ANSYS



Obr. 54 Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.1

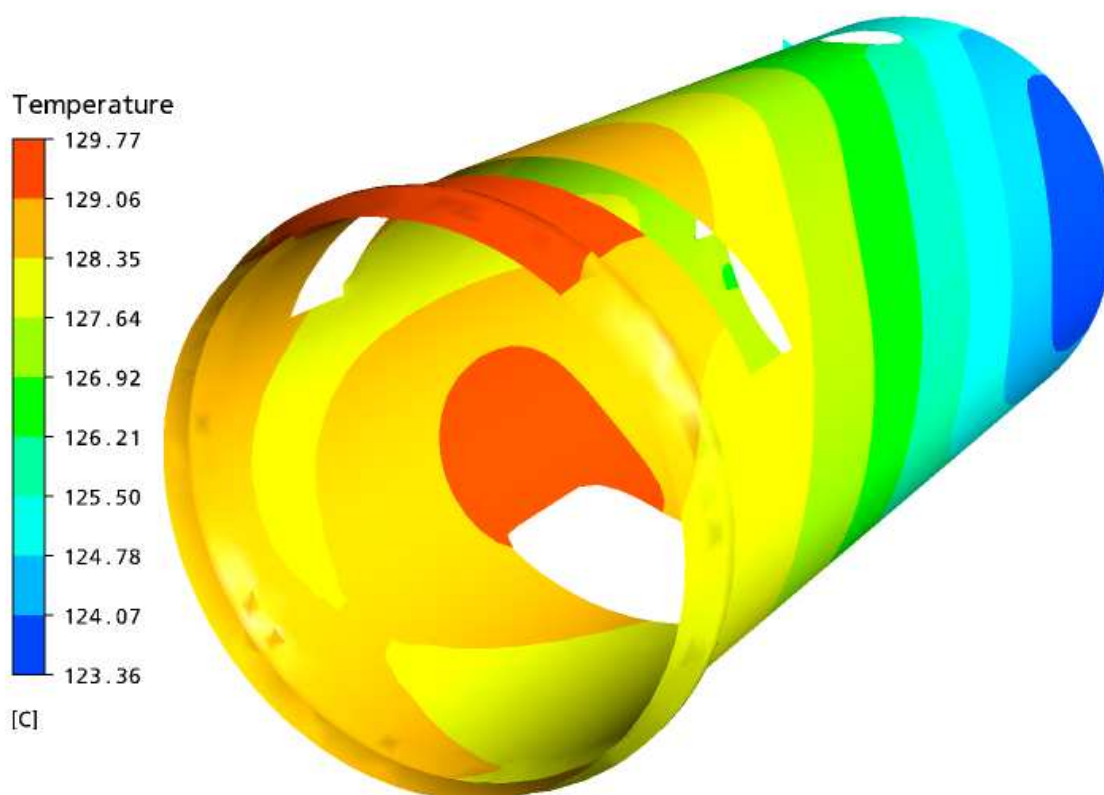


Obr. 55 Rozložení teplot na geometrii centrální skříně č.1



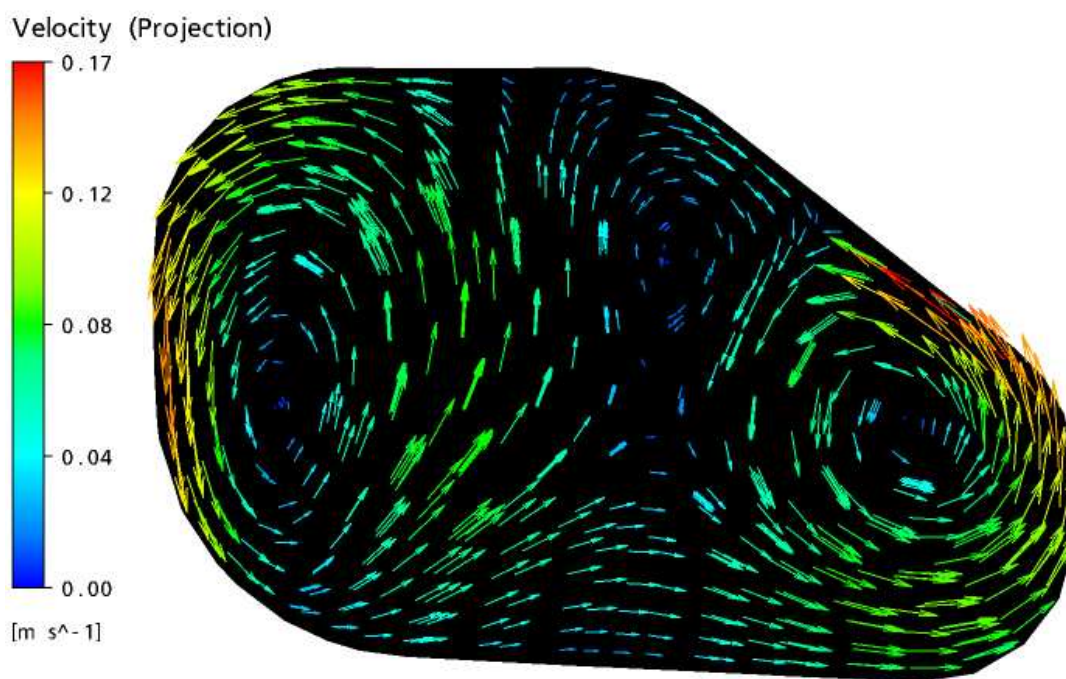
Obr. 56 Rozložení teplot na geometrii centrální skříně č.1

ANSYS

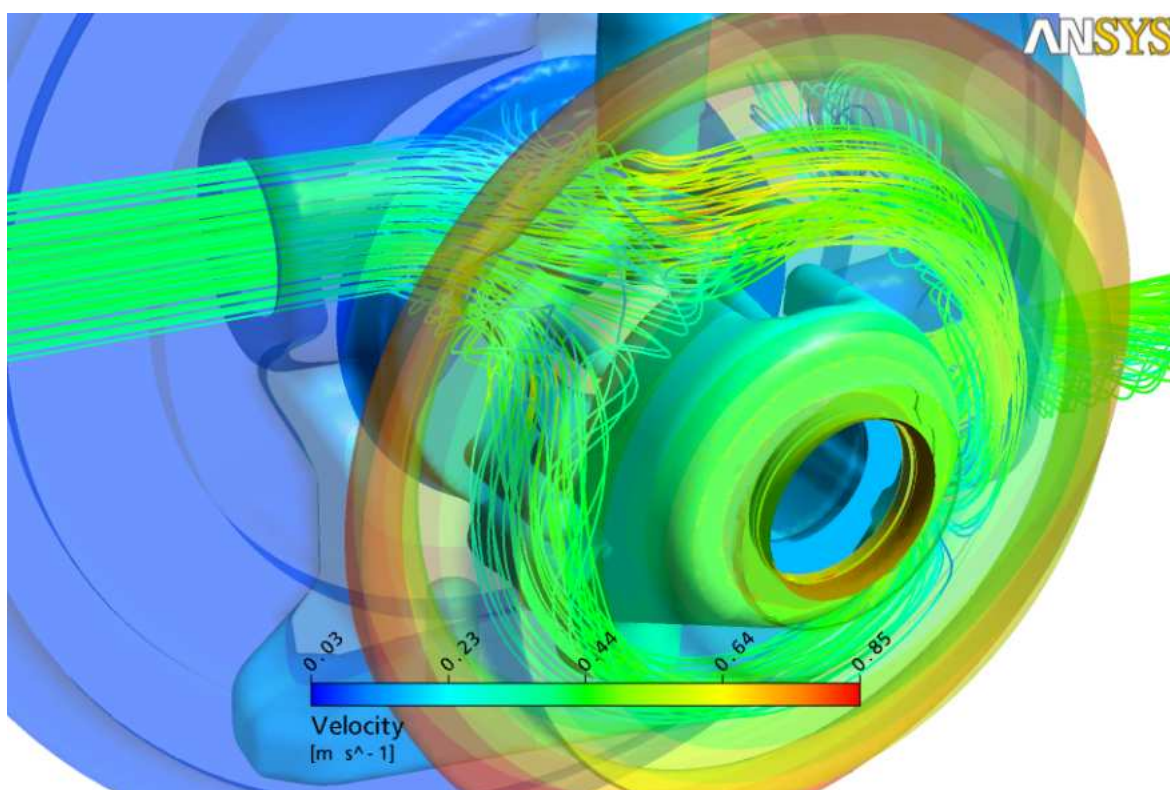


Obr. 57 Teploty na ložiskových pánvích geometrie č.1

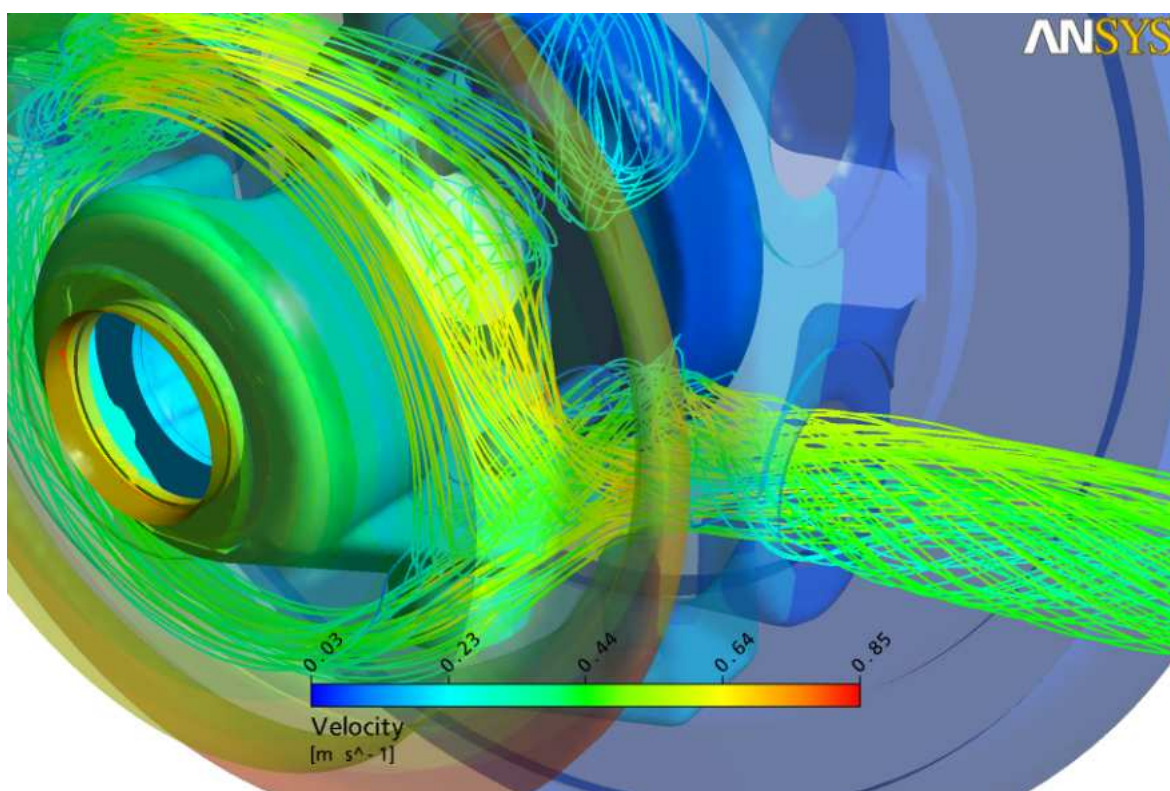
ANSYS



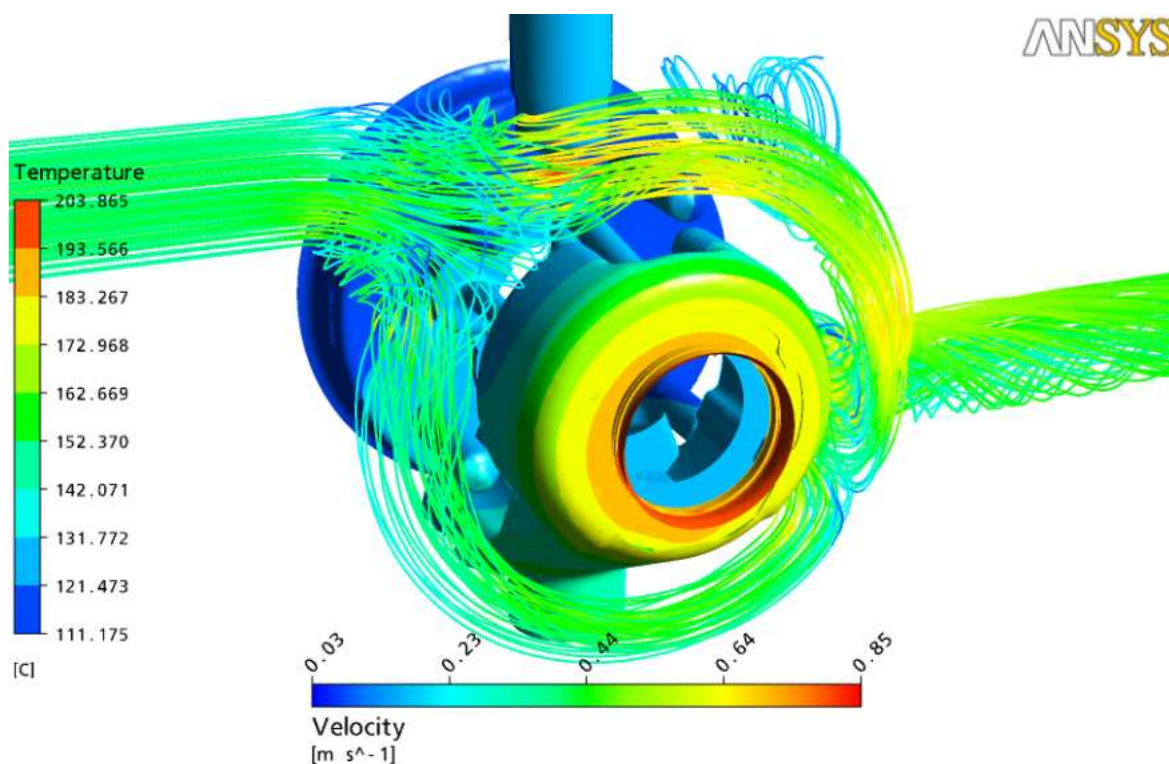
Obr. 58 Vektory rychlosti v rovině vodního jádra č.1



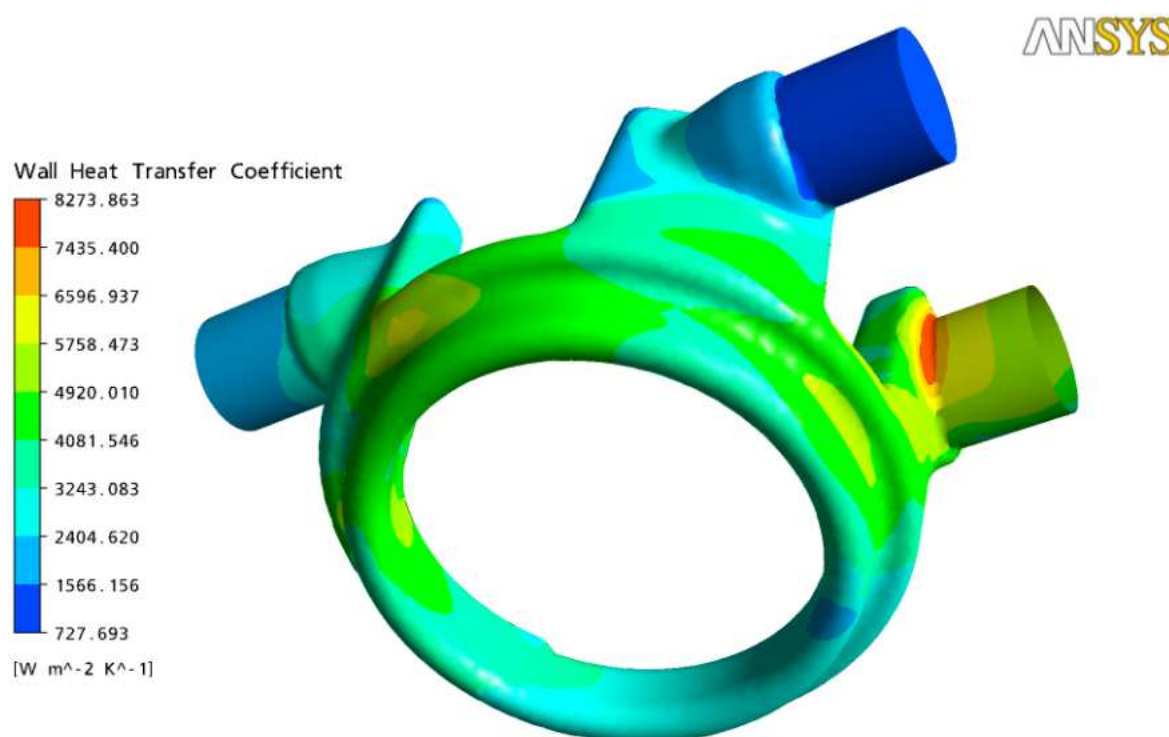
Obr. 59 Proudnice na vstupu geometrie č.2



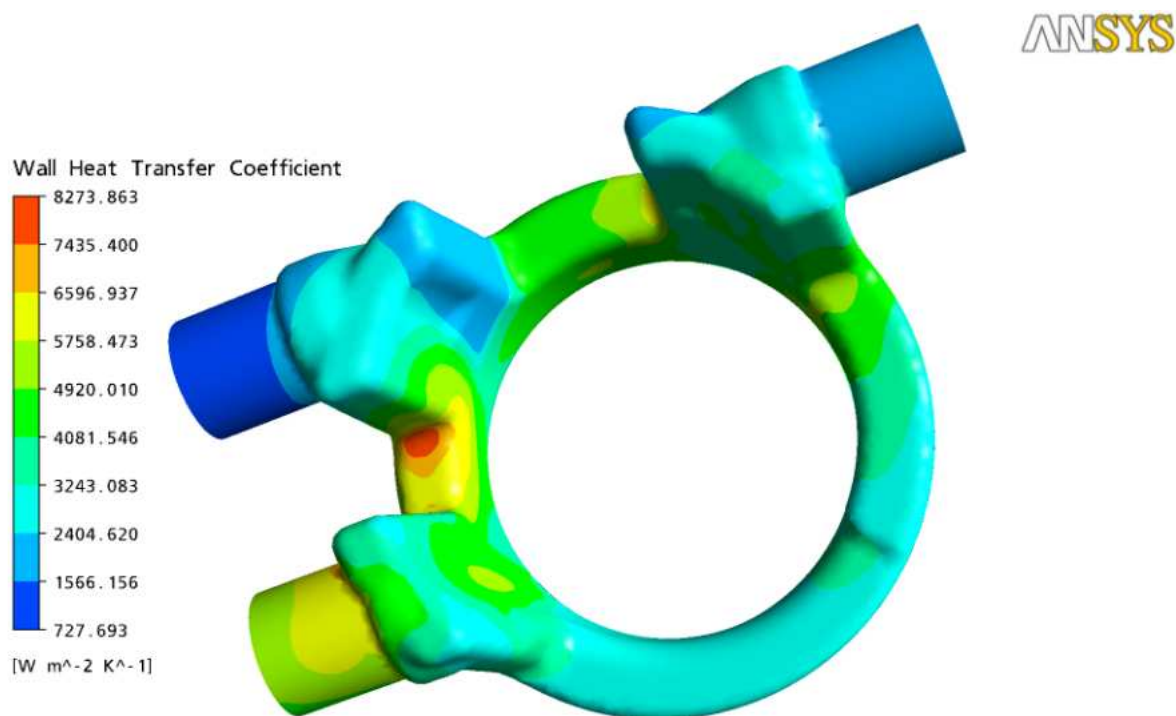
Obr. 60 Proudnice na výstupu z geometrie č.2



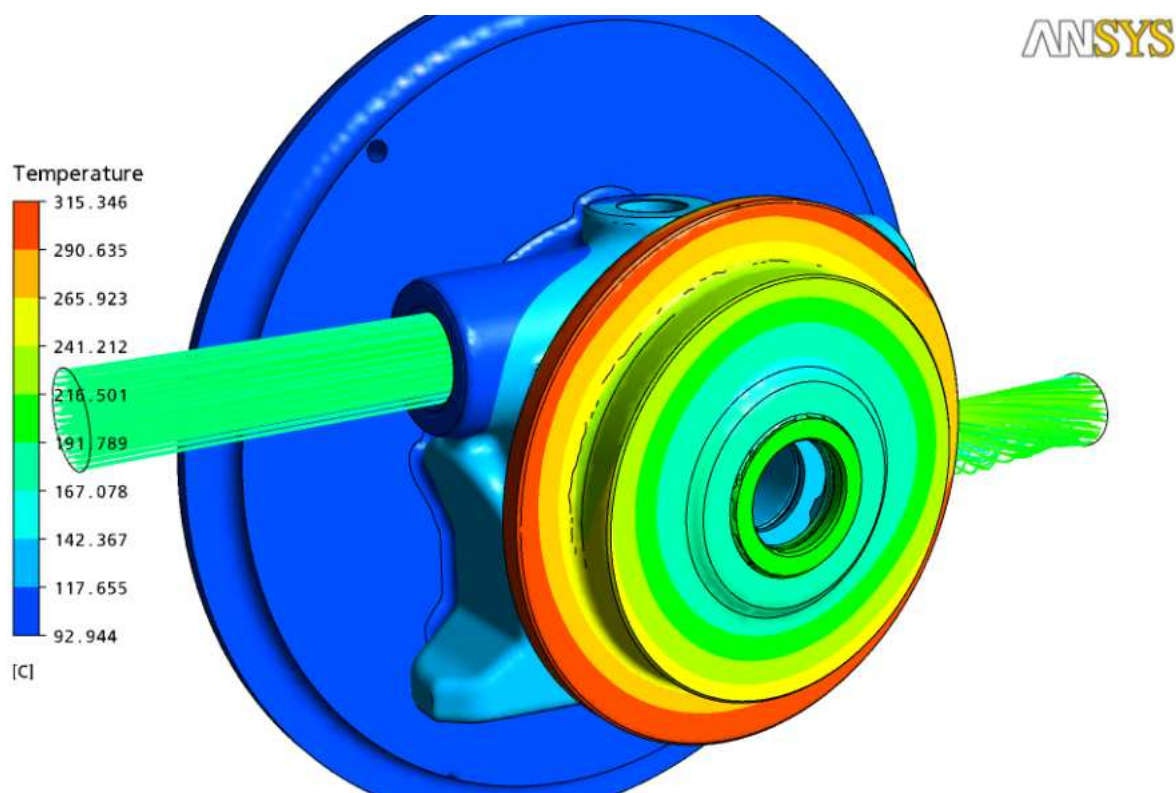
Obr. 61 Proudnice a teplota olejového kanálu geometrie č.2



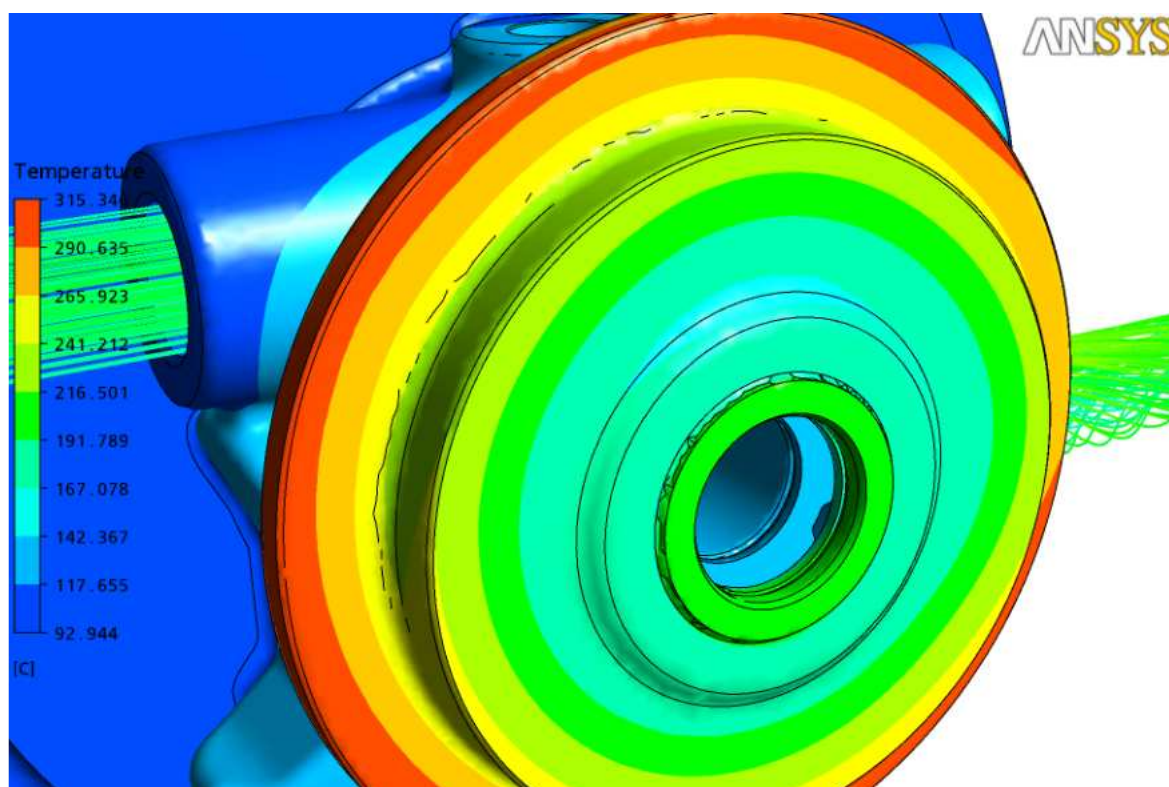
Obr. 62 Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.2



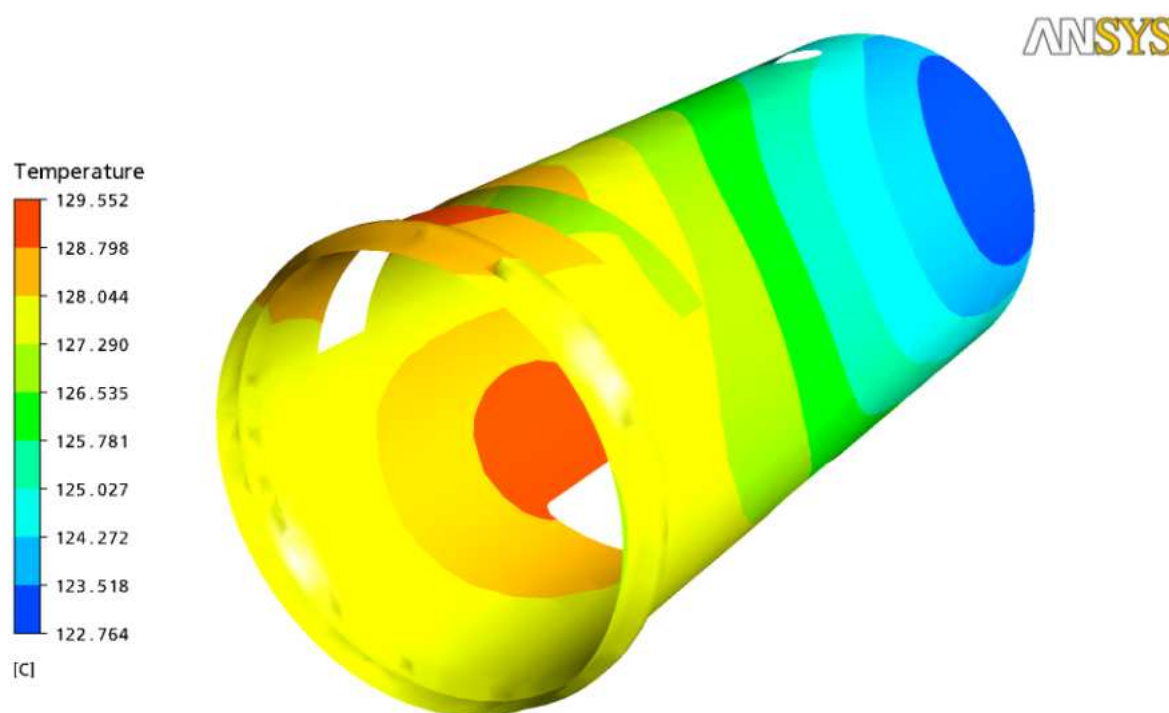
Obr. 63 Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.2



Obr. 64 Rozložení teplot na povrchu centrální skříně geometrie č.2

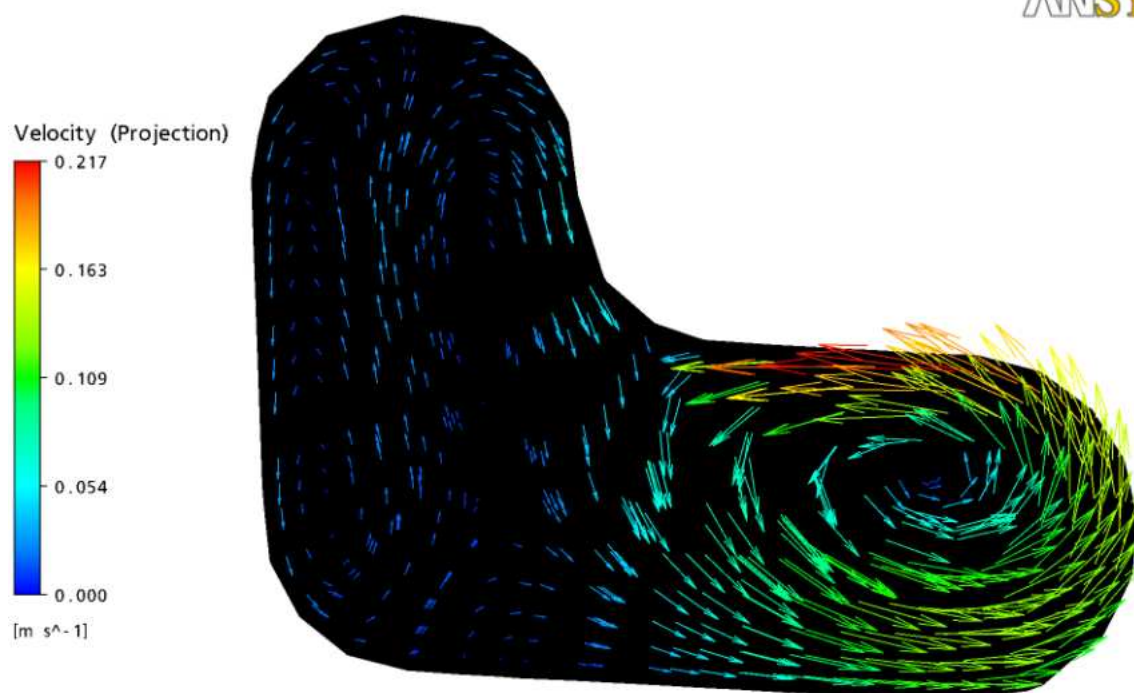


Obr. 65 Rozložení teplot na povrchu centrální skříně geometrie č.2

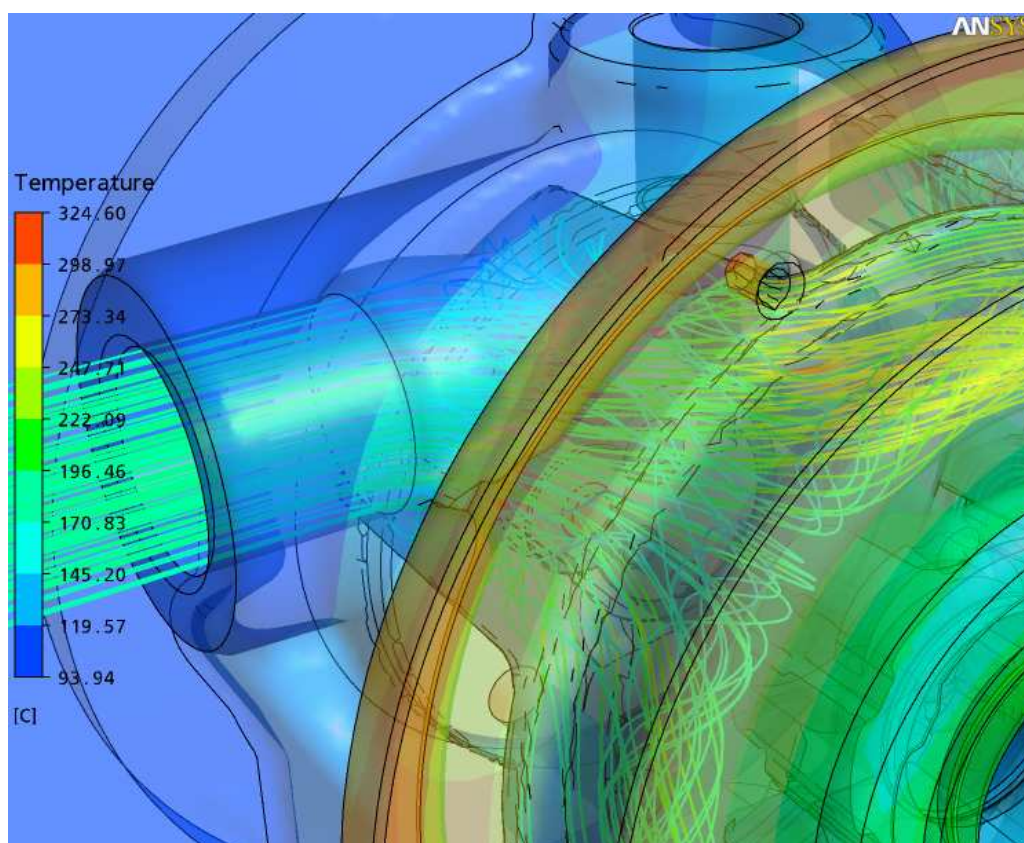


Obr. 66 Teploty na ložiskové pánvi geometrie č.2

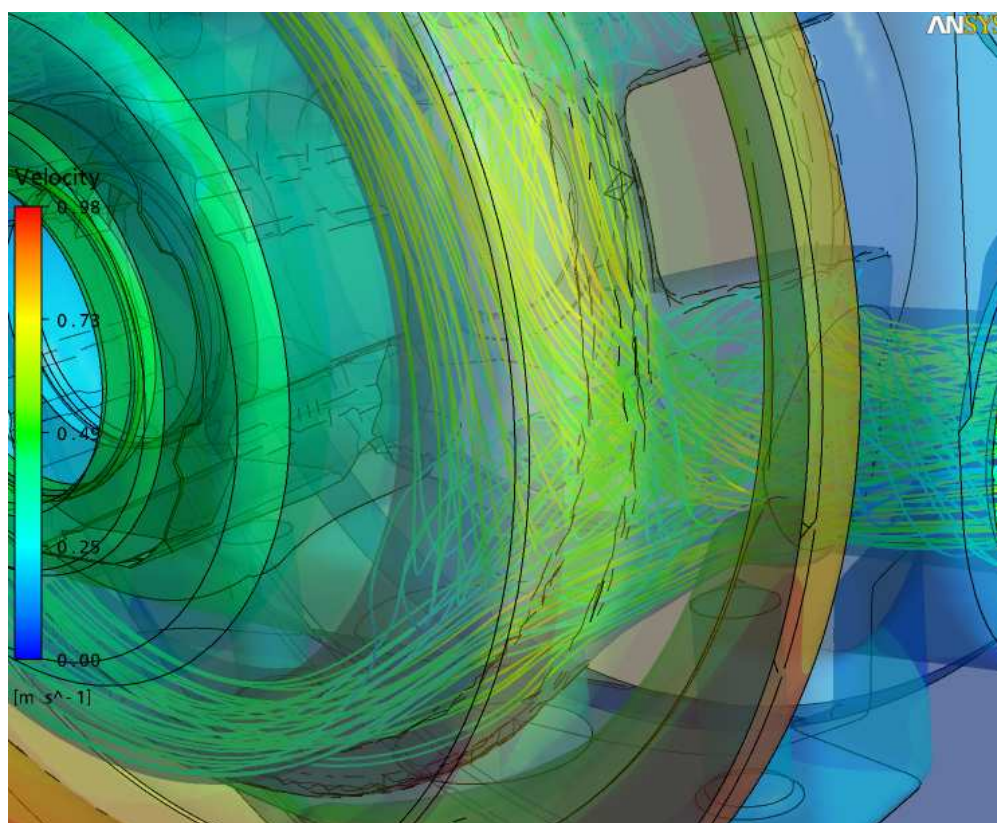
ANSYS



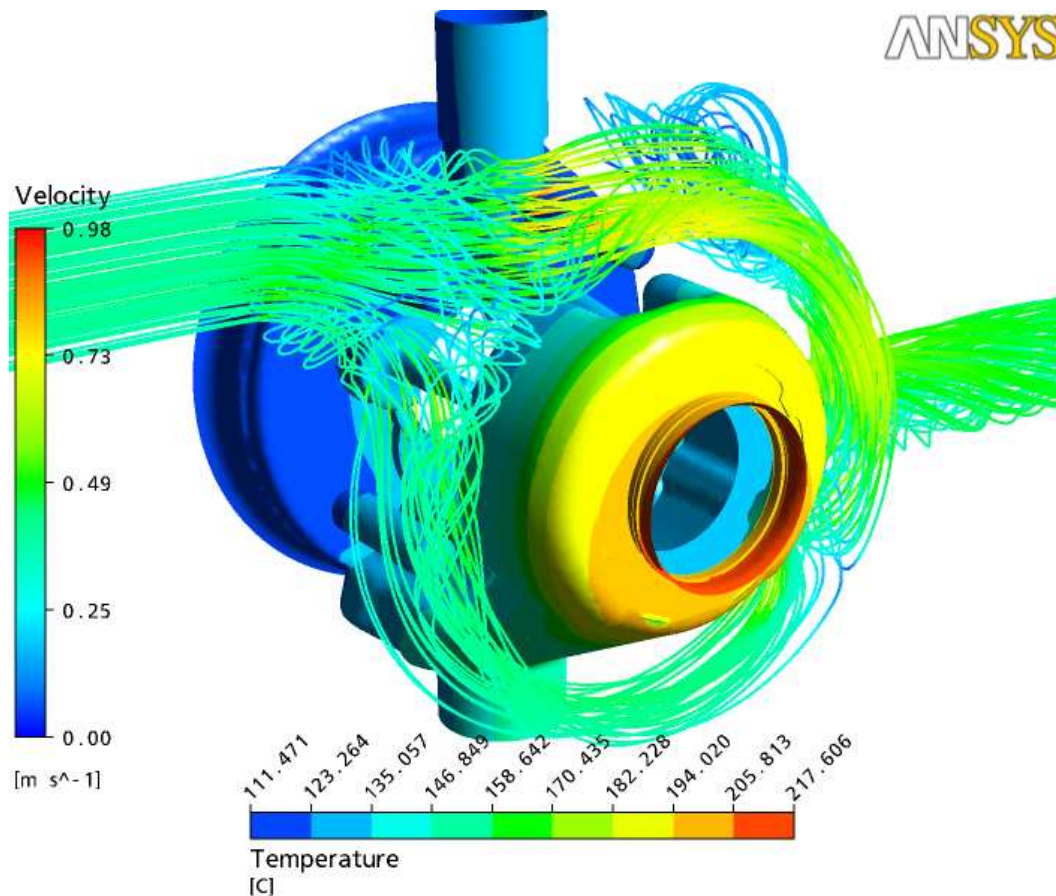
Obr. 67 Vektory rychlosti v rovině vodního jádra č.2



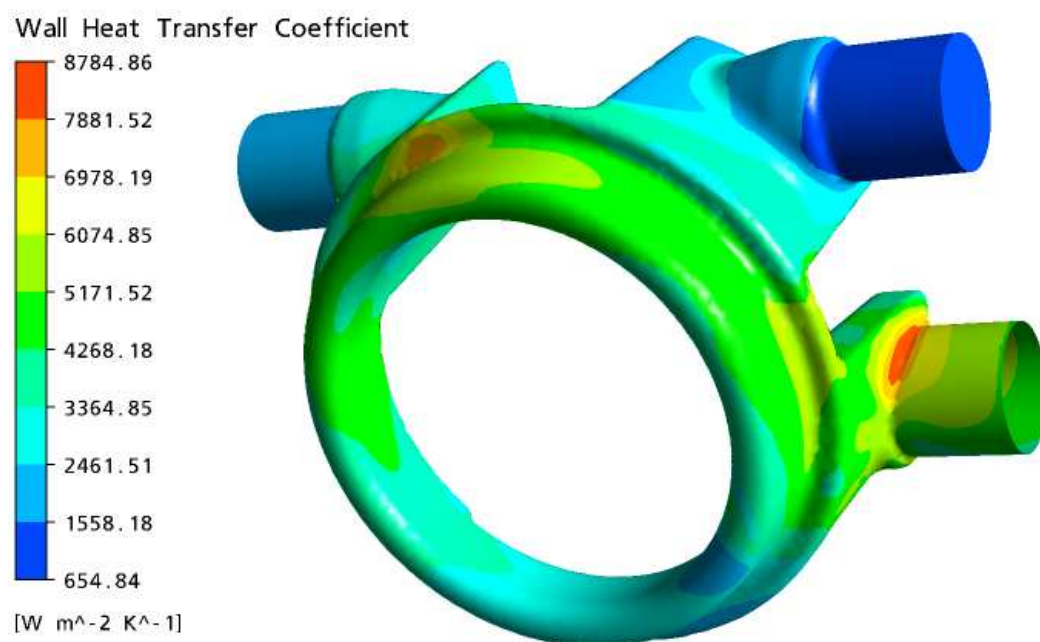
Obr. 68 Proudnicie na vstupu geometrie č.3



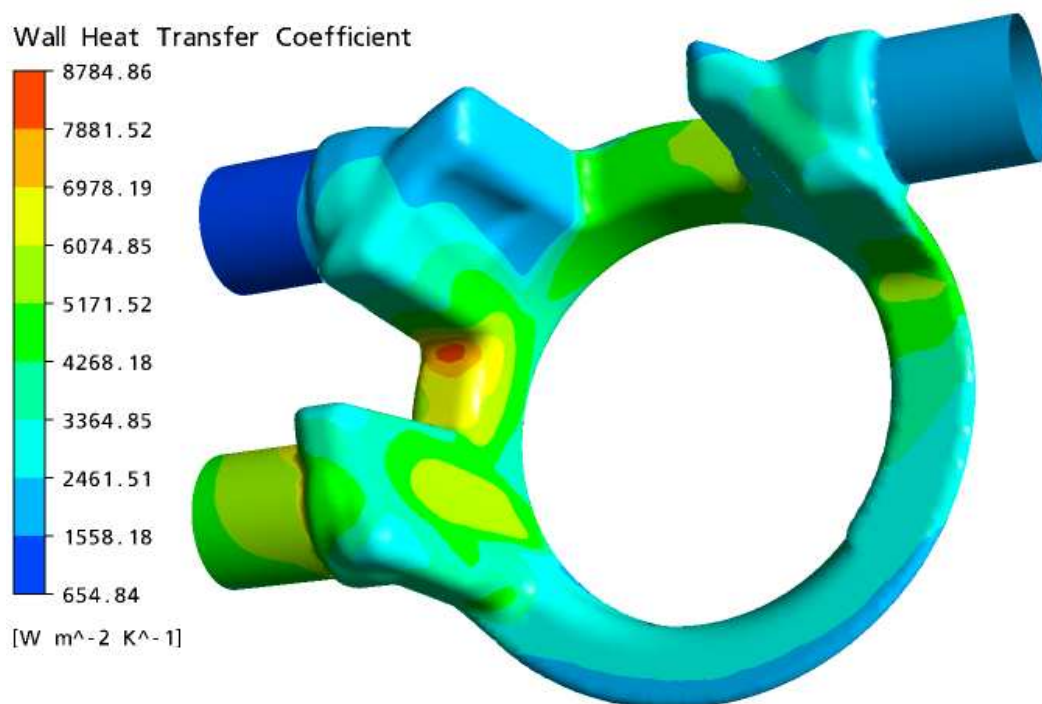
Obr. 69 Proudnice na výstupu geometrie č.3



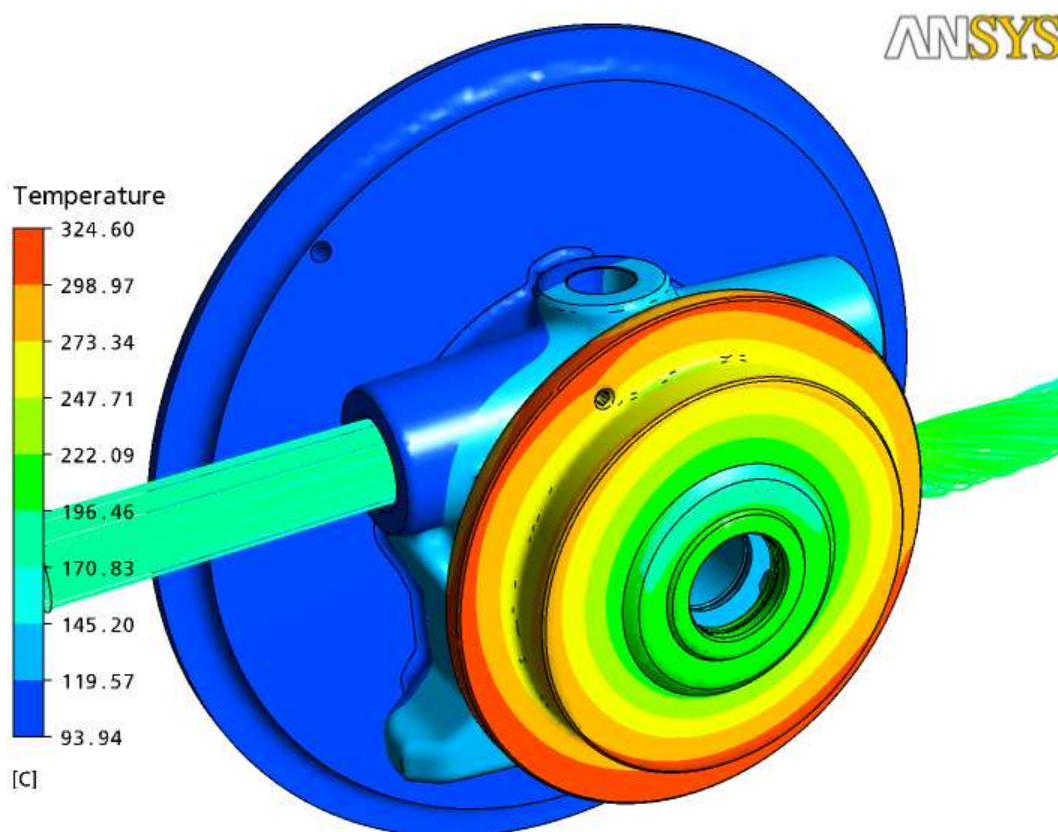
Obr. 70 Proudnice a teploty olejového kanálu geometrie č.3



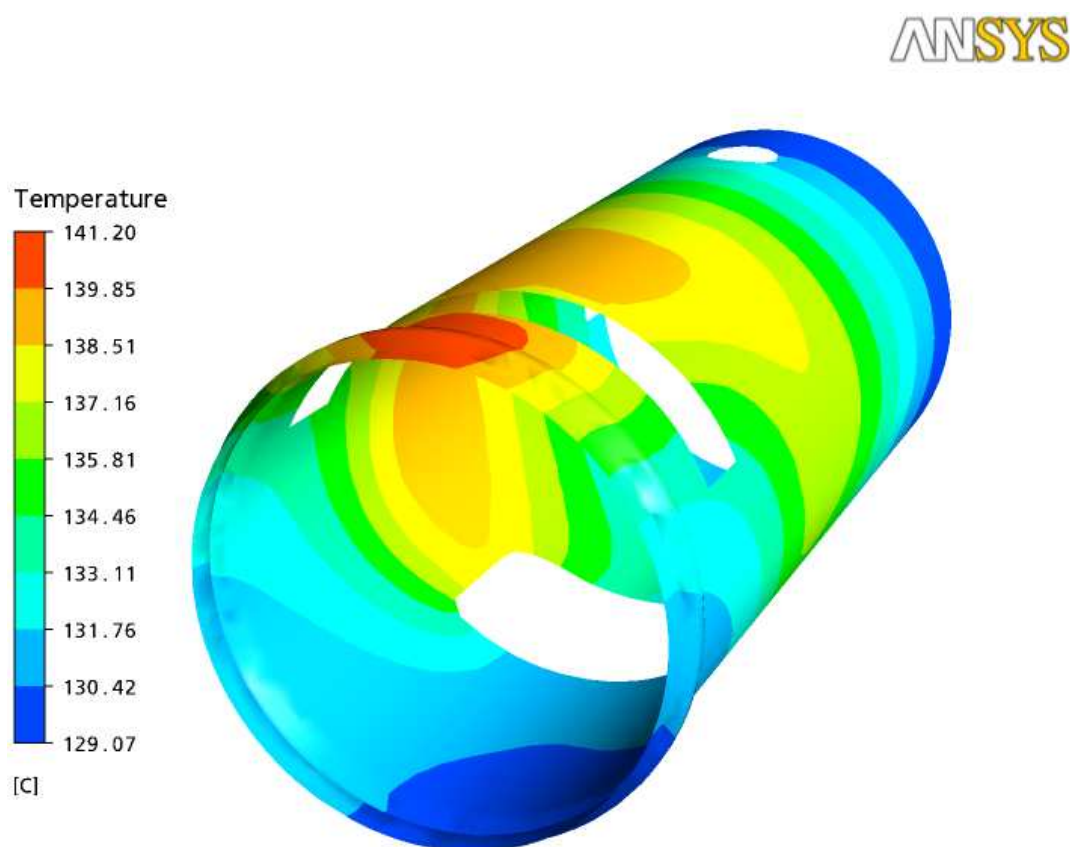
Obr. 71 Rozložení koeficientu přestupu geometrie č.3



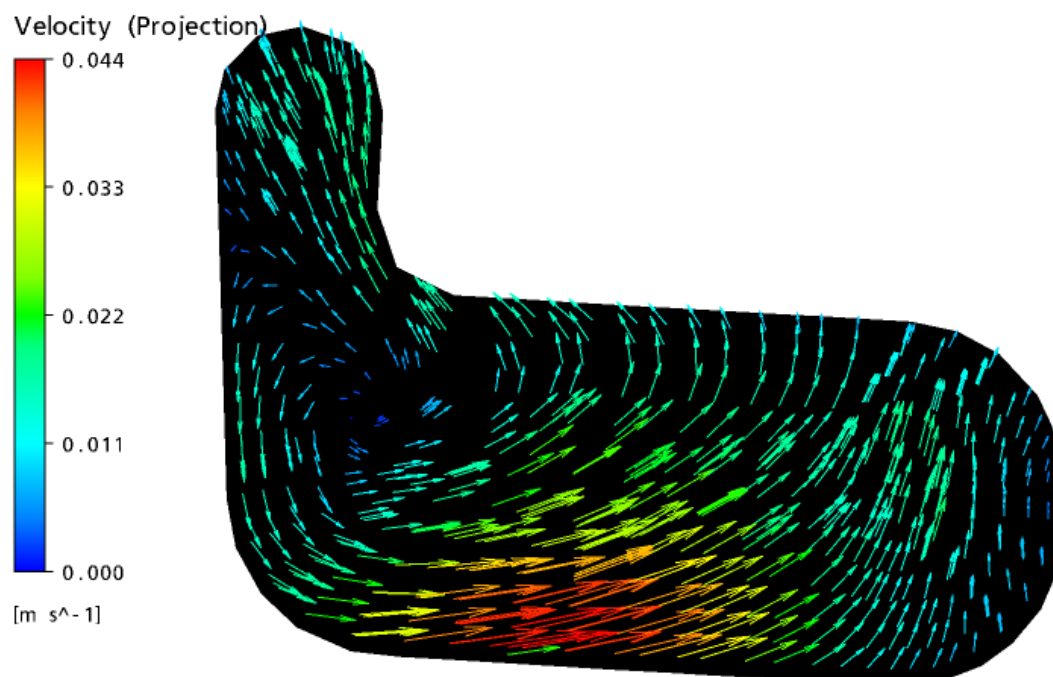
Obr. 72 Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.3



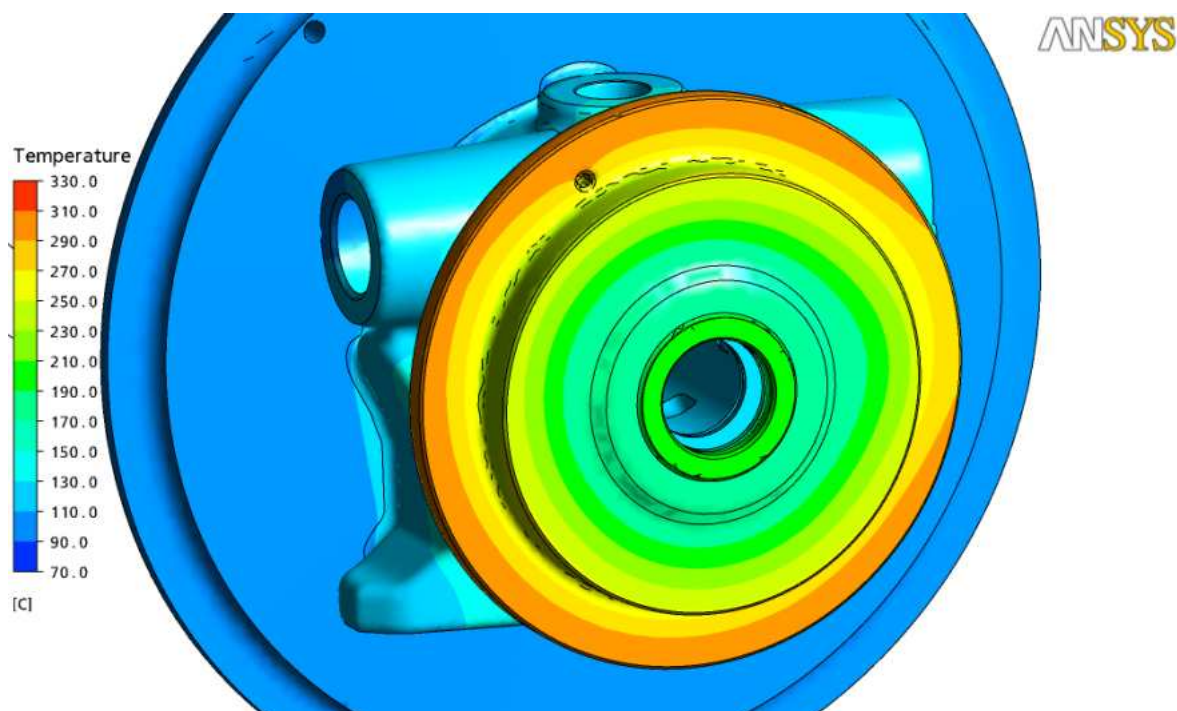
Obr. 73 Rozložení teplot na povrchu centrální skříně geometrie č.3



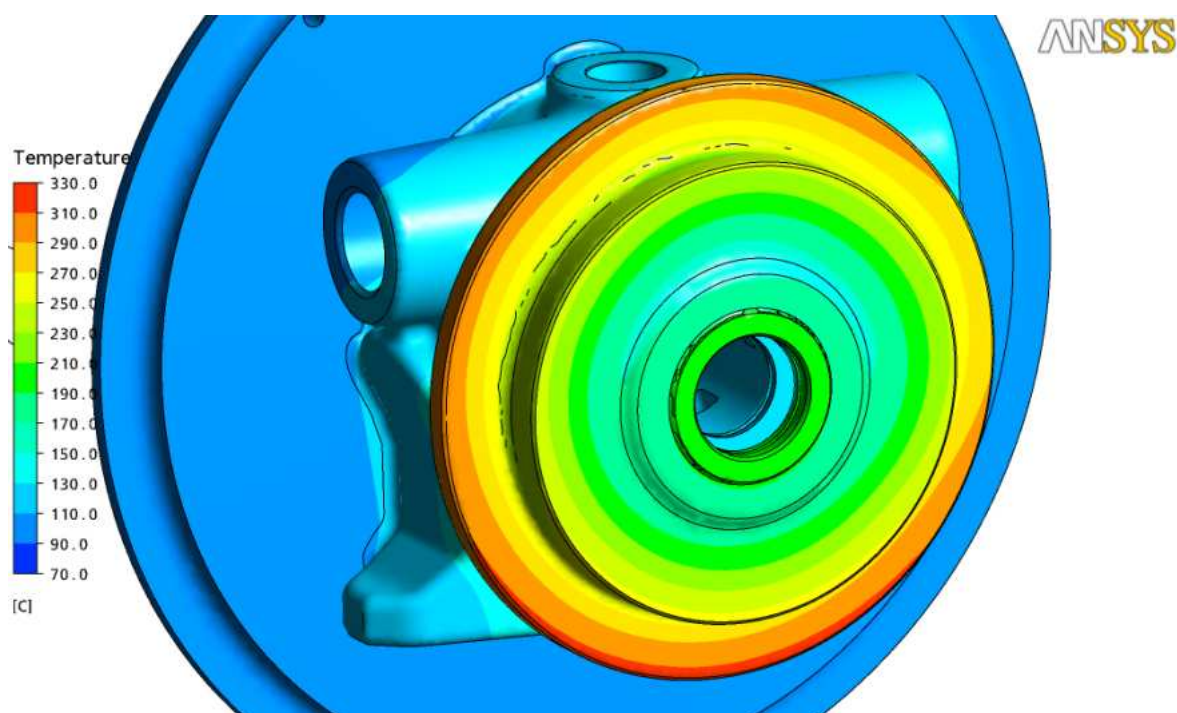
Obr. 74 Teploty na ložiskové pánvi geometrie č.3



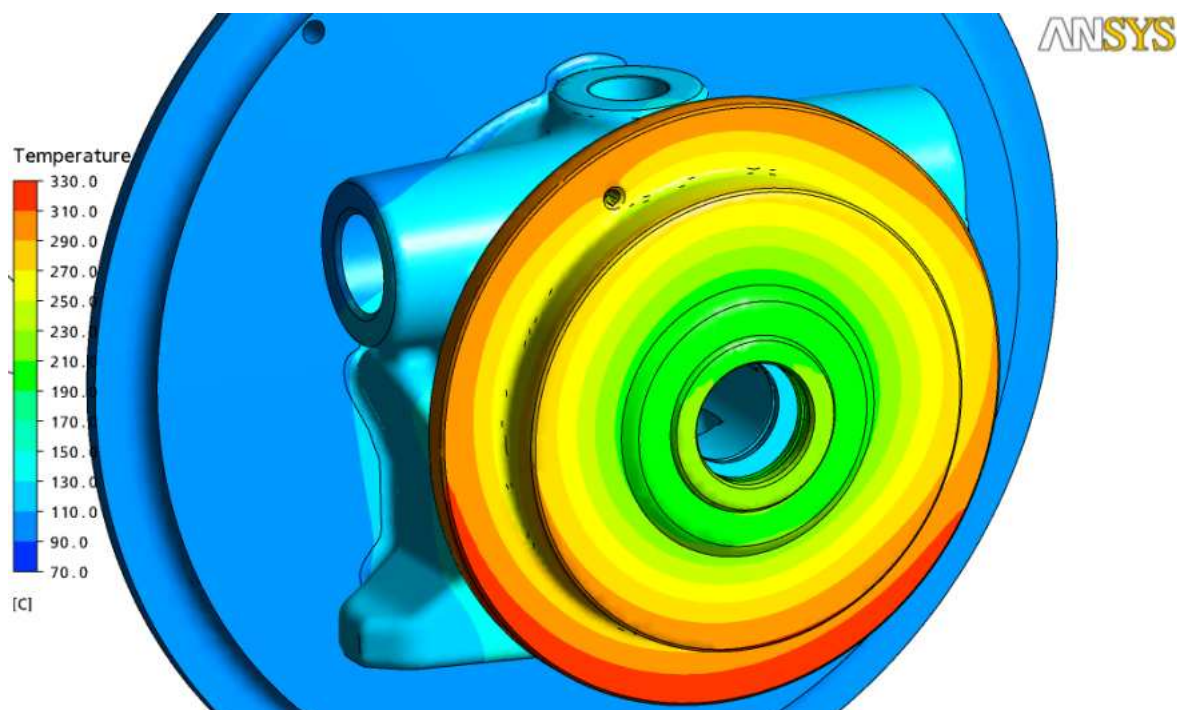
Obr. 75 Vektory rychlosti v rovině jádra geometrie č.3



Obr. 76 Porovnání teplot centrální skříně (geometrie č. 1)

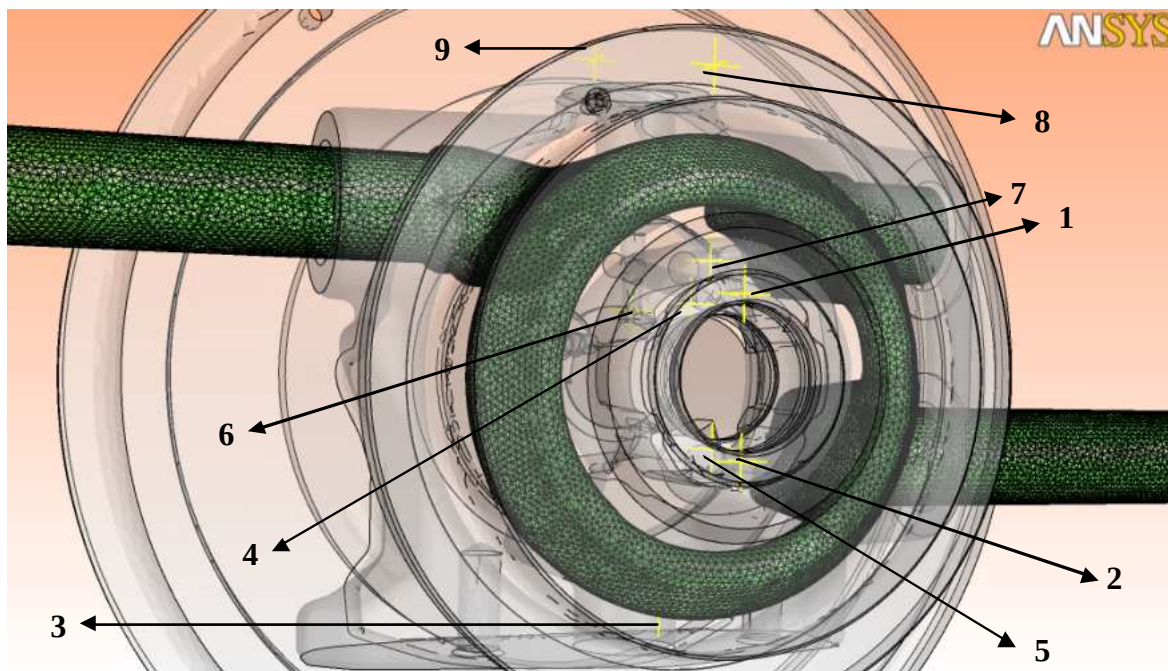


Obr. 77 Porovnání teplot centrální skříně (geometrie č. 2)



Obr. 78 Porovnání teplot centrální skříně (geometrie č. 3)

8.2. Porovnání teplot v monitorovaných bodech

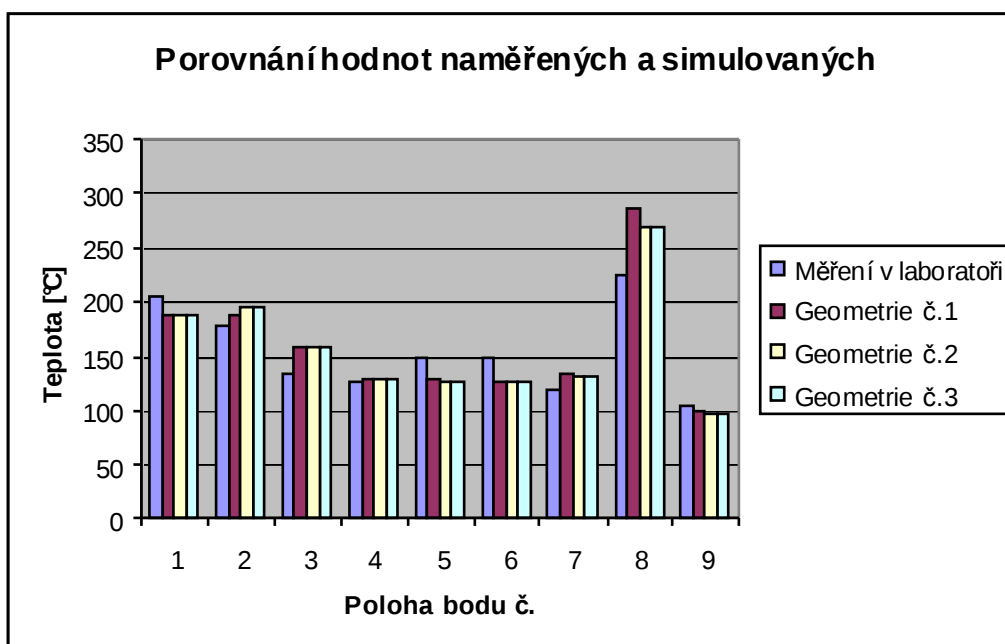


Obr. 79 Pozice monitorovaných bodů

Bod č.	TEPLOTA [°C]			
	Měření v laboratoři	Geometrie 1	Geometrie 2	Geometrie 3
1	205,81	187,78	187,94	188,80
2	179,17	188,48	194,47	194,47
3	134,86	158,75	157,52	157,69
4	127,66	129,47	128,49	128,50
5	150,06	128,26	127,46	127,51
6	147,04	127,55	127,59	127,75
7	120,08	132,32	131,33	131,11
8	225,62	287,42	268,88	269,81
9	105,37	99,33	98,06	98,45

Tab. 5 Porovnání hodnot získaných simulací a hodnot naměřených v laboratoři

Hodnoty získané simulací se liší v průměru o **10 %**, což lze považovat za dostatečně přesné výsledky s ohledem na danou přesnost a úplnost okrajových podmínek. Data z laboratoří jsou pak dále ovlivněna různými faktory jako jsou okolní teplota, vlhkost apod., což vede ke zkreslení skutečných hodnot.



Graf 1 Porovnání hodnot naměřených a získaných simulací

9. Možnosti zpřesnění výsledků dalších simulací

Přesnost simulace byla dána několika faktory, které ji více či méně ovlivnily. Odstraněním těchto nedostatků lze dosáhnout daleko přesnějších výsledků simulací, než bychom příště počítali. Některé vlivy lze odstranit, s některými se pracovat dále nedá. Měli bychom se však snažit, aby naše chyby způsobené měřením, výpočtem apod. byly co nejmenší. Pak lze na vysoké úrovni porovnávat výsledky s naměřenými hodnotami a dále tak simulovat jinak nákladné testování prototypů. Dále jsou uvedeny jednotlivé faktory, které ovlivnily celkový rozdíl mezi výsledky simulace a měřením.

9.1. Vytvořená síť modelu

Generováním sítě dostaneme matematickou síť, která je natolik přesná, nakolik je zjemněná její struktura. Jednoduše tedy platí čím více elementů, tím jemnější a přesnější síť. Navíc nám menší velikost elementu umožňuje lépe kopírovat zakřivené povrchy, čímž se přibližujeme skutečnému povrchu modelu.

Další možností zpřesnění výsledků je změna typu či metody síťování tak, aby co nejlépe odpovídala danému modelu. Velice kvalitní síť jsou dosaženy tzv. mapováním, kdy sami určíme počet elementů na daných křivkách.

9.2. Zadané okrajové podmínky

Dodané okrajové podmínky byly zjištěny jinou simulací, což značí jejich jistou nepřesnost danou určitou chybou předchozí simulace. Pokud si všimneme okrajových podmínek pro centrální skříň, zjistíme, že dané hodnoty koeficientu přestupu tepla a teploty daných částí odpovídají celému povrchu dané části, což je v některých případech

poměrně velká plocha. Je tedy zřejmé, že rozložení těchto veličin nebude konstantní po celém povrchu části. Tato skutečnost způsobuje asi největší nepřesnost simulace.

Pro zpřesnění je tedy nutné zadat přesnější hodnoty tepelného zatížení centrální skříně. Obecně by okrajové podmínky měli být co nejpřesnější a co nejlépe charakterizovat daný problém z hlediska zatížení.

9.3. Výpočet simulace

Samotný výpočet lze zpřesnit nižší hodnotou konvergence, k níž bude úloha spět. Počet iterací nám výpočet výrazně neovlivní, protože pokud zadáme maximální počet iterací např. na 1000 oproti původním 500 a úloha nám konverguje při 380. iteraci, není důležitý maximální počet iterací.

9.4. Praktické provedení měření v laboratoři

Porovnání s naměřenými hodnotami je taktéž velice zkresleno. Jak již bylo uvedeno dříve, navrtání otvorů pro tepelná čidla ovlivní rozložení materiálu v centrální skříně a přenos tepla je tak uskutečňován jinak než u simulace. Navíc poloha tepelného čidla nemusí vždy odpovídat přesné poloze zadaného bodu.

V tomto případě je nemožné jakkoliv ovlivnit hodnoty získané měřením ve zkušební laboratoři. Zpřesnění simulace je tak z tohoto hlediska nemožné.

10. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo simulovat proudění chladicí kapaliny vodním jádrem centrální skříně turbodmychadla a porovnat 3 geometrie těchto jader. Dále pak zjistit rozložení koeficientu přestupu tepla na povrchu vodního jádra a rozložení teplot na povrchu ložiskové skříně. Jedním z úkolů bylo rovněž porovnání teplot v monitorovaných bodech s hodnotami získanými z měření ve zkušební laboratoři.

Uložení rotoru turbodmychadla a jeho spolehlivost je pro chod celého zařízení zásadní. Při pracovním režimu turbodmychadla je část centrální skříně silně namáhána teplotou spalín proudících z prostoru válce. Tyto spaliny dosahují běžně teplot až 1000°C, což má za následek obrovská pnutí v geometrii skříně a nebezpečí vzniku karbonových částí z mazacího oleje. V případě vzniku těchto částic hrozí zadření ložisek a havárie celého turbodmychadla. Z těchto důvodů je třeba ložiskovou skříň intenzivně chladit.

Pro zadané parametry bylo simulováno proudění kapaliny danými kanály a sledováno ochlazování centrální skříně. Při daném hmotnostním toku bylo zjištěno, že uložení turbodmychadla je dostatečně ochlazováno pro všechny varianty geometrie vodního jádra a nehrozí tedy nebezpečí havárie při provozu.

Porovnáním hodnot získaných simulací a hodnot zjištěných měření ve zkušební laboratoři zjistíme, nakolik se simulace přiblížila skutečnému měření, viz *Tab. 5*.

Jak již bylo řečeno, je měření ovlivněno mnoha faktory, které v simulaci zahrnuty nejsou. Je tedy zřejmé, že výsledky se budou lišit. V některých bodech byla simulace blíže měření, v jiných naopak nesouhlasila. Je nutné brát zřetel na nepřesnosti, které se v konečném důsledku sčítají. Tímto lze vysvětlit odchylky mezi měřeními a simulací.

Výsledky jsou však užitečné pro další výpočty, zejména hodnoty koeficientů přestupu tepla a jeho rozložení na povrchu vodního jádra.

Simulace názorně ukázala, jak moc je přenos tepla ovlivněn rychlostí proudění média a jaký druh média použijeme. Teploty klesly oproti hodnotám při okrajových podmínkách v průměru o 150°C, což značí vysokou chladicí účinnost celého systému. Ta se projevuje u všech 3 geometrií téměř stejně, odchylky teplot v monitorovaných bodech jsou minimální (v řádech stupňů).

Zajímavá je četnost a intenzita turbulencí. Ty se projevují v každém kanálu jinak a mají vliv na rozložení koeficientu přestupu tepla a tedy i na tepelný tok ložiskovou skříň. Proto je důležité tyto turbulence využívat pro chlazení míst s vyšší tepelnou zátěží. To je také požadavek při navrhování geometrie jádra chladicí kapaliny. Pomocí simulací lze snadno zjistit směry a rychlosti proudění a optimalizovat tak tvar kanálu, případně upravit jeho geometrii dle požadavků, což by bylo v praxi velmi těžko realizovatelné.

To je také jeden z mnoha důvodů, proč se simulace používají. V krátkém časovém sledu lze jak optimalizovat geometrii jádra, tak zjistit aktuální stav veličin a jejich hodnot potřebných k analýze daného problému. Simulacemi tak lze podstatně snížit vývoj daného výrobku a ušetřit tak spoustu financí, které by musely být použity k nákladnému testování a výrobě prototypů. S využitím moderních výkonných počítačů klesla i časová náročnost výpočtu simulací a díky větší kapacitě vzrostla významně i přesnost simulací.

V současné době jsou simulace velice rozšířené po celém světě a žádná velká firma zabývající se výrobou technických součástí se bez těchto simulací neobejde. Simulačním programům se tak otevírá veliká budoucnost. Diplomová práce byla sepsána úspěšně a všechny zadané úkoly byly splněny.

11. Použitá literatura

- [1] Doc. Ing. Karel Hofmann, CSc., *Turbodmychadla a vozidlové turbíny, Přepřívání spalovacích motorů*, SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha, 1981
- [2] Doc. Ing. Ondřej Debreczeni, CSc., Ing. František Šob, Václav Janda, *Hydromechanika*, Výuková opora pro bakalářské stadium, Brno, 2002
- [3] Doc. Ing. Pavelek, CSc. *Termomechanika*, Brno,
- [4] Andrew E. Johnston & Co., *Metoda výroby vodou chlazené ložiskové skříně turbodmychadla*, Patent spojených států č. 4,815,184, USA, 1989
- [5] ANSYS ICEM CFD/CFX Help
- [6] Beroun Stanislav, *Rekapitulace stavu techniky v přepřívání vznětových motorů a další vývoj*, 2008
- [7] Doc. Ing. Karel Hofmann, CSc., *Regulované přepřívání spalovacích motorů*, Učební text Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, Brno, 2000
- [8] Ing. Jaroslav Rauscher, CSc., *Spalovací motory*, Učební text Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, Brno, 2005

12. Seznam obrázků

Obr. 1	Schéma regulace plnicí tlaku odpouštěním plynů před turbínou.....	10
Obr. 2	Průběh plnicího tlaku a cyklové dávky	11
Obr. 3	Průběhy tlaků a teplot pro regulaci odpouštěním plynů před turbínou (1) a pro regulaci natáčením rozváděcích lopatek (2).....	12
Obr. 4	Schéma konstrukce mechanismu s natáčením rozváděcích lopatek turbíny.....	13
Obr. 5	Varianta sériového zapojení s jedním vysokotlakým obtokovým ventilem.....	14
Obr. 6	Sériové řazení dvou TD se třemi regulačními prvky.....	15
Obr. 7	Křížové uspořádání dvou TD se třemi regulačními prvky	15
Obr. 8	Křížové uspořádání dvou TD se dvěma regulačními prvky (VGT, OV).....	16
Obr. 9	Sekvenční zapojení dvou TD s jedním obtokovým ventilem a dvěma řídicími klapkami	16
Obr. 10	Sekvenční zapojení dvou TD se dvěma obtokovými ventily	17
Obr. 11	Sériové zapojení dvou TD pro vysoce výkonný závodní motor.....	18
Obr. 12	Vlevo: poškozená ložisková pánev; vpravo: viditelná karbonizace oleje na hřídeli TD	18
Obr. 13	Schéma chlazení centrální skříně olejem z motorového oběhu.....	19
Obr. 14	Schéma chlazení centrální skříně se samostatným vodním jádrem.....	20
Obr. 15	Podélný řez TD se samostatným chladícím kanálem	21
Obr. 16	Příčný řez 2 - 2 Turbodmychadlem	21
Obr. 17	Druhy proudění ((a) potenciální proudění po křivce, (b) potenciální vír, (c) vířivé proudění)	25
Obr. 18	(a) Laminární a (b) turbulentní proudění tekutin.....	25
Obr. 19	CAD model geometrie centrální skříně turbodmychadla	27
Obr. 20	Řez centrální částí turbodmychadla a zobrazení ploch vodního jádra	28
Obr. 21	Výběr ploch vodního kanálu turbodmychadla	28
Obr. 22	Označeny všechny povrchy tvořící vodní jádro	29
Obr. 23	Model geometrie vodního jádra.....	29
Obr. 24	Geometrie vodního jádra po načtení do ICEM CFD.....	30
Obr. 25	Poloha dvou ploch s určitou tolerancí geometrie	31
Obr. 26	Topologie křivek vodního jádra	31
Obr. 27	Drátový model geometrie jádra, připravené pro generaci sítě	32
Obr. 28	Vodní jádro rozdělené na jednotlivé části	33
Obr. 29	Parametry sítě vodního jádra	34
Obr. 30	Vygenerovaná objemová síť vodního jádra.....	35
Obr. 31	Prizmatické vrstvy sítě vodního jádra	36
Obr. 32	Celková kvalita generované sítě.....	37
Obr. 33	Vyobrazení elementů s nejnižší kvalitou.....	37
Obr. 34	Vyobrazení elementů s nejvyšší kvalitou	38
Obr. 35	Vyobrazení elementů s kvalitou od 0.49 do 0.87	39
Obr. 36	Importovaná geometrie centrální skříně	40
Obr. 37	Topologie křivek centrální skříně.....	40
Obr. 38	Schéma rozdělení ložiskové skříně na části	42
Obr. 39	Rozdělení olejového kanálu na části	42
Obr. 40	Poloha chladicího vůči olejovému kanálu	43
Obr. 41	Zobrazení elementů s nejnižší kvalitou (0,1 - 0,4)	45
Obr. 42	Elementy s kvalitou od 0,4 do 0,7	46

Obr. 43	Elementy s kvalitou od 0,7 do 1	46
Obr. 44	OP pro tekuté fáze	47
Obr. 45	Okrajové podmínky chlazení centrální skříně	48
Obr. 46	Okrajové podmínky s vyznačením adiabatických stěn prodloužení vstupu/výstupu	49
Obr. 47	Pozice monitorovaných bodů	51
Obr. 48	Rozložení monitorovaných bodů v geometrii skříně	52
Obr. 49	Průběh výpočtu simulace v CFX Solveru	53
Obr. 50	Proudnic na vstupu do geometrie č.1	55
Obr. 51	Proudnic na výstupu z geometrie č.1	56
Obr. 52	Proudnic a teplota olejového jádra geometrie č.1	56
Obr. 53	Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.1	57
Obr. 54	Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.1	57
Obr. 55	Rozložení teplot na geometrii centrální skříně č.1	58
Obr. 56	Rozložení teplot na geometrii centrální skříně č.1	58
Obr. 57	Teploty na ložiskových pánvích geometrie č.1	59
Obr. 58	Směry proudnic v rovině vodního jádra č.1	59
Obr. 59	Proudnic na vstupu geometrie č.2	60
Obr. 60	Proudnic na výstupu z geometrie č.2	60
Obr. 61	Proudnic a teplota olejového kanálu geometrie č.2	61
Obr. 62	Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.2	61
Obr. 63	Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.2	62
Obr. 64	Rozložení teplot na povrchu centrální skříně geometrie č.2	62
Obr. 65	Rozložení teplot na povrchu centrální skříně geometrie č.2	63
Obr. 66	Teploty na ložiskové pánvi geometrie č.2	63
Obr. 67	Směry proudnic v rovině vodního jádra č.2	64
Obr. 68	Proudnic na vstupu geometrie č.3	64
Obr. 69	Proudnic na výstupu geometrie č.3	65
Obr. 70	Proudnic a teploty olejového kanálu geometrie č.3	65
Obr. 71	Rozložení koeficientu přestupu geometrie č.3	66
Obr. 72	Rozložení koeficientu přestupu tepla geometrie č.3	66
Obr. 73	Rozložení teplot na povrchu centrální skříně geometrie č.3	67
Obr. 74	Teploty na ložiskové pánvi geometrie č.3	67
Obr. 75	Směry proudnic v rovině jádra geometrie č.3	68
Obr. 76	Porovnání teplot centrální skříně pro stejné měřítko hodnot (geometrie č. 1) ...	68
Obr. 77	teplot centrální skříně pro stejné měřítko hodnot (geometrie č. 2)	69
Obr. 78	teplot centrální skříně pro stejné měřítko hodnot (geometrie č. 3)	69
Obr. 79	Pozice monitorovaných bodů	70