



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

OPTIMALIZACE KOLA KOMPRESORU S CÍLEM SNÍŽENÍ HMOTNOSTI A SETRVAČNÝCH ÚČINKŮ

OPTIMISATION OF THE COMPRESSOR IMPELLER TO REDUCE MASS AND INERTIAL EFFECTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Schiffer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jozef Hrabovský, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	Bc. Adam Schiffer
Studijní program:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Studijní obor:	Inženýrská mechanika
Vedoucí práce:	Ing. Jozef Hrabovský, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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

Optimalizace kola kompresoru s cílem snížení hmotnosti a setrvačných účinků

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je optimalizace kola elektrického kompresoru pro čisté aplikace nových generací pohonných jednotek. Elektricky poháněný kompresor je nezbytnou součástí soustavy pro dodávku čistého vzduchu např. v oblasti vodíkových technologií. Tento typ kompresoru je vhodný jak pro stlačování vzduchu, tak pro rekuperaci ve všech oblastech vodíkových pohonů a mobility. Důvodem pro snižování hmotnostních a setrvačných charakteristik kola je u tohoto typu kompresoru snížení zatížení ložisek, které jsou např. vzduchové nebo fóliové, a také zlepšení rotor–dynamických charakteristik. Pro řešení stanoveného cíle bude nutné výpočtovým modelováním prozkoumat problematiku provozního zatížení kola kompresoru. Dále bude nutné provést topologickou optimalizaci s cílem snížení hmotnostních a setrvačných účinků kola. Optimalizovaný tvar kola bude dále nutné upravit a navrhnout s ohledem na uchycení kola na hřídel, tak aby toto spojení bylo funkční a stabilní. Výsledný návrh kola kompresoru bude možné vyrobit pomocí aditivní výroby a ověřit jeho vlastnosti při definovaných provozních podmínkách na funkčním vzorku elektrického kompresoru.

Cíle diplomové práce:

1. Analýza provozního zatížení kola kompresoru
2. Příprava detailního modelu a uchycení kola kompresoru
3. Sestavení MKP modelu
4. Provedení termální a strukturální analýzy kola kompresoru
5. Citlivostní analýza parametrů pro optimalizaci kola kompresoru
6. Příprava a realizace topologické optimalizace
7. Návrh optimalizovaného kola kompresoru s ohledem na uchycení kola na hřídel
8. Návrh funkčního uchycení kola kompresoru
9. Příprava modelu pro aditivní výrobu
10. Zhodnocení výsledků

Seznam doporučené literatury:

Japikse D., Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc., Vermont 05088, USA, ISBN 0-933283-03-2

KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů.

Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN9788072043460;8072043463.

ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory. [Online] 2017. [Cit. 2020-04-02].

Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz>. ISSN 1804-8293.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

V současné době se klimatická krize stává stále více diskutovaným tématem, které vyžaduje hledání vhodných alternativních zdrojů energie. V dosavadních technologiích jsou kompresory častou součástí spalovacích motorů. S příchodem nových generací pohonných jednotek, jako jsou vodíkové palivové články, se objevují nové způsoby využití kompresorů. Nové využití kompresorů přináší nové výzvy v oblasti návrhu a optimalizace jejich jednotlivých částí. Tato diplomová práce se zaměřuje na optimalizaci jedné z klíčových částí kompresoru, kterou je jeho oběžné kolo. Cílem optimalizace bylo snížit jeho hmotnost a setrvačné účinky. Výsledkem této optimalizace oběžného kola bude pozitivní přínos v oblasti rotor-dynamiky, namáhání radiálních ložisek a tím i případná možnost jejich zmenšení. Snížení zatížení ložisek má dále pozitivní vliv na celý návrh uložení rotoru nebo volbu typu samotných ložisek kompresoru. K dosažení optimalizace oběžného kola bylo využito výpočtového modelování v softwaru Ansys Workbench. Praktická část práce zahrnuje návrh optimálního odlehčení kola kompresoru s využitím metody Density Based a Michellovy příhradové konstrukce. V rámci řešení bylo navrženo funkční a stabilní uchycení kola na hřídel pro eliminaci nevývahy. Kromě toho byl vybrán vhodný materiál pro výrobu kola aditivní metodou Selective Laser Melting. Práce zahrnuje srovnání jednotlivých návrhů pro odlehčení oběžného kola. Výsledky diplomové práce přináší nové poznatky v oblasti odlehčování oběžných kol a mohou být přínosem pro další výzkum v této oblasti.

KLÍČOVÁ SLOVA

Oběžné kolo odstředivého kompresoru, topologická optimalizace, metoda Density Based, Michellovy příhradové konstrukce, Ansys Workbench

ABSTRACT

Currently, the climate crisis is becoming an increasingly discussed topic that requires the search for suitable alternative energy sources. In existing technologies, compressors are a common component of combustion engines. With the advent of new generations of power units, such as hydrogen fuel cells, new ways of utilizing compressors are emerging. The new utilization of compressors brings new challenges in the design and optimization of their individual parts. This thesis focuses on the optimization of one of the key parts of a compressor, which is its impeller. The aim of the optimization was to reduce its weight and inertial effects. The result of this impeller optimization will have a positive impact on rotor dynamics, the loading of radial bearings, and thus the potential for their downsizing. Reducing the bearing loads also has a positive influence on the overall design of the rotor support system or the choice of compressor bearing types. Computational modeling in Ansys Workbench software was used to achieve the impeller optimization. The practical part of the thesis includes the design of an optimal impeller lightweighting using the Density Based method and Michell truss structure. As part of the solution, a functional and stable attachment of the impeller to the shaft was designed to eliminate imbalance. In addition, a suitable material was selected for manufacturing the impeller using the Selective Laser Melting additive method. The thesis includes a comparison of different designs for impeller lightweighting. The results of this thesis provide new insights into impeller lightweighting and can be beneficial for further research in this field.

KEYWORDS

Centrifugal compressor impeller, topology optimization, Density Based method, Michell truss structures, Ansys Workbench

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SCHIFFER, Adam. *Optimalizace kola kompresoru s cílem snížení hmotnosti a setrvačných účinků* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/152952>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Jozef Hrabovský.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jozefa Hrabovského, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2023

.....

Adam Schiffer

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce Ing. Jozefu Hrabovskému, Ph.D. za ochotu, rady a podporu během psaní této práce. Také bych chtěl poděkovat firmě L.K. Engineering, s.r.o. za poskytnutí dat a podpory pro zpracování diplomové práce. Děkuji také svým rodičům a své přítelkyni za podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	11
1.1 Problémová situace	11
1.2 Formulace problému	11
1.3 Cíle řešení	11
2 Rešeršní část	12
2.1 Vodíkový pohon	12
2.2 Využití odstředivého kompresoru.....	13
2.2.1 Turbodmychadla.....	14
2.2.2 Odstředivý kompresor	15
2.2.3 Namáhání oběžného kola.....	16
2.2.4 Dynamická analýza.....	17
2.2.5 Napěťová analýza – vliv odstředivých sil	17
2.2.6 Termální analýza	18
2.2.7 Termomechanické namáhání.....	18
2.3 Strukturální optimalizace	19
2.4 Topologická optimalizace.....	21
2.4.1 Dělení topologické optimalizace	21
2.4.2 Mřížkové struktury	25
2.4.3 Michellovy příhradové konstrukce.....	25
2.4.4 Optimalizační software.....	27
2.5 Optimalizace v Ansys Workbench	27
2.5.1 Nastavení optimalizace v prostředí Ansys	29
2.5.2 Validace výsledků.....	29
2.5.3 Srovnání optimalizačních metod	30
2.6 Aditivní výroba a materiál oběžného kola.....	31
3 Analýza oběžného kola kompresoru	33
3.1 Systém podstatných veličin	33
3.2 Metoda řešení a použitá výpočetní technika.....	34
3.3 Způsob prezentace výsledků.....	34
4 Analýza výchozího modelu oběžného kola kompresoru	36
4.1 Vstupní parametry.....	37
4.1.1 Model materiálu.....	39
4.1.2 Výchozí model geometrie.....	40
4.1.3 Kontakty	41
4.1.4 Síť konečných prvků	42
4.2 Termální analýza.....	44
4.2.1 Okrajové podmínky	44
4.2.2 Výsledky analýzy	44
4.3 Strukturální analýza	45
4.3.1 Okrajové podmínky	45
4.3.2 Výsledky analýzy	46
4.4 Citlivostní analýza parametrů pro optimalizaci oběžného kola.....	48

5	Optimalizace oběžného kola kompresoru	50
5.1	Optimalizační analýza	50
5.1.1	Oblast optimalizace	50
5.1.2	Nastavení optimalizační analýzy	51
5.1.3	Výsledky optimalizační analýzy	52
5.1.4	Validace výsledků optimalizační analýzy	54
5.2	Vlastní návrhy řešení	56
5.2.1	Navržené geometrie	57
5.2.2	Validace výsledků Michell Optimization	57
6	Srovnání výsledků optimalizace	59
7	Detailní srovnání finálního a výchozího modelu oběžného kola	61
7.1	Model oběžného kola z duralu	62
7.2	Model oběžného kola z materiálu Ti-6Al-4V	65
8	Návrh funkčního uchycení kola na hřídel	68
9	Aditivní výroba optimalizovaného oběžného kola kompresoru	71
	Závěr	74
	Použité informační zdroje	76
	Seznam použitých zkratk	81
	Seznam použitých symbolů	82
	Seznam obrázků	84
	Seznam tabulek	86
	Seznam příloh	87
10.1	Výpočet předepnutí hřídele	87
10.2	Kontrolní výpočty modelu oběžného kola z duralu	88
10.3	Kontrolní výpočty modelu oběžného kola z materiálu Ti-6Al-4V	89

ÚVOD

1.1 PROBLÉMOVÁ SITUACE

Elektrický kompresor je důležitým prvkem pro dodávání čistého vzduchu v oblasti vodíkových technologií (palivových článků) a může být použit nejen ke stlačování vzduchu, ale i k jeho rekuperaci.

Cílem práce je analýza oběžného kola (OK) elektrického kompresoru a snížení jeho hmotnosti v kombinaci s jeho setrvačnými účinky. V oblasti vodíkových palivových článků se z důvod vysokých nároků na čistotu dodávaného vzduchu nepoužívají konvenční olejová ložiska ale elektromagnetická nebo vzduchová ložiska. Tyto typy ložisek mají mnoho výhod i nevýhod. Mezi výhody patří např. nízké tření nebo vysoká přesnost. Nevýhodou je nižší únosnost při daných rozměrech ve srovnání s běžnými např. olejovými ložisky. Optimalizací geometrie oběžního kola je možné výrazně snížit zátěž těchto ložisek. Efektivního cíle má být dosaženo pomocí výpočtového modelování a topologické optimalizace. Je nutné provést studii zabývající se provozními podmínkami kompresorového kola, resp. příklady vzniku mezních stavů u OK. Dále je nutné prozkoumat aktuální možnosti topologické optimalizace v dostupném softwaru pro výpočtové modelování.

Topologickou optimalizací vznikají zpravidla složité geometrie, které není možné vyrobit konvenčními výrobními technologiemi. Pro tyto účely je vhodné použít moderní způsoby výroby mezi které patří aditivní technologie. Tato technologie není univerzální a stejně jako konvenční způsoby výroby, tak i tato moderní metoda vyžaduje určité náležitosti a případné úpravy modelu, které je možné zohlednit už při návrhu nebo optimalizaci dané součásti. I z toho důvodu při optimalizaci OK byl kladen důraz nejen na zlepšení jeho vlastností, ale také na vyrobitelnost zvolenou metodou. U odlehčeného kola má být následně navrženo funkční a stabilní uchycení na hřídel, tím se minimalizuje vliv případné nevývahy. Výsledný model by mělo být možné vyrobit aditivní výrobou a ověřit jeho vlastnosti v provozních podmínkách.

1.2 FORMULACE PROBLÉMU

Snížení hmotnostních a setrvačných účinků kola kompresoru za pomoci topologické optimalizace.

1.3 CÍLE ŘEŠENÍ

1. Analýza provozního zatížení kola kompresoru
2. Příprava detailního modelu a uchycení kola kompresoru
3. Sestavení MKP modelu
4. Provedení termální a strukturální analýzy kola kompresoru
5. Citlivostní analýza parametrů pro optimalizaci kola kompresoru
6. Příprava a realizace topologické optimalizace
7. Návrh optimalizovaného kola kompresoru s ohledem na uchycení kola na hřídel
8. Návrh funkčního uchycení kola kompresoru
9. Příprava modelu pro aditivní výrobu
10. Zhodnocení výsledků

2 REŠERŠNÍ ČÁST

V současné době se svět potýká s vážnou klimatickou krizí, způsobenou především nadměrnými emisemi skleníkových plynů z fosilních paliv. Jejich výrazný nárůst byl zaznamenán zejména v oblasti dopravního průmyslu. Spalovací motory jsou jedním z hlavních zdrojů těchto emisí, proto je v současné době trend od nich upouštět. Existuje požadavek na nahrazení tohoto typu pohonu vhodnou alternativou, která by byla ekologičtější a zároveň by byla srovnatelně efektivní.

Jednou z možných alternativ jsou vodíkové palivové články, které přeměňují chemickou energii vodíku a kyslíku na elektrickou energii a teplo. Vodíkové palivové články mají potenciál být čistým a účinným zdrojem energie pro různé aplikace. Pro dosažení optimálního výkonu palivového článku je nutné zajistit dostatečný přísun čistého kyslíku do katody článku. Toho lze docílit použitím např. elektrického odstředivého kompresoru.

Studie OK kompresorů bývá často spojena s turbodmychadly pro přepřínování spalovacích motorů. Již v tomto odvětví byl nutný vývoj OK se zaměřením na optimalizaci jejich vlastností (aerodynamických, mechanických). Díky využití OK nejen pro přepřínování spalovacích motorů ale i v jiných oblastech (výroby čisté energie), má význam se vývojem OK stále zabývat i přes postupné omezování výroby spalovacích motorů.

Rešeršní část je zaměřena především na možné metody optimalizace mechanických vlastností OK elektrického odstředivého kompresoru (hmotnost, setrvačné účinky) pro stlačování vzduchu.

2.1 VODÍKOVÝ POHON

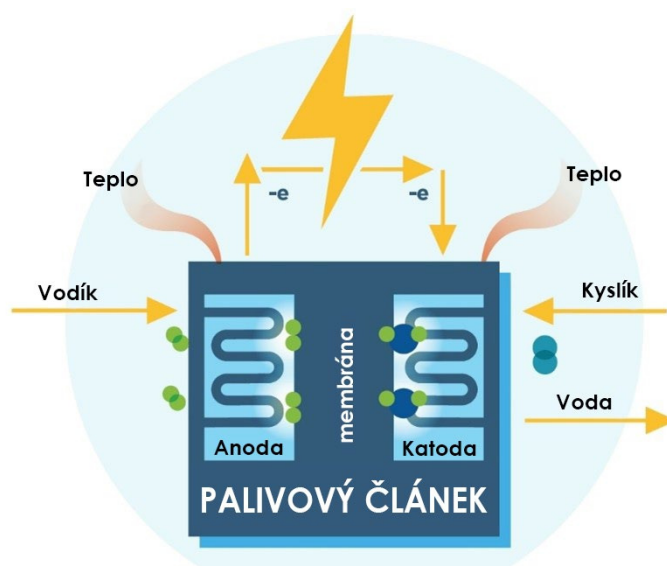
Snížení emisí uhlíku je v současné době hlavním faktorem, kvůli kterému probíhají výzkumy obnovitelných zdrojů energie. Cílem těchto výzkumů je najít alternativní technologie, pomocí kterých lze získat energii s minimálním dopadem na životní prostředí a s vysokou účinností. Z důvodu velké poptávky po čisté energii je očekáváno, že vodík do určité míry bude moci nahradit fosilní paliva a stát se v blízké budoucnosti preferovaným čistým a netoxickým nosičem energie. Jednou z nabízených možností pro výrobu čisté energie je vývoj technologie vodíkových palivových článků [1]. Výhodou palivových článků v oblasti elektromobility je nulová emise oxidu uhličitého, vysoká účinnost a zároveň dlouhý dojezd a relativně krátká doba tankování [2]. Pro správnou funkci a účinnost palivového článku je nezbytnou součástí pro dodávku kyslíku kompresor. Spolehlivá konstrukce OK kompresoru je v tomto případě důležitá nejen z důvodů rizika možných poruch, ale i pro plynulý chod.

Vodíkový palivový článek je elektrochemické zařízení, které přeměňuje chemickou energii vodíku na elektrickou energii a vodu. Skládá se ze dvou elektrod (anody a katody) a elektrolytu, resp. membrány, viz Obr. 1. Při zvyšování tlaku reaktantů (vodíku a kyslíku) v palivovém článku dochází ke snižování polarizace elektrod a tím se zvyšuje výkon tvorby elektrické energie [1], [3].

V současné době běžně dochází k sezónní fluktuaci produkce elektřiny. V letních měsících, kdy solární panely produkují větší množství elektřiny může docházet k jejímu nadbytku, který není možné efektivně uskladnit. Jednou z možností využití přebytku elektřiny z obnovitelných zdrojů by mohla být výroba vodíku elektrolýzou vody. Tím by se efektivně uskladnila nadbytečná energie, která by dále mohla být využita v palivových článcích.

V oblasti palivových článků se běžně používají vzduchová nebo magnetická ložiska, aby byl zajištěn přívod čistého vzduchu. Výhodou těchto typů ložisek je jejich provoz bez nutnosti mazání olejem, který by mohl znehodnotit palivový článek. Nevýhodou je však

jejich nízká únosnost ve srovnání s valivými ložisky. Z tohoto důvodu je důležitý plynulý chod kompresoru pro minimalizaci zatížení těchto ložisek [4].

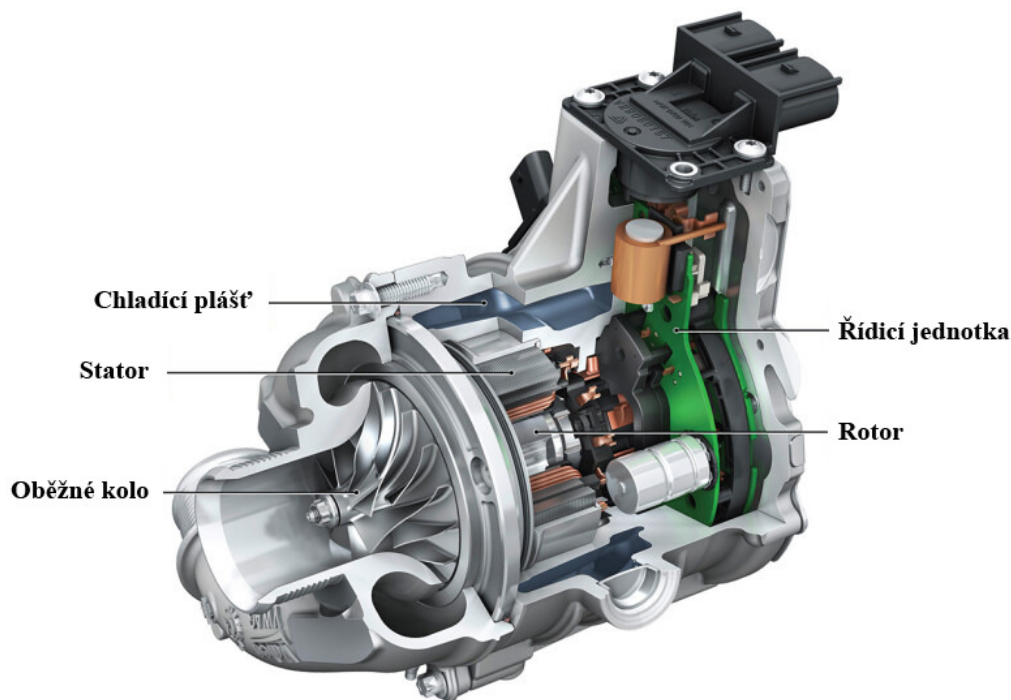


Obr. 1 Palivový článek. Převzato a upraveno dle [5]

Článek [6] se zabývá experimentálním zjišťováním závislosti provozního tlaku kyslíku (resp. otáček kompresoru) na výkon vodíkového palivového článku. Kompresor byl v tomto případě poháněn elektromotorem. Účinnost tedy závisela na elektrické energii článkem vygenerované, elektromotorem spotřebované a na ztrátách.

2.2 VYUŽITÍ ODSŤŘEDIVÉHO KOMPRESORU

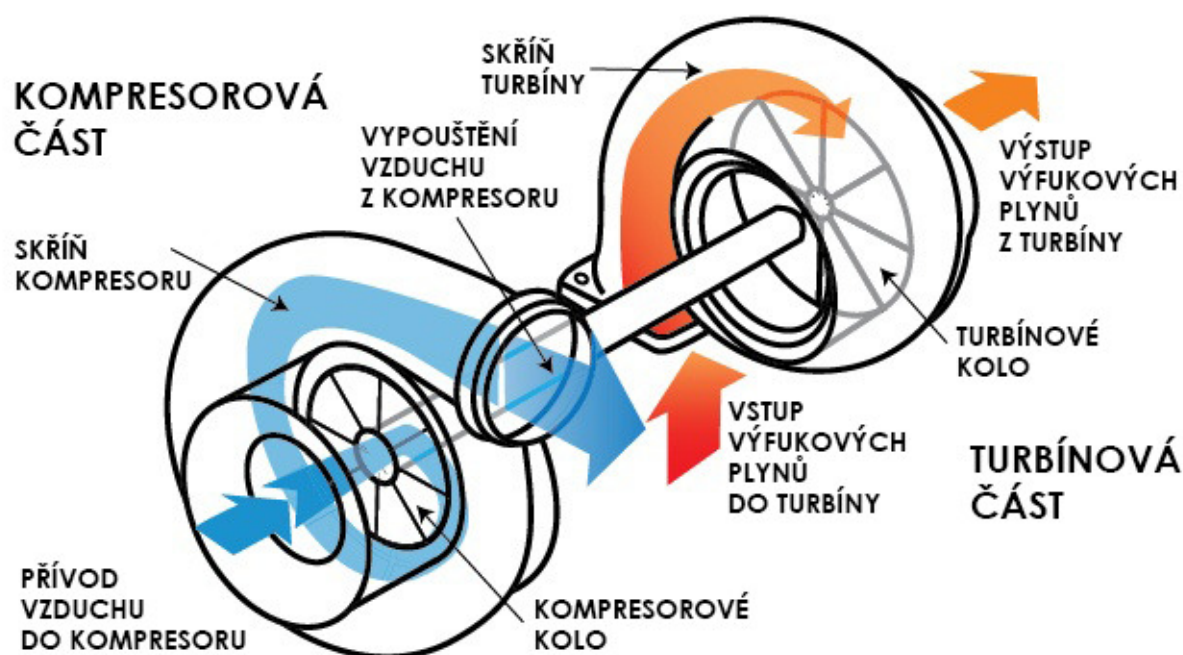
Odstředivý kompresor patří do třídy strojů tvořících tlak přenášením mechanické energie dynamickou cestou z rotující součásti (OK, resp. hnacího hřídele) na kontinuálně proudící pracovní kapalinu. Odstředivé kompresory se v průmyslu rozšířily až na konci 19. st., kdy byla velká poptávka po stlačeném vzduchu (ventilátory, pneumatické přepravníky). Dalším podnětem pro vývoj kompresorů bylo jejich využití v letectví a automobilovém průmyslu pro přeplňování spalovacích motorů (zvýšení tlaku a hustoty vzduchu vstupujícího do spalovacího motoru) [7], [8]. Z pohledu elektromobility, která je v současné době jedním z nejprobíranějších témat souvisejících s globálním oteplováním, je dodávka stlačeného vzduchu pro vozidla poháněná palivovými články nezbytná. U spalovacích motorů, je ve většině případů kompresor poháněn turbínou. V případě palivových článků je pro jeho pohon použit elektromotor, protože nízkoteplotní plyny produkované palivovým článkem nemají dostatečný tlak pro pohon kompresoru. Na Obr. 2 je zobrazen příklad elektrického kompresoru. Jak bylo zmíněno v kapitole 2.1, pro správnou funkci a vysoký výkon palivových článků je podstatné zajištění dostatečně vysokého tlaku vzduchu. V porovnání se šroubovým nebo kořenovým kompresorem je odstředivý kompresor ideální volbou díky svému vysokému kompresnímu poměru, kompaktní velikosti a nízkému hluku, resp. vibracím [2].



Obr. 2 Části elektrického kompresoru. Převzato a upraveno dle [9]

2.2.1 TURBODMYCHADLA

K přepínání spalovacích motorů bývá často použito turbodmychadlo. Toto zařízení se skládá ze dvou hlavních částí: turbíny a kompresoru uložených na společném hřídeli. V případě spalovacích motorů kompresor využívá vzduch z okolní atmosféry a zvyšuje jeho hustotu prostřednictvím rotujících lopatek OK. Vzniklý proud vzduchu o vysoké hustotě pak vstupuje do spalovací komory motoru, kde se mísí s palivem [10]. Díky zvýšené hustotě vzduchu (a tedy vyššímu hmotnostnímu průtoku) se do spalovacího prostoru dostane více vzduchu oproti motorům stejné velikosti s přirozeným vstřikováním. Tím se zvyšuje efektivita spalování fosilních paliv [11]. Díky tomu může motor vyvinout větší točivý moment, a tedy i větší výkon. Spalovacím procesem je tvořen pulzující tok výfukových plynů, které proudí přes výfukové potrubí do turbíny. Turbínou je vytvářen vysoký protitlak na výfukové potrubí. To vede ke vzniku vyššího tlaku výfukových plynů oproti atmosférickému tlaku. Energie vzniklá v důsledku expanze výfukových plynů se pak využívá k otáčení OK turbíny, která přímo pohání kompresor, čímž se cyklus uzavírá [10]. Na Obr. 3 je schématicky znázorněn princip pohánění turbodmychadla.

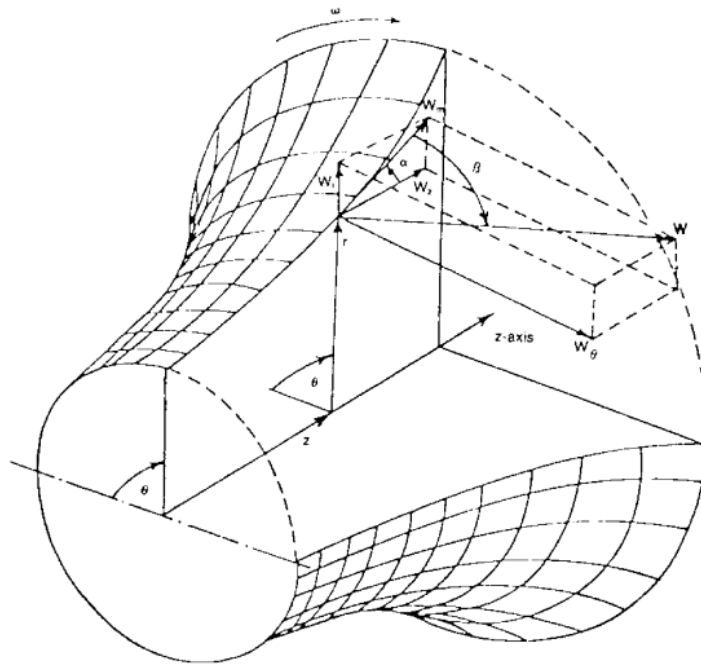


Obr. 3 Princip funkce turbodmyhadla. Převzato a upraveno dle [12]

Turbodmyhadlo zvyšuje výkon a mírně redukuje emise spalovacích motorů oproti atmosférickým motorům díky lepšímu spalování paliva [13]. V posledních letech vznikla celá řada technologií na snižování emisí spalovacích motorů jako například adblue nebo filtry pevných částic. Tyto technologie jsou účinné, mohou však být pouze částečným řešením emisní problematiky, protože pouze redukují emise stávající pohonné jednotky.

2.2.2 Odstředivý kompresor

Stlačování proudícího média v odstředivém kompresoru (převažuje proudění v radiálním směru) je založeno na urychlování jejího toku OK a postupným zpomalováním v difuzoru (zde dochází k přeměně kinetické energie na tlakovou – stlačení), který obklopuje OK. Proud vstupuje do OK v axiálním směru a vystupuje z něj v radiálním směru, viz Obr. 3 kompresorová část. Změny rychlostí, které vyplývají ze změn směrů proudění, komplikují proces návrhu kompresorů. Analytické řešení proudění v OK je bez určitých zjednodušení obtížné. Zjednodušeně ho lze počítat jako kvazi-třírozměrné proudění, které se skládá ze dvou částí (v meridiánové a radiální ploše) [14]. Vektory rychlostí v obou rovinách jsou znázorněny na Obr. 4.



Obr. 4 Vektory rychlostí v meridiánové a radiální rovině oběžného kola. Převzato z [14]

2.2.3 NAMÁHÁNÍ OBĚŽNÉHO KOLA

Analýza namáhání OK se skládá v podstatě ze tří základních částí: napět'ové, termální a dynamické. V napět'ové analýze je řešeno napětí způsobené odstředivými silami působícími na lopatky při provozních podmínkách. V dynamické analýze jsou porovnávány vlastní frekvence disku a lopatek s frekvencemi budících sil a mohou v ní být určena napětí způsobená vibracemi. Poškození OK bývá téměř vždy způsobeno únavou materiálu. Únavové poškození je způsobeno cyklickým namáháním konstrukce, jehož vliv je do značné míry ovlivněn velikostí středního napětí působícího na lopatky. Střední napětí (odstředivé napětí) v OK vzniká vlivem odstředivých sil. Na ty má přímý vliv rychlost otáčení [14], [15]. Hodnoty otáček kompresorů turbodmychadel mohou nabývat až 350000 min^{-1} . Teploty se mohou na turbíně pohybovat až kolem $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ [11]. Z hlediska vysokorychlostního otáčení OK odstředivého kompresoru lze očekávat nárazové účinky proudícího média, které mohou způsobovat únavové poruchy v důsledku střídavých napětí vyvolaných vibracemi. Střídavé napětí v lopatkách je výsledkem nestacionárního proudění. Jeho velikost závisí na povaze nestacionárního proudění média, na tlumení a případném rezonančním stavu [14], [15]. Při řešení únavového namáhání OK je možné zahrnout i vliv termálního zatížení. V případě OK, řešeného v této práci, nedochází k extrémním výkyvům teplot z důvodu relativně nízkého stlačení a absence turbíny poháněné horkými spaliny. Pro přesný popis zatížení je však vhodné uvažovat vliv mechanického zatěžování i působení teploty současně. Tímto typem zatěžování se zabývá například termomechanická únava, anglicky „Thermo-Mechanical Fatigue“, při které jsou součástí cyklicky namáhány nejen silově, ale i proměnlivou teplotou [16]. Při návrhu OK je tedy důležité věnovat pozornost vlivu teplotního zatížení na změny materiálových vlastností (pevnost) při současném působení odstředivých účinků a při různých kompresních poměrech [17].

2.2.4 DYNAMICKÁ ANALÝZA

V oblasti dynamické analýzy je možné zkoumat modální vlastnosti (vlastní tvary, vlastní frekvence) lopatek. Běžnou příčinou poruch souvisejících s vibracemi je rezonanční buzení vyskytující se v násobcích otáček. Modální vlastnosti OK, zahrnují následující [15]:

- vlastnosti materiálu při daném rozsahu provozních teplot (únavové charakteristiky, mez kluzu, mez pevnosti, modul pružnosti),
- tlumení konstrukce (OK a také celého systému),
- vliv nestacionárního proudění (aerodynamické tlumení a velikost tlaku působícího na lopatky),
- výrobní proces (vliv přesnosti výroby).

Během každé otáčky OK dochází u všech lopatek ke změnám tlaku a síly. Na každou lopatku působí periodická síla s časovým zpožděním vůči sousední lopatce. Z toho důvodu je časově zpožděné i kmitání sousedních lopatek. Periodické síly závisí z velké části na geometrii a podmínkách proudění (podzvukové, transsonické a nadzvukové) [15].

Dynamická analýza zahrnuje vlastní frekvence v provozním rozsahu otáček, související tvary módů (ohybové, torzní) a tlumení, které jsou požadovaným vstupem pro odhad odezvy systému lopatek a disku na buzené kmitání. Z odezvy na buzené kmitání bývají zjištěny kritické hodnoty otáček, při kterých nastává rezonanční stav. Vzhledem k tomu, že lopatky kmitají v proudícím prostředí, je nutný interdisciplinární přístup, který zahrnuje dynamiku těles a dynamiku proudění kapalin. Tlumení je zajištěno vnitřním odporem materiálu a také prostředím proudícího média (aerodynamické tlumení). Aerodynamické tlumení je kromě hustoty proudícího média závislé také na vlastnostech proudění [15].

2.2.5 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA – VLIV Odstředivých SIL

Podstatnou složkou napětí působícího na OK je napětí odstředivé. Tato složka napětí má z velké části stálý charakter. Pro její výpočet je klíčový rozsah provozních otáček. Odstředivou sílu a z ní odvozené napětí pro lopatku konstantního průřezu je možné vypočítat dle následujícího vzorce [15]:

$$F_{centrifugal} = m \cdot a = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (1),$$

$$\sigma_{centrifugal} = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r}{S} = \frac{m \cdot (2 \cdot \pi \cdot \frac{N}{60})^2 \cdot r}{S} \quad (2),$$

kde m [kg] je hmotnost lopatky, a [m/s^2] je odstředivé zrychlení, ω [rad/s] je rychlost rotačního pohybu, r [m] je vzdálenost od osy rotace, S [m^2] je obsah příčného průřezu lopatky, $F_{centrifugal}$ [N] je odstředivá síla a $\sigma_{centrifugal}$ [Pa] je odstředivé napětí.

V numerickém řešení je vliv odstředivých účinků OK zastoupen počtem otáček, které mohou být zadávány ve výpočetním softwaru do statické strukturální analýzy. Další důležitou součástí napěťové analýzy je tlak od proudícího média. Hodnoty tlakových pulzací je možné získat například z CFD (Computational Fluid Dynamics) analýzy a jako okrajovou podmínku je lze aplikovat také ve statické strukturální analýze společně s otáčkami [18].

2.2.6 TERMÁLNÍ ANALÝZA

Vliv termálního namáhání OK je vhodné zahrnout z důvodu možných degradací mechanických vlastností použitého materiálu. Termální analýzou je možné určit deformace způsobené změnou teploty. Distribuci teploty v OK lze popsat jako přenos tepla nucenou konvekcí. Tedy přenos tepla z média proudícího na lopatkové straně OK na zadní povrch jeho disku. Pro řešení jsou nezbytné materiálové charakteristiky jako tepelná vodivost $\lambda [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$, tepelná kapacita $C [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ a koeficient teplotní roztažnosti $\alpha [K^{-1}]$ [17]. Pro numerické řešení termální analýzy, jako je například Steady-State Thermal, je možné použít teploty proudícího média z CFD analýzy jako okrajové podmínky na straně lopatek a na zadní straně OK [18]. Na základě výsledků distribuce teploty v OK lze navrhnout vhodné chlazení (typ chladícího média) pro snížení termálních deformací [17].

2.2.7 TERMOMECHANICKÉ NAMÁHÁNÍ

Termomechanické namáhání se zabývá kombinací mechanického a teplotního zatěžování konstrukcí. Tento typ namáhání bývá často spojován s únavou materiálu, creepem a oxidací. Při odhadování životnosti součásti je podstatné, zda mechanické a teplotní zatížení působí ve stejné fázi nebo jestli jsou jednotlivé složky zatěžování fázově posunuty. Celkovou deformaci ϵ v daném okamžiku lze vyjádřit jako součet deformací obou složek zatížení [16]:

$$\epsilon = \epsilon_{th} + \epsilon_{mech} \quad (3),$$

kde $\epsilon_{th} [-]$ je deformace způsobená změnou teploty a $\epsilon_{mech} [-]$ je deformace způsobená mechanickým namáháním.

Řešení termomechanické únavy je významné především u turbodmychadel spalovacích motorů, kde dochází k výrazným výkyvům teplot při současném působení odstředivých sil. Při kompresi čistého vzduchu v oblasti vodíkových palivových článků jsou tyto výkyvy teplot podstatně nižší. Pro přesný popis chování OK při provozním zatížení je možné v numerickém řešení využít například konstitutivních modelů, které popisují deformačně napěťový stav dané entity [18]. V článku [18] byl použit konstitutivní materiálový model Chaboche pro zohlednění účinků cyklické plasticity, relaxace a creepu OK kompresoru turbodmychadla z hliníkové slitiny.

2.3 STRUKTURÁLNÍ OPTIMALIZACE

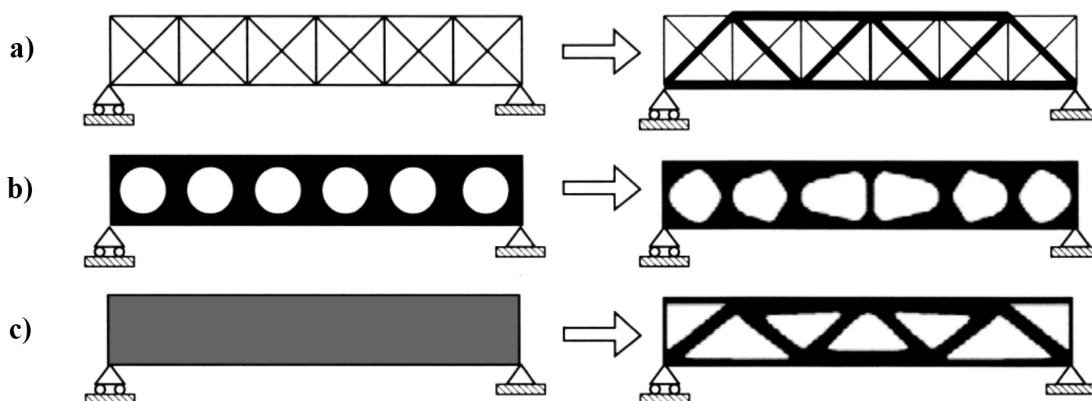
Jedním z možných způsobů, jak zlepšit vlastnosti odstředivého kompresoru, je snížení hmotnosti a setrvačnosti OK. Snížením hmotnosti kola je možné snížit kroutící moment pro rozběh kompresoru [19]. Tím se dá podstatně omezit únavové namáhání nejen samotného kola ale i radiálních a axiálních ložisek. Pro palivové články se používají například vzduchová ložiska, jejichž výhodou je vysoká přesnost a klidný chod bez vibrací. Na druhou stranu mají také několik nevýhod, jako nižší tuhost uložení, nižší únosnost a vysokou pořizovací cenu. Nižší setrvačné účinky OK tak mohou přispět k nižším požadavkům na ložiska a snížit náklady na jejich údržbu [20]. V současné době je v mnoha odvětvích, včetně automobilového průmyslu, trendem dosahovat vyšších výkonů za současného snižování hmotnosti. Velká část energie vytvořené palivovým článkem bývá využita k pohonu odstředivého kompresoru, což má významný dopad na celkovou účinnost. Dle článku [21] může výkon spotřebovaný odstředivým kompresorem dosahovat až 25 %. Odlehčení OK proto může přinést i úsporu energie potřebnou pro pohon systému [2].

Z hlediska komplexnosti zatížení, kterému je OK v provozu vystaveno, je vhodné použít odpovídajících prostředků pro analýzu a efektivní úpravu OK. Z toho důvodu byla zvolena pro analýzu OK metoda konečných prvků (MKP), která umožňuje poměrně přesně modelovat deformačně napěťový stav kola. Pro návrh odlehčení byla vybrána topologická optimalizace, která je popsána v následujících odstavcích.

Strukturální optimalizace je proces, který spočívá v hledání nejlepšího možného rozložení materiálu v rámci řešené fyzikální oblasti objemu. Konstrukce s tímto rozložením materiálu by měla být schopna bezpečně absorbovat, resp. přenášet působící zatížení. Optimalizací lze navrhnout tvary součástí, které jsou efektivnějším řešením pro danou problematiku než v případě běžného řešení (pro komplikované zadání). V některých případech je vhodné optimalizaci použít již v počáteční fázi řešení jako konceptuální nástroj, který napoví správný směr dalších řešení. Optimalizací je možné přispět ke snížení množství použitého materiálu při výrobě, což je klíčové například v oblasti 3D tisku. Při návrhu komplikovaných tvarů je třeba brát v úvahu různá omezení daná výrobní technologií (návrh odlitků s dutinami, návrh příliš tenkých stěn pro 3D tisk) nebo provozními podmínkami. Cíle optimalizace mohou být různé podle požadavků na konstrukci. Může se jednat o optimalizaci tuhosti, snížení napětí (resp. jeho přemístění na bezpečnější místo v konstrukci), snížení posuvů, změnu vlastních frekvencí, zvýšení odolnosti vůči vzpěrné stabilitě, snížení hmotnosti při zachování požadovaných vlastností a další. Strukturální optimalizaci je možné rozdělit na následující tři metody [22], [23]:

- optimalizace velikosti
- optimalizace tvaru
- topologická optimalizace

Srovnání typů strukturální optimalizace je zobrazeno na Obr. 5.

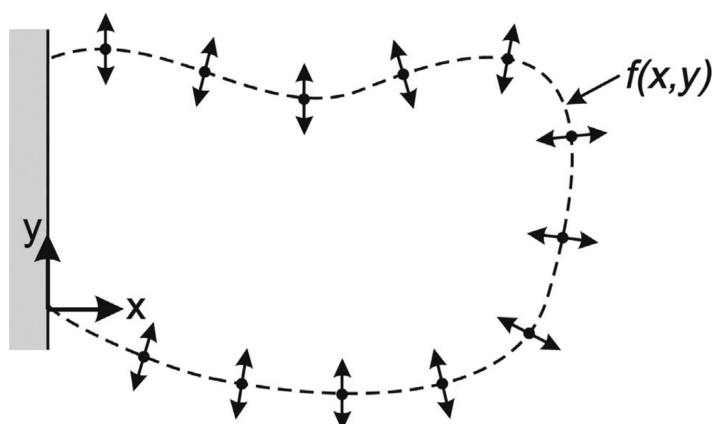


Obr. 5 Typy strukturální optimalizace: a) velikosti, b) tvaru, c) topologická. Převzato z [24]

Optimalizace velikosti je jedním z nejjednodušších přístupů pro zlepšení vlastností konstrukce. Tato metoda je vhodná pro konstrukce se známým tvarem. Umožňuje optimalizaci předem definovaných parametrů (rozměrů). Zaměřuje se na nalezení optimálních rozměrů prvků konstrukce, jako jsou například rozměry průřezů nosníků, tloušťky stěn nebo průměry dutin [22].

Optimalizace tvaru se zaměřuje na nalezení optimálního tvaru konstrukce s definovanými vlastnostmi tvaru, které mohou být reprezentovány tvarovou funkcí nebo řídicími body v prostoru. Optimalizace tvaru se provádí pomocí algoritmů, které hledají optimální hodnoty parametrů tvarových funkcí nebo poloh řídicích bodů tak, aby bylo dosaženo minimální nebo maximální hodnoty zvoleného kritéria [22].

Optimalizaci velikosti a optimalizaci tvaru lze tedy chápat jako běžné úlohy hledání vhodných hodnot proměnných parametrů, které byly konstruktérem předem zvoleny. Na Obr. 6 je graficky znázorněna optimalizace tvaru.



Obr. 6 Oblast optimalizace tvaru definovaná funkcí, resp. řídicími body. Převzato z [22]

Nejobecnější formou strukturální optimalizace je topologická optimalizace (TO). TO je ze zmíněných metod strukturální optimalizace nejpřínosnější ale je zároveň i výpočtově velmi náročná, a proto její řešení vyžaduje speciální algoritmy a software.

2.4 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

Využití TO je vhodné v případech, kdy nelze běžnými prostředky určit vyhovující tvar/velikost konstrukce. S její pomocí lze vytvořit zcela nové návrhy konstrukčního řešení nejen velkých konstrukcí (mosty, budovy), ale i součástí nano-rozměrů. V roce 1988 započal výzkum řešení TO pomocí numerických metod, zejména MKP. Vývoj této oblasti probíhá do současnosti. Proces TO v MKP spočívá v zjišťování topologie konstrukce v konstrukční oblasti, která je diskretizována jemnou sítí konečných prvků. Pro každý prvek konstrukce je následně hledáno optimální řešení rozložení hmoty tím způsobem, že je pro každý prvek určeno, zda na jeho místě materiál bude či nikoli [23].

Cílem TO může být návrh konstrukce s různými požadovanými vlastnostmi, jako je minimalizace hmotnosti, objemu nebo maximalizace tuhosti. V odborné literatuře se čtenář může často setkat se základními definicemi zaměřenými na návrh konstrukce s maximální tuhostí (minimální poddajností) při dané velikosti návrhové oblasti. V těchto případech bývají zadány fyzikální a materiálové vlastnosti, zatížení a jedinou návrhovou proměnnou je rozložení materiálu. Pro tyto případy lze formulovat optimalizační problém jako minimalizaci vztahu pro poddajnost konstrukce [23]:

$$\mathbb{C} = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{f}^T \cdot \mathbf{u} \quad (4),$$

kde \mathbb{C} je matice poddajnosti, \mathbf{f} je vektor zatížení a \mathbf{u} je vektor posuvu.

2.4.1 DĚLENÍ TOPOLOGICKÉ OPTIMALIZACE

V současné době existují různé metody TO, které je možné rozdělit do dvou koncepcí. Jedná se o metody optimálního kritéria a heuristické intuitivní metody.

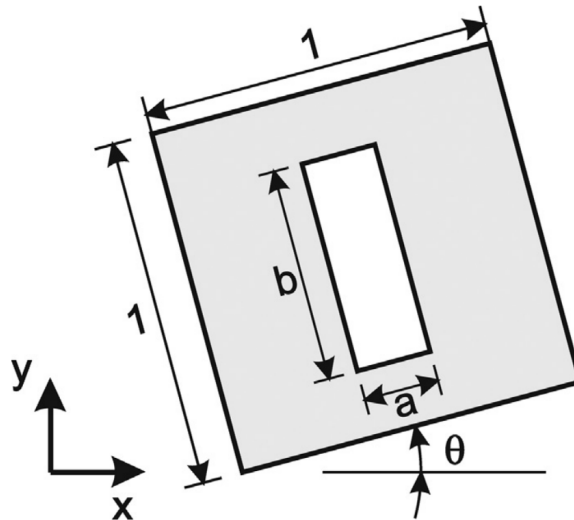
Metody optimálního kritéria jsou nepřímou formou optimalizace, která je založena na splnění matematických kritérií daných řešenou konstrukcí [22]. Může se jednat o požadavek na rovnoměrné rozložení zatížení v konstrukční oblasti při dovoleném maximálním napětí [25]. Tyto metody v mnoha případech vychází z Kuhn Tuckerovy podmínky optimality. Z toho důvodu má hledané řešení často exaktní výsledek. Tato koncepce zahrnuje např. homogenizační metodu, metody SIMP, LSM a „Růstovou metodu“ pro příhradové konstrukce) [22].

Heuristické metody jsou využívány v nestandardních případech, při kterých nelze řešení daného problému nalézt běžně dostupnými prostředky. Tyto metody vychází z intuice, pozorování inženýrských procesů a přírodních jevů (Darwinova teorie evolučního vývoje). Optimálnost výsledků poskytnutých těmito metodami nebývá vždy zaručena, ale často se jedná o velmi efektivní řešení. Mezi zástupce těchto metod je možné zahrnout např. FSD, CAO, SKO, ESO (BESO), SERA [22], [25]. Zástupci obou koncepcí jsou popsáni v následujících podkapitolách.

HOMOGENIZAČNÍ METODA

Homogenizační metoda je založena na řešení tvarové optimalizace, v jejímž případě je topologie materiálu dána homogenní porézní strukturou, tvořenou nekonečným množstvím dutin mikroskopické velikosti. Řešení optimalizace spočívá v nalezení vhodné velikosti a tvaru dutin v materiálu, aby byla zajištěna maximální globální tuhost konstrukce při zadaných okrajových podmínkách. V místech návrhové oblasti, kde je seskupeno více mikroskopických dutin do jednoho celku je materiál odebrán, v opačném případě zůstává ponechán [22].

Z hlediska rovinné úlohy lze elementární prvek pro řešení optimalizace definovat jako jednotkovou čtvercovou buňku umístěnou v globálním souřadném systému, viz Obr. 7. Orientace buňky je natočena o úhel θ , uvnitř buňky se nachází díra o velikosti $a \cdot b$, přičemž oba tyto parametry mohou nabývat hodnot $0 \leq a, b \leq 1$, [22].



Obr. 7 Elementární prvek homogenizační metody. Převzato z [22]

Nevýhodou tohoto optimalizačního přístupu je, že jeho řešení je omezeno pouze na matematický popis vlastností struktury materiálu (mikrostruktura není definována žádnou délkovou škálou) [22].

SIMP – SOLID ISOTROPIC MATERIAL WITH PENALIZATION FOR INTERMEDIATE DENSITIES

Přístup SIMP (Izotropní materiál s penalizací pro střední hustoty) vychází z homogenizační metody. Jedná se o nejrozšířenější optimalizační přístup využívající MKP. V Ansysu je SIMP označován „Density Based“. V tomto přístupu je použita pouze jedna návrhová proměnná pro každý prvek MKP. Je předpokládáno, že každý prvek je tvořen izotropním materiálem s fiktivní hustotou (ρ_e), která může nabývat hodnot $0 < \rho_e \leq 1$ napříč řešenou oblastí. Na základě její hodnoty jsou škálovány materiálové vlastnosti jednotlivých prvků (množství materiálu obsaženého v daném prvku MKP) pro konkrétní zatížení. Existuje funkční závislost mezi modulem pružnosti v tahu a fiktivní hustotou ρ_e pro e-tý prvek sítě, definovaná vztahem [22], [23]:

$$E_e = \rho_e^p \cdot E_e^0 \quad (5),$$

kde ρ_e je fiktivní hustota, p je faktor penalizace a E_e^0 je počáteční modul pružnosti. Cílem procesu optimalizace je dosažení jednoznačně definované struktury materiálu. To znamená, že každý prvek sítě nabývá diskrétní hodnoty 0 nebo 1 (0 – prvek neobsahuje materiál, 1 – prvek obsahuje materiál). Faktor penalizace ve výpočtu hraje roli korekce – urychluje iterační proces výpočtů diskrétních hodnot modulu pružnosti v tahu E_e . Pro jednoznačné určení výskytu materiálu v konstrukci, může v průběhu iterování p nabývat hodnot větších než 3.

Výsledný objem návrhového prostoru po optimalizaci je dán vztahem [22]:

$$V = \sum_{e=1}^N v_e \cdot \rho_e \quad (6),$$

kde V je optimalizovaný objem konstrukce, v_e je objem konkrétního prvku sítě a ρ_e jeho fiktivní hustota.

Výhodou tohoto přístupu je nízká výpočtová náročnost z důvodu pouze jedné návrhové proměnné. Hodnotu penalizace je možné korigovat dle specifických požadavků. Algoritmus optimalizace nezahrnuje vyšší matematiku. Mezi nedostatky lze zahrnout nejednoznačnost výsledků daných diskrétními hodnotami. Optimální výsledky jsou ovlivněny hodnotou faktoru penalizace p . Z hlediska výpočetního softwaru je nevýhodou požadavek na jemnou síť [25].

ESO – EVOLUTIONARY STRUCTURAL OPTIMIZATION A BESO – BIDIRECTIONAL EVOLUTIONARY STRUCTURAL OPTIMIZATION

Metoda ESO je založena na iteračním procesu odstraňování materiálu, který je v konstrukci nepotřebný. Vhodným prostředkem pro rozlišení, který materiál má být ponechán a který odebrán je MKP. Při řešení je nejprve jemnou sítí konstrukce diskretizována, následně je provedena analýza pomocí MKP. Dalším krokem je samotná optimalizace. Kritériem pro odstraňování nepotřebného materiálu mohou být hodnoty lokálních napětí/deformací, teploty, vlastních frekvencí, aj. Podle koncepce metody ESO by se měla lokální napětí v celé řešené oblasti blížit stejné bezpečné hodnotě. Vhodnou podmínkou pro porovnávání materiálu může být například porovnání lokálního redukovaného napětí s definovanou prahovou hodnotou [22], [23]:

$$RR_i > \frac{\sigma_e^{vm}}{\sigma_{max}^{vm}} \quad (7),$$

kde RR_i je kritérium pro odebrání prvku, σ_e^{vm} je napětí v daném prvku sítě a σ_{max}^{vm} je prahová hodnota napětí.

Proces TO probíhá iteračním způsobem při zvolené konstantní hodnotě kritéria RR_i . Z konstrukce jsou odstraňovány prvky, které nesplňují zadané kritérium. Odstraňování prvků probíhá, dokud výpočet nedosáhne ustáleného stavu. V případě neuspokojivých výsledků bývá hodnota kritéria RR_i upravována. V tomto kroku probíhá iterační proces znovu, dokud není opět dosaženo ustáleného stavu s požadovanou vlastností modelu (bezpečnost, hmotnost) [22].

Koncepce této metody je snadná nejen na pochopení, ale i na implementaci do komerčně dostupných softwarů využívajících MKP. Použití této metody je omezené na řešení rovinných úloh a základních 2D a 3D problémů. Nevýhodou metody je, že v průběhu následujících iterací není možné zpětně obnovit (chybně) odstraněné prvky sítě. Odstraněním prvků z řešené oblasti dochází k postupnému snižování počtu rovnic (zanedbání těchto prvků v matici tuhosti), které by jinak museli být řešeny v následujících iteracích. Tímto způsobem řešení dochází k postupnému zrychlování výpočetního času. Metoda je založena na heuristické koncepci, což znamená, že postrádá teoretickou přesnost a optimální řešení nemusí být pro daný případ nejvhodnější variantou [22].

Metoda BESO je založena na stejném principu jako ESO. Na rozdíl od metody ESO umožňuje zpětnou obnovu prvků, které byly odebrány během předchozích iterací. To

znamená, že prvek, který byl dříve odstraněn, může být v pozdější fázi opětovně zahrnut do výpočtu, pokud se ukáže, že je to pro dosažení optimálního řešení nezbytné. Díky této možnosti mohou výsledky BESO dosáhnout vyšší přesnosti v řešení. Pro přidávání prvku zpět do návrhové oblasti platí nerovnost [22], [23]:

$$IR_i < \frac{\sigma_e^{vm}}{\sigma_{max}^{vm}} \quad (8),$$

kde IR_i je kritérium pro přidání prvku, σ_e^{vm} je napětí v daném prvku sítě a σ_{max}^{vm} je prahová hodnota napětí.

LSM – LEVEL SET METHODS

Metody LSM jsou založeny na návrhu geometrického rozhraní implicitním způsobem pomocí izokřivek definovaných funkcí LSF (Level Set Function). Oproti metodě SIMP, kde se často vyskytuje nejednoznačnost topologie v důsledku přechodných hodnot fiktivní hustoty některých prvků, umožňují metody LSF přesné vymezení hranice materiálu pomocí implicitní funkce LSF [26].

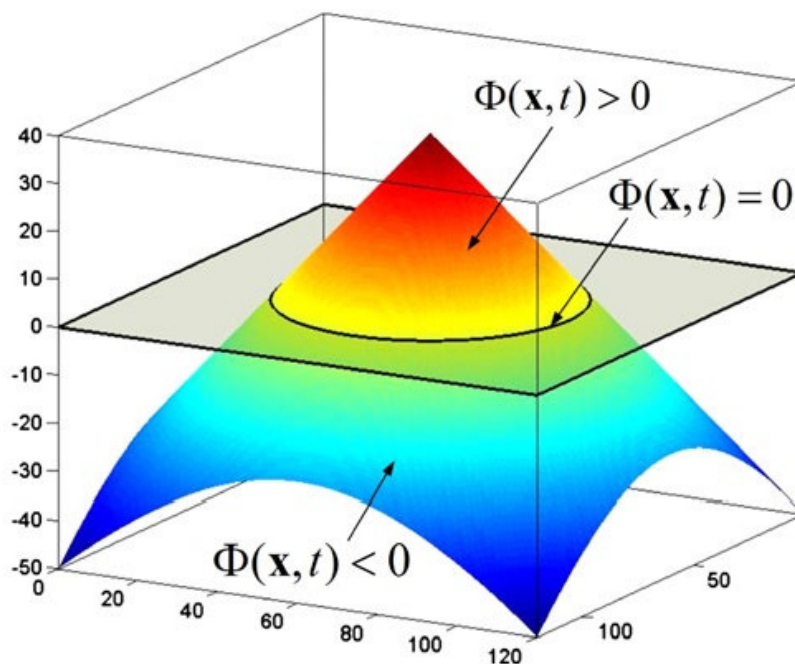
Optimalizační problém, který je popsán výše pro metodu SIMP založenou na jednoznačnosti výskytu materiálu v návrhovém prostoru, lze také formulovat pro metodu LSM. V tomto případě jsou jednotlivé množiny, jako návrhový prostor D , materiálová oblast Ω , oblast bez materiálu $D \setminus \Omega$ a rozhraní materiálu Γ , definovány jako funkce LSF ϕ [26]:

$$\begin{cases} \phi(x) > c \leftrightarrow x \in \Omega \text{ (materiálová oblast)} \\ \phi(x) = c \leftrightarrow x \in \Gamma \text{ (rozhraní materiálu)} \\ \phi(x) < c \leftrightarrow x \in (D \setminus \Omega) \text{ (oblast bez materiálu)} \end{cases} \quad (9),$$

kde x představuje bod v návrhovém prostoru D a c konstantu (většinou $c = 0$). Změny funkce LSF určují tvar topologie materiálové oblasti Ω , která je oddělena od oblasti bez materiálu pomocí definovaných rozhraní. Funkce LSF popisuje vzdálenost od těchto rozhraní. Změny topologie jsou realizovány aktualizací hodnot funkce LSF v čase, které jsou popsány Hamilton-Jacobiho rovnicí [26]:

$$\frac{\partial \phi(x)}{\partial \tau} - v|\nabla \phi| - D(\phi) - R(\phi) = 0 \quad (10),$$

kde $\frac{\partial \phi(x)}{\partial \tau}$ je změna LSF ϕ v jednotlivých iteracích, v je návrhové pole rychlosti, D je difúzní člen, který slouží k vyhlazení LSF a R je reaktivní člen, který umožňuje nukleaci nových dutin v návrhové oblasti. Přehledný popis optimalizačního procesu metodou LSM je popsán v [26], [27]. Obr. 8 zobrazuje ukázkou optimalizace pomocí LSF $\phi(x, t)$, která je funkcí polohy x a času t .



Obr. 8 Optimalizace metodou Level Set. Převzato z [27]

2.4.2 MŘÍŽKOVÉ STRUKTURY

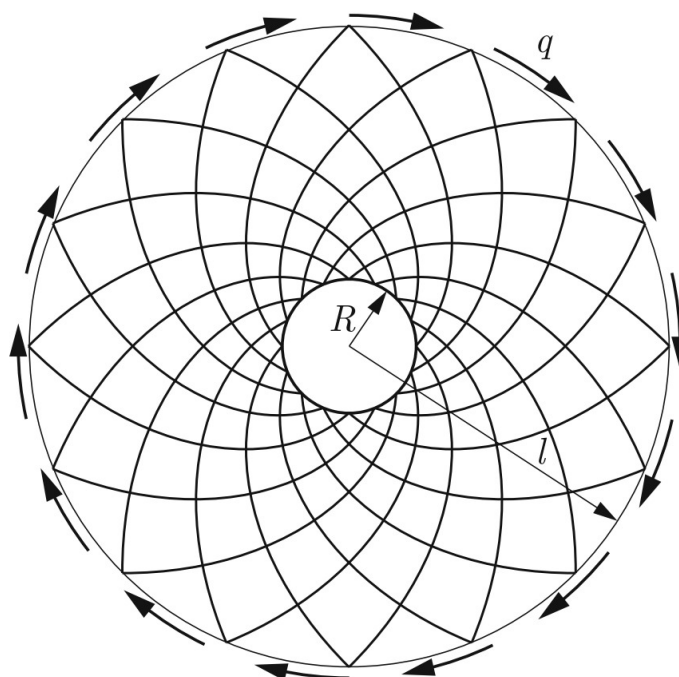
Mřížkové struktury jsou porézní struktury tvořené vzájemně propojenými buňkami. V závislosti na pravidelnosti a rovnoměrnosti rozložení buněk v prostoru je lze rozdělit na uniformní a neuniformní. Uniformní jsou charakterizovány rovnoměrným periodickým uspořádáním buněk stejného tvaru a velikosti v prostoru. Neuniformní mřížky jsou tvořeny buňkami různých tvarů a/nebo velikostí. Tyto mřížky jsou uspořádány nepravidelně [28].

Mřížkové struktury jsou obecně lehké, ale zároveň pevné a tuhé, což z nich činí vhodné materiály pro různé konstrukční aplikace. Díky své poréznosti jsou schopny účinně odvádět teplo. Tvary a velikosti buněk mohou být přizpůsobeny k dosažení specifických mechanických vlastností dané mřížkové struktury [28].

V článku [19] se pojednává o příznivém vlivu vnitřních struktur nejen na odlehčení, ale i na velikost zbytkových deformací a zbytkových napětí v OK kompresoru po 3D tisku technologií Selective Laser Melting.

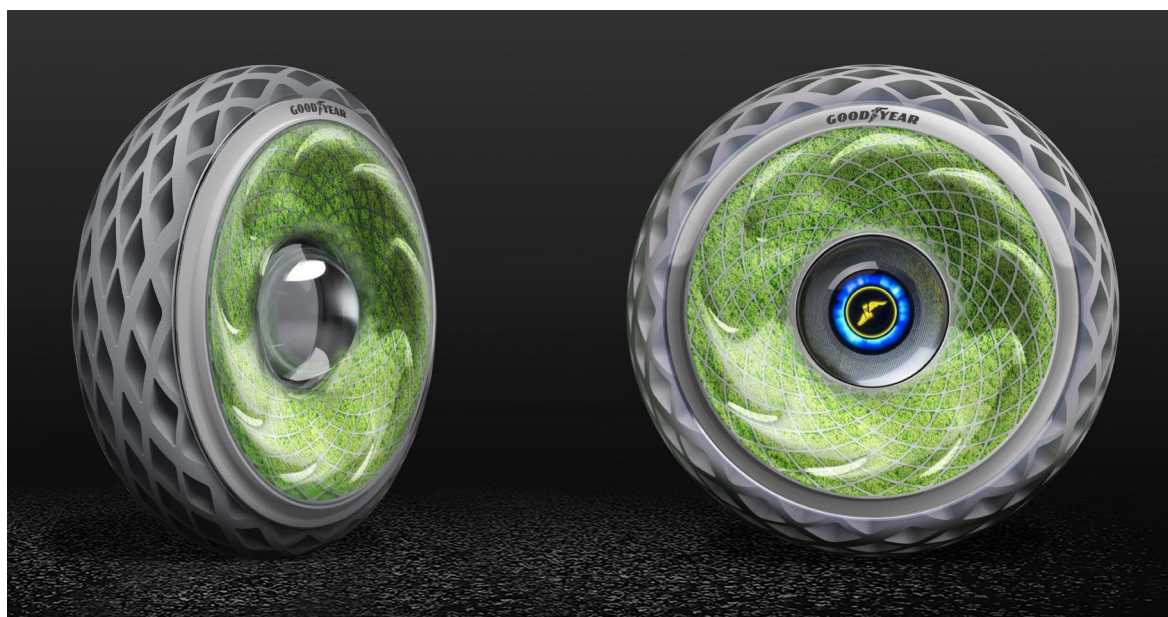
2.4.3 MICHELLOVY PŘÍHRADOVÉ KONSTRUKCE

Dalším možným přístupem k optimalizaci OK může být využití návrhu tzv. Michellových příhradových konstrukcí, v anglické literatuře „Michell truss“. Princip těchto konstrukcí je založen na minimalizaci hmotnosti a současné eliminaci ohybových napětí. To bývá zajištěno rozložením jednotlivých prutů tak, aby byly namáhány pouze na tah/tlak [29]. Tyto konstrukce bývají často využívány výhradně ve stavebním průmyslu (mosty, budovy). Díky aditivní technologii je jejich využití možné také pro specifická řešení ve strojírenství. Články [30], [31] se zabývají možnostmi odlehčení ozubených kol pomocí Michellovy konstrukce. Michellova teorie je detailně popsána v [29]. Na Obr. 9 je návrh Michellovy konstrukce pro mezikruhovou desku na vnitřním průměru vetknutou a na vnějším průměru vystavenou obvodovému spojitému zatížení.



Obr. 9 Návrh Michellovy konstrukce pro mezikruhovou desku. Převzato z [29]

V oblasti výzkumu snižování emisí oxidu uhličitého v automobilovém průmyslu byla Michellova konstrukce implementována například společností Goodyear při návrhu konceptu pneumatik Oxygene pro městskou dopravu. Tyto pneumatiky mohou být vyráběny pomocí 3D tisku s využitím odpadu z recyklovaných pneumatik. Vnitřní prostor Michellovy konstrukce je v těchto pneumatikách nahrazen živým mechem pro tvorbu kyslíku fotosyntézou [32]. Konceptní návrh těchto pneumatik je na Obr. 10.



Obr. 10 Konceptní návrh pneumatiky pro čištění ovzduší. Převzato z [32]

2.4.4 OPTIMALIZAČNÍ SOFTWARE

Z důvodu vysoké popularity TO byla tato metoda postupně implementována do různých komerčních softwarů, jako například Ansys Mechanical, SolidWorks nebo ABAQUS Tosca. Srovnání těchto tří softwarů je popsáno například v [33]. Všechny tyto softwary jsou výkonnými nástroji pro optimalizaci. Pro analýzu zatížení a následnou optimalizaci OK byl zvolen software Ansys. Tento software nabízí ucelenou strukturu topologické optimalizace včetně návaznosti na modelář. Výhodou je také dostupnost studentských licencí.

Software Ansys nabízí přehledné prostředí s možnostmi nastavení analýz pro simulaci reálného chování OK. V této práci jsou použity následující analýzy:

- termální analýza – pro popis distribuce teploty v OK vlivem působení povrchové teploty způsobené interakcí kola s proudícím médiem,
- strukturální analýza – pro popis vlivu předepnutí hřídele, odstředivých sil od otáček a distribuované teploty v kole,
- strukturální optimalizace – pro návrh rozložení hmoty ve vnitřním prostoru OK na základě výsledků předchozích analýz.

Software zahrnuje 3D modeláře SpaceClaim, ve kterém je možné přichystat model pro výpočet. U optimalizované konstrukce SpaceClaim nabízí možnost práce nejen s objemovými modely, ale také s povrchovou geometrií. Tyto typy geometrie je možné mezi sebou libovolně převádět (z povrchové na objemovou a naopak) a upravovat před jejich validací.

2.5 OPTIMALIZACE V ANSYS WORKBENCH

Problematika zatížení OK byla popsána v kapitole 2.2.3. Podstatnými složkami zatížení OK řešeného v této práci jsou odstředivé síly, teplota a předepnutí hřídele, na které je kolo uloženo. Pro optimalizaci rozložení hmoty ve vnitřním prostoru kola je zapotřebí zvolit efektivní řešič. Klíčovou výhodou řešení konečnoprvkových softwarů bývá možnost návaznosti jednotlivých analýz (statická, termální, aj.) na sebe, čímž je umožněna přesná simulace reálného zatížení kola. Dříve vedla TO ve většině případů ke vzniku tvarů, které bylo možné vyrobit pouze pomocí 3D tisku. V aktuálních verzích Ansys Workbench (2023 R1) je možné nastavení takových okrajových podmínek, aby optimalizace byla použitelná nejen pro 3D tisk ale i pro výrobu odlitků apod. Software Ansys nabízí v rámci strukturální optimalizace šest metod, z toho tři topologické. Jejich popis je k dispozici níže [34], [35].

Density Based Optimization

Metoda Density Based je používána více než 30 let, což napovídá, že je v současné době velmi propracovaná. Density Based využívá teoretický základ metody SIMP. Způsob, jakým metoda SIMP funguje byl detailně popsán v kapitole 2.4. Ve výchozím nastavení je počáteční hodnota faktoru penalizace 3. Výhodou metody je možnost použití cyklické symetrie, která je z pohledu řešení OK žádoucí. Metoda umožňuje použití velkého množství okrajových podmínek, které mohou být vhodné pro návrh součástí k výrobě i jinými technologiemi než 3D tiskem. Nedostatkem metody může být, že v některých případech zůstanou v optimalizovaném modelu na náhodných místech prvky (materiál), které by měly být správně odstraněny. Navíc bývá optimalizovaný povrch modelu zpravidla hrubý a jeho vyhlazení v 3D modeláři může být komplikované [34], [35].

Level Set Based Optimization

Vývoj metody trvá zhruba 10 let. Metoda Level Set je založena na průsečíku tvarových funkcí (LSF) s hranicemi geometrie. Díky tomu bývají tvary optimalizovaných ploch hladké (snadnější úprava výsledného modelu). Metoda podporuje pouze objemové prvky. Nevýhodou metody Level Set oproti Density Based je nemožnost použití cyklické symetrie a menší množství podporovaných okrajových podmínek. Rychlost výpočtu obou metod se může lišit v závislosti na nastavení analýz. Zpravidla však bývá rychlejší výpočet metodou Density Based. Ve starších verzích Ansysu bylo možné řídit optimalizaci Level Set nastavením parametru „Move Limit“, který definoval míru posunutí LSF během každé iterace [34], [35].

Mixable Density

Jedná se o modifikaci metody Density Based doplněnou o funkce metody Level Set. Ansys propaguje tuto metodu na základě toho, že by díky novým numerickým algoritmům měla přinášet jemnější výsledky oproti metodě Density Based. Metoda je v Ansysu k dispozici od poslední aktualizace (2023 R1) [34].

Lattice Optimization

Tato metoda je vhodná pro návrh vnitřních struktur. Pomocí této metody je možné optimalizovat hustotu rozložení mřížkové struktury v součástech určených pro 3D tisk. Samotná optimalizace slouží pouze jako návrh hustoty struktur v konstrukční oblasti. Geometrii struktur je nutné externě vytvořit v 3D modeláři SpaceClaim s využitím jejich optimalizované hustoty. Kromě nastavení, která jsou zmíněna v kapitole 2.5.1, je v této analýze před samotnou optimalizací třeba definovat vlastnosti mřížkové struktury. Ansys obsahuje knihovnu různých geometrií buněk mřížkových struktur. Pro zvolenou buňku je třeba definovat její rozměr a rozsah hustoty 0-1, která popisuje objem materiálu obsažený v jednotlivých prvcích (obdobně jako u metody SIMP). V tomto případě však hustota nenabývá diskretních hodnot [34], [35].

Shape Optimization

Metoda Shape Optimization (optimalizace tvaru) byla popsána v kapitole 2.3. Je vhodná pouze pro mírné úpravy geometrie (optimalizace rozměrů v předem vytvořené geometrii). Metoda využívá k optimalizaci přemístování jednotlivých uzlů sítě MKP neboli tvarování sítě (morfování). Neumožňuje však vznik nových děr, které jsou v případě odlehčování OK žádoucí [34], [35]. Z toho důvodu je ze srovnání optimalizačních metod vynechána.

Topography Optimization

Tato metoda slouží, stejně jako Shape Optimization, k optimalizaci tvaru, čehož dosahuje také pomocí posunutí uzlů sítě. Metoda je omezena na optimalizaci součástí tvořených skořepinovými prvky. Do Ansysu byla přidána v poslední aktualizaci společně s metodou Mixable Density. Z důvodu stejných nedostatků jako u Shape Optimization a omezené použitelnosti pouze na řešení se skořepinovými prvky, nebyla tato metoda zahrnuta do srovnání s ostatními metodami [34].

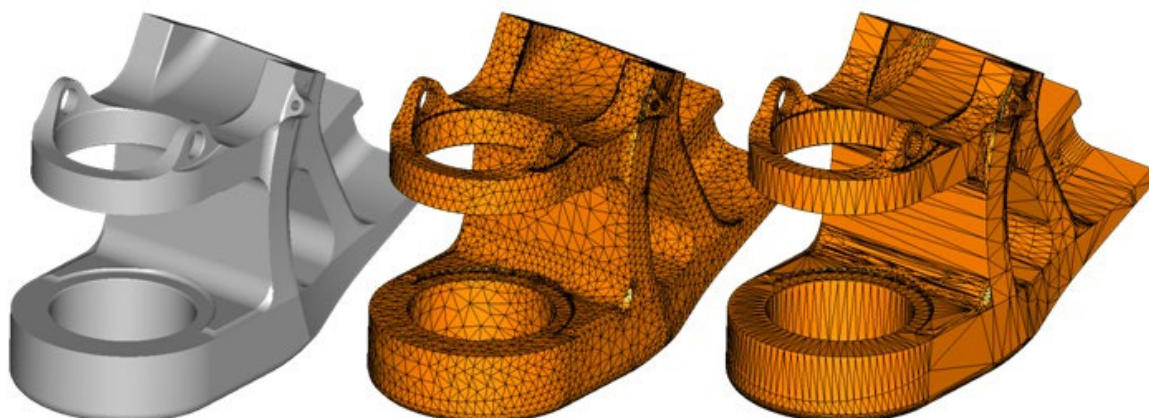
2.5.1 NASTAVENÍ OPTIMALIZACE V PROSTŘEDÍ ANSYS

Optimalizační analýza v Ansysu vychází z výsledků předchozích analýz, na které navazuje. Obecně je v této analýze doporučena diskretizace sítí konečných prvků homogenní velikosti. V místech, kde je předpokládán vznik tenké geometrie, je vhodné nastavení lokálního zjemnění sítě pro přesnější optimalizaci (doporučuje se alespoň 3 až 4 prvky napříč tloušťkou konstrukce) [34].

Základním nastavením optimalizace je definování oblastí, které mají být optimalizovány (Optimization Region) a oblastí, které mají zůstat nezměněny (Exclusion Region). V rámci tohoto kroku je možné nastavit tloušťku neoptimalizované oblasti (většinou v místech okrajových podmínek). Toto nastavení je možné u metod Level Set Based, Mixable Density a Shape Optimization. Dalším krokem je nastavení cíle optimalizačního výpočtu (Objective). Cílem mohou být minimalizace tuhosti, hmotnosti, objemu, napětí, minimalizace/maximalizace uživatelem definovaného parametru a jejich různé kombinace. V případě řešeného OK je optimalizace hmotnosti a objemu totožná, protože kolo je tvořeno pouze jedním materiálem (o homogenní hustotě v celé řešené oblasti). Při řešení více zátěžových stavů navázaných na jednu optimalizační analýzu je možné řídit jejich prioritu v řešení optimalizace. Na základě výsledků analýz lze předpokládat, které zátěžové stavy jsou pro optimalizaci nejpodstatnější, např. otáčky OK/předepnutí hřídele. V dalším kroku je možné nastavení omezení odezvy optimalizace (maximální vyskytující se hodnoty lokálních napětí, posuvy, hmotnost, reakční síly) a omezení daná výrobní technologií/provozními podmínkami (tloušťky stěn, cyklická symetrie). Pro omezení podpěr v 3D tisku je možné nastavit úhel převisu. Tato možnost je z hlediska řešeného OK nepodstatná z důvodu optimalizace pouze vnitřních prostor OK. Průběh výpočtu analýzy lze korigovat nastavením přesnosti konvergence a maximálním počtem iterací. Řešení analýzy poté probíhá, dokud není splněna požadovaná přesnost konvergence nebo výpočet nedosáhne maximálního počtu iterací [34], [35].

2.5.2 VALIDACE VÝSLEDKŮ

Po dosažení konvergence výpočtu je nezbytné provést ověření správnosti optimalizovaného tvaru. V softwaru Ansys jsou k dispozici dvě možnosti validace. Jednou z možností je vytvoření validační analýzy přímo z bloku strukturální optimalizace. Výhodou této možnosti je, že jsou v ní zachována nastavení z výchozí analýzy. V tomto případě je nutné pouze aktualizovat MKP model (MKP síť, umístění okrajových podmínek). Tvorba validační analýzy přímo z optimalizace není vhodná, pokud je geometrie příliš složitá pro tvorbu sítě MKP. V těchto konkrétních případech je vhodné použít možnost exportu validační geometrie. Exportovaný soubor je ve formátu „Standard Triangle Language“ (STL). Jedná se o povrchový model tvořený trojúhelníkovou sítí. Převedení tohoto modelu na objemový a jeho úprava bývají zpravidla časově náročné. V rámci úprav je třeba zpětně definovat parametry geometrie. Pro upravený model je možné následně provést validační analýzu [34], [35]. Srovnání objemového a STL modelu je na Obr. 11. Šedý model geometrie v levé části je objemový, oranžové modely napravo jsou modely STL. Čím vyšší je hustota trojúhelníkové sítě STL modelu, tím větší je velikost (na uložisti) objemového modelu, na který by se povrchový model převedl. Proto je vhodné snížit počet trojúhelníků v rovinných plochách a pro popis zaoblení a dalších detailů geometrie je vhodné síť zjemnit.



Obr. 11 Srovnání objemového modelu s STL modely. Převzato z [36]

2.5.3 SROVNÁNÍ OPTIMALIZAČNÍCH METOD

V této kapitole jsou srovnány výhody a nedostatky optimalizačních metod v prostředí Ansys Workbench 2023 R1 z hlediska řešeného OK. Tab. 1 obsahuje možnosti vybraných metod optimalizace v prostředí Ansys Workbench. Zobrazená data vychází z uživatelského manuálu Ansys 2023 R1, viz [34] a z vlastních výpočtů. V tabulce jsou obsaženy pouze parametry využitelné pro analýzu OK v této práci. Jsou v ní použity zkratky převzaté z [34]: omezení odezvy (Response Constraint – C) a cíl optimalizace (Objective – O). Pokud metoda umožňuje obě funkce, je okno tabulky vyplněno zkratkou C/O. Pokud není k dispozici žádná z funkcí kolonka je vyplněna N/A.

Tab. 1 Srovnání vybraných optimalizačních metod v softwaru Ansys Workbench 2023 R1 z hlediska řešení OK. Převzato z [34] a doplněno.

Typ analýzy	Odezva	Density Based Optimization	Level Set Optimization	Lattice Optimization	Mixable Density
Pouze geometrie	Hmotnost/objem	C/O	C/O	C/O	C/O
Statická strukturální analýza	Podporuje?	ANO	ANO	ANO	ANO
	Poddajnost	C/O	C/O	C/O	C/O
	Posuvy	C	C	C	C
	Globální napětí	C/O	C/O	C/O	N/A
	Lokální napětí	C	N/A	N/A	N/A
	Reakční síly	C	C	N/A	N/A
	Cyklická symetrie	C	N/A	C	C
	Nastavení minimální tloušťky stěn	C	C	Nastavení velikosti buněk	C
Nelineární kontakty ve statické strukturální	Podporuje?	ANO ¹⁾	NE	NE	ANO
	Poddajnost	C/O	N/A	N/A	N/A
	Posuvy	C	N/A	N/A	N/A
	Globální napětí	C/O	N/A	N/A	N/A

Typ analýzy	Odezva	Density Based Optimization	Level Set Optimization	Lattice Optimization	Mixable Density
analýze	Lokální napětí	C	N/A	N/A	N/A
	Reakční síly	C	N/A	N/A	N/A
Modální analýza	Podporuje?	ANO	ANO	ANO	ANO
	Vlastní frekvence	C/O	C/O	C/O	N/A
Termální analýza	Podporuje?	ANO	ANO	NE	NE
	Termální poddajnost	O	C/O	N/A	N/A
	Teplota	C	N/A	N/A	N/A
Modální, termální a statická strukturální analýza současně	Podporuje?	ANO ¹⁾	ANO ¹⁾	NE	NE
	Cyklická symetrie	C	N/A	N/A	N/A
	Lokální napětí	C	N/A	N/A	N/A
	Globální napětí	C	C	N/A	N/A
	Posuvy	C	C	N/A	N/A
	Vlastní frekvence	C	C	N/A	N/A
	Nastavení minimální tloušťky stěn	C	C	N/A	N/A
Předpětí šroubu		ANO	NE	ANO	NE
Nelineární materiál		NE	NE	NE	NE
Nelineární kontakty současně se zatížením setrvačnými silami		NE	NE	NE	NE
Export STL		ANO	ANO	NE ²⁾	ANO
Kvalita STL sítě		** ³⁾	*** ³⁾	N/A	*** ³⁾

Upřesnění dat v Tab. 1:

¹⁾ Platí pouze se zapnutými beta funkcemi [34].

²⁾ Výstupem z analýzy Lattice Optimization je návrhová hustota předem definovaného typu vnitřní struktury. Vnitřní strukturu je možné vymodelovat např. v modeláři SpaceClaim s využitím této návrhové hustoty [34].

³⁾ Obecně neplatí, že by kvalita STL sítě vytvořené pomocí metody Level Set/Mixable Density byla vždy lepší než v případě metody Density Based. Nicméně, mnohdy tomu tak ale je. Výsledky zpravidla závisí na konkrétních případech [35].

2.6 ADITIVNÍ VÝROBA A MATERIÁL OBĚŽNÉHO KOLA

Aditivní výroba (AV) byla poprvé představena v 80. letech 20. století. Od té doby byly pro účely komerčního využití vyvinuty její různé technologie. Proces AV je založen na principu přidávání materiálu po vrstvách. Výroba součástí vychází z CAD (Computer-Aided Design) modelů. Pomocí AV je možné vyrábět složité geometrie, které

by nebylo možné vyrobit běžnými výrobními technologiemi. Složitost těchto geometrií může být dána například topologickou optimalizací nebo mřížkovou strukturou [37].

V posledních letech se stává stále populárnější výroba kovových součástí pomocí AV. Mezi často používané metody patří selektivní laserové tavení, anglicky „Selective Laser Melting“ (SLM). Tato technologie je založena na laserovém tavení rovnoměrně nanášené vrstvy kovového prášku na platformu. V této oblasti jsou často používány kovy, mezi které patří například titanové slitiny nebo niklové superslitiny. Díky možnosti vytvářet složité geometrie se specifickými vlastnostmi materiálů jsou součásti vytvořené pomocí SLM atraktivní zejména v leteckém průmyslu [38]. Problematickou součástí tisku kovů jsou zbytková napětí a deformace. Pokud jsou deformace, například při výrobě OK příliš velké, tvar kola se může odchýlit od původní geometrie CAD modelu. To může vést k nesplnění aerodynamických požadavků. Deformace součástí mohou vznikat nejen během tisku, ale také po odstranění podpěr vlivem zbytkového pnutí. Během tisku je možné snížit deformace například korekcí výkonu laseru [19].

Při volbě materiálu OK je důležité zvážit charakter prostředí, ve kterém bude kolo pracovat. V provozních podmínkách se obvykle setkává s kombinací erozivního a korozivního prostředí. Výběr materiálu by měl být proveden s ohledem na rychlost otáček, tlak, teplotu a typ média ve kterém bude kolo pracovat [15].

Díky dostupnosti široké škály superslitin je v současné době možné navrhnout vhodný materiál OK kompresoru, aby bylo OK odolné vůči extrémním podmínkám. Mezi podstatné materiálové charakteristiky patří únavové a creepové vlastnosti nebo odolnost proti šíření trhlin. Ideální materiál OK by měl mít navíc vysokou pevnost v tahu a zároveň vysokou únavovou pevnost. Lopatky OK by se neměly protahovat vlivem odstředivých sil nad stanovené limity. Z toho důvodu je důležitou vlastností i míra tažnosti materiálu [15].

Mezi vhodné materiály pro OK patří například slitiny titanu, hliníku nebo niklu (inconel) díky jejich výborným poměrům mechanických vlastností. Zpracování těchto superslitin běžnými technologiemi bývá obtížné. Proto je vhodné použít adekvátní technologie, jako je právě AV SLM, která umožňuje efektivní zpracování těchto materiálů [38]. Slitiny titanu a niklu mají oproti hliníkovým slitinám vysoké hodnoty meze kluzu a meze pevnosti. Proto jsou vhodné pro použití při vyšším tlaku a teplotě. Na druhou stranu, hliníkové slitiny mají výrazně nižší hustotu. Díky tomu je vliv odstředivých sil při zatížení rotací OK také nižší. Nízká hmotnost je navíc požadována v široké škále použití, jako je například automobilový průmysl. Srovnání těchto materiálů je například v [39].

3 ANALÝZA OBĚŽNÉHO KOLA KOMPRESORU

System podstatných veličin pro řešení problémové situace OK je popsán níže dle [40]. Změny topologie OK mohou v některých případech výrazně ovlivnit výsledky některých analýz, například přenos tepla v kole nebo míru odstředivých účinků.

3.1 SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN

S0 – Veličiny popisující okolí objektu

OK kompresoru je uloženo na hnacím hřídeli. Za OK je umístěn difusor. Další veličinou popisující okolí OK je proud vzduchu, který obtéká OK a projevuje se zvyšováním tlaku a teploty OK.

S1 – Veličiny popisující geometrii a topologii objektu

Výchozí objemový model zahrnuje OK, difusor, který vymezuje vůle mezi rotorovou a statorovou částí, hřídel, na kterém je kolo uchyceno maticí a distanční kroužek, kterým je zajištěna správná poloha OK. Tento model byl pro zpracování diplomové práce poskytnut ve formátu „.step“.

S2 – Veličiny popisující vazby a interakce objektu s okolím

OK je uchyceno na hnacím hřídeli pomocí šroubového spojení s daným utahovacím momentem. Hřídel OK pohání daným rozsahem otáček za minutu. Dochází k interakci mezi OK a proudem vzduchu.

S3 – Veličiny popisující aktivaci objektu s okolím

Vůle mezi jednotlivými součástmi je zamezena předepnutím spojení hřídele a OK. Rotace hnacího hřídele způsobuje vznik odstředivých sil působících na kolo a zvyšování teploty způsobené interakcí kola s proudícím vzduchem. Vliv tlaku od proudu vzduchu je v analýze částečně zanedbán. Jeho vliv je v analýze zahrnutý nepřímo v teplotním poli.

S4 – Veličiny popisující ovlivnění objektu okolím

Vlivem komprese vzduchu dochází k růstu a distribuci teploty do OK. Komprese vzduchu způsobuje také vznik tlaku na straně kola s lopatkami.

Vznik vibrací a hluku OK způsobených kritickými otáčkami, nevyváhou způsobenou montáží či nedostatečnou přesností výrobní technologie je zanedbán.

S5 – Veličiny popisující vlastnosti jednotlivých prvků objektu

Výchozí model OK odstředivého kompresoru je ve formátu „.step“. Vhodný model materiálu OK je zvolen na základě použité výrobní technologie, kterou má být kolo vyrobeno.

S6 – Veličiny popisující procesy probíhající na objektu

Během provozu dochází k tepelnému ovlivnění materiálu OK vlivem proudění vzduchu mezi lopatkami.

S7 – Veličiny popisující projevy (chování) objektu

Veličinami popisujícími chování OK mohou být deformace a napjatost. Tyto veličiny jsou ovlivněny rotací OK, teplotou vzduchu a silou předeprnutí hřídele.

S8 – Veličiny popisující důsledky projevů (chování) objektu

Během provozu OK kompresoru může být dosaženo různých mezních stavů (MS). Při nevhodném návrhu odlehčení může být dosaženo MS pružnosti v lokálním nebo globálním měřítku. Vlivem působení teploty a odstředivých sil dochází k prodloužení lopatek OK v radiálním směru. Tímto vlivem může být vymezena vůle mezi lopatkami a difusorem. Vlivem předeprnutí hřídele, růstu teploty a otáček kola může docházet ke vzniku vůle mezi hřídelí a OK. Tato vůle může způsobovat nevývahu kola.

3.2 METODA ŘEŠENÍ A POUŽITÁ VÝPOČETNÍ TECHNIKA

Analýza a optimalizace OK jsou analyticky velmi obtížné. Numerické metody jsou v tomto případě nezbytným nástrojem pro efektivní modelování odezvy OK na provozní zatížení. Pro řešení optimalizace oběžného kola byla použita MKP. Výpočet byl realizován v softwaru Ansys Workbench 2023 R1. TO v tomto softwaru byla popsána v kapitole 2.5. Pro výpočtové modelování byl použit školní počítač s následujícími hardwarovými parametry:

- procesor AMD Ryzen 5 1500X Quad-Core, 3,5GHz,
- operační paměť 16 GB RAM,
- grafická karta NVIDIA GeForce GTX 1050 Ti,
- pevný disk SSD Kingston SA400S37, 480 GB.

Pro výpočty s vyššími požadavky na hardware byl v závěru práce použit výkonnější počítač s parametry:

- procesor Intel(R) Core(TM) i7-9800X CPU, 3.80GHz,
- operační paměť 128 GB RAM, 3,79 GHz (použitelné 128 GB).

3.3 ZPŮSOB PREZENTACE VÝSLEDKŮ

Při návrhu všech modelů byl kladen důraz na vyrobiteľnost technologií SLM, kterou má být optimalizovaný model vyroben. Z navržených dutin v modelu by se mělo dát vysypat po 3D tisku nevypálený kovový prášek ven. To zahrnovalo vhodné úpravy jak u modelů navržených metodou Density Based, tak u modelů navržených pomocí Michellovy konstrukce. Výsledky radiální deformace byly graficky zobrazeny pouze u výchozího modelu. U modelů TO a vlastních návrhů řešení, které jsou popsány v následujících kapitolách, jsou maxima radiální deformace ve všech případech lokalizována na koncích lopatek. Výsledky maximálních hodnot jsou shrnuty v tabulkách. Ve všech případech bylo vyhodnocováno také redukované napětí von Mises (HMH) [41]:

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad (11),$$

kde redukované napětí $\sigma_{red}^{HMH} [Pa]$ představuje fiktivní tahovou napjatost, přiřazenou obecné napjatosti (dané hlavním napětím $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$), na základě které je možné posouzení

prosté bezpečnosti vůči MS pružnosti [41]. Dále byla vyhodnocována míra snížení hmotnosti a momentu setrvačnosti. Moment setrvačnosti popisuje rozložení hmoty tělesa vůči k němu vztažené ose rotace. Moment setrvačnosti I_o [$kg \cdot m^2$] k ose o je možné určit pro obecné těleso dle [42]:

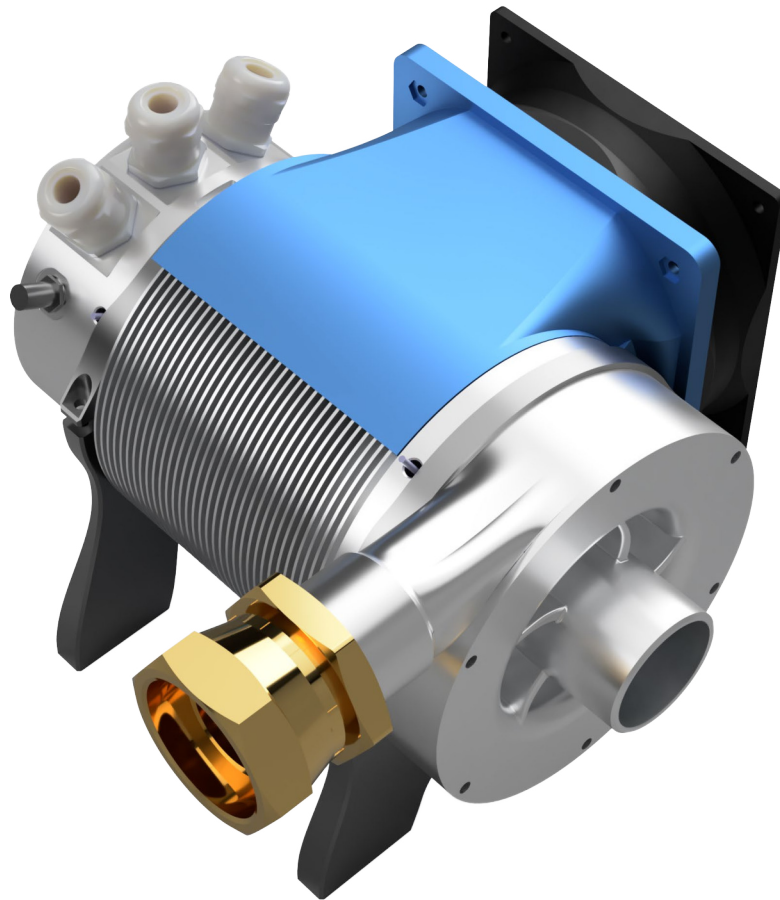
$$I_o = \int_m r^2 \cdot dm = \int_V \rho \cdot r^2 \cdot dV = \rho \cdot \int_V r^2 \cdot dV \quad (12),$$

kde r [m] je vzdálenost elementárního prvku o hmotnosti dm [kg] od osy o , resp. elementárního objemu dV [m^3] a hustotě materiálu ρ [kg/m^3] [42]. V případě OK je hustota materiálu ρ konstantní v celém modelu kola, a proto je možné ji vytknout před integrál. Snížením momentu setrvačnosti OK je možné snížit jeho odpor vůči změně rychlosti otáček.

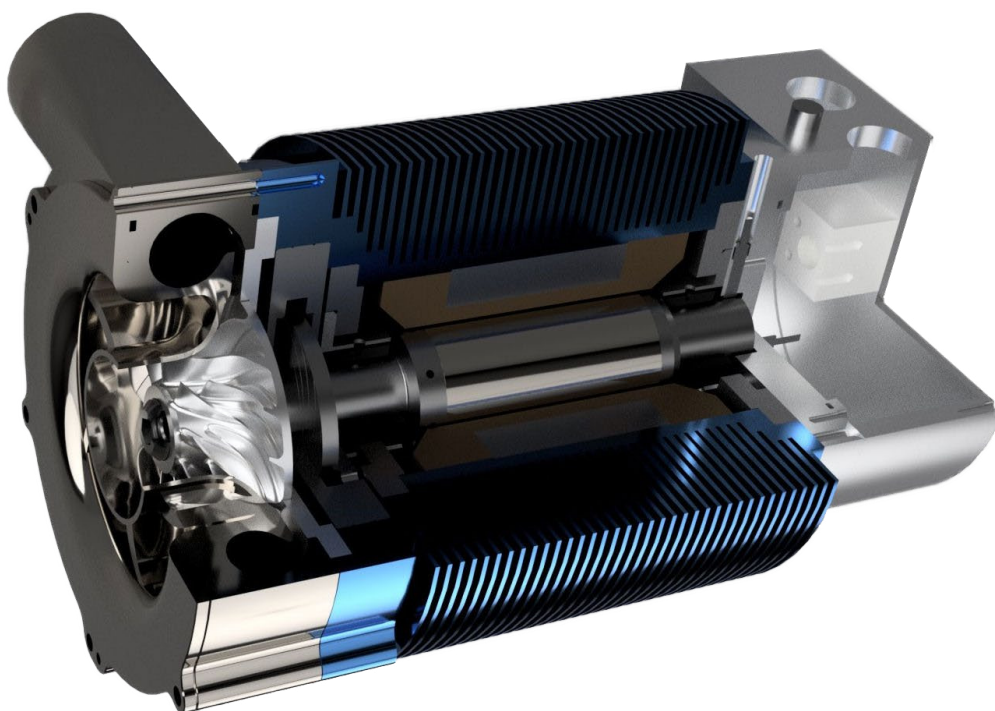
Pro optimalizaci a ověřování jednotlivých návrhů OK v softwaru Ansys Workbench byly použity lineární prvky, které jsou vhodné pro zjištění nominálního napětí v modelu. Lineární prvky mají na úkor přesnosti a jejich množství nižší nároky na hardware. Pro ověření konečných návrhů a zpřesnění výsledků byly použity kvadratické prvky.

4 ANALÝZA VÝCHOZÍHO MODELU OBĚŽNÉHO KOLA KOMPRESORU

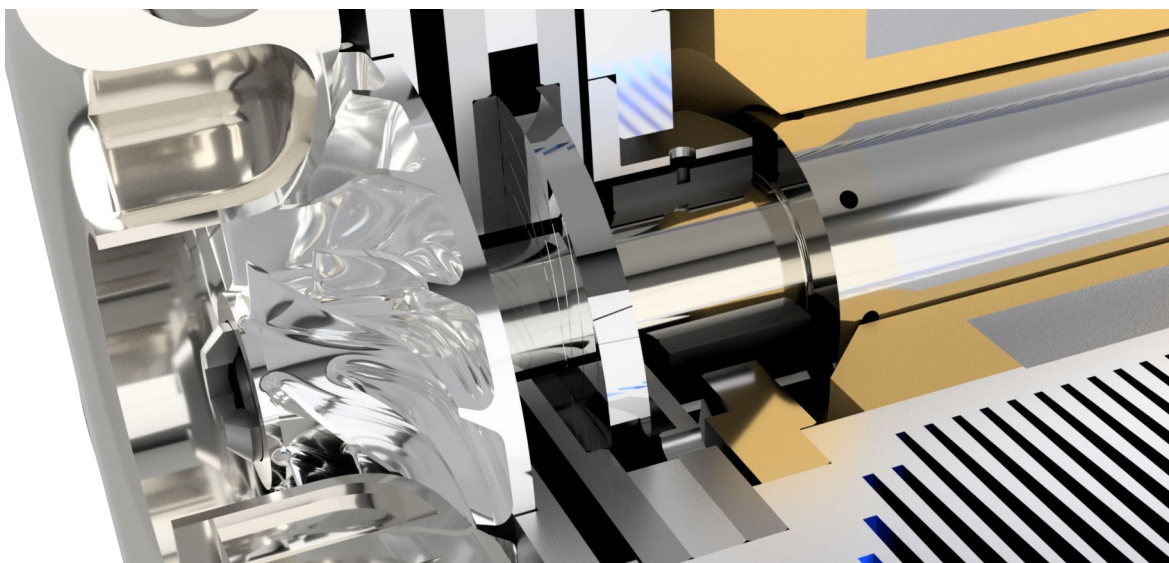
Tato kapitola je zaměřena na analýzu výchozího modelu OK kompresoru v softwaru Ansys Workbench 2023 R1 a obsahuje jednotlivé kroky výpočtu. Předmětem optimalizace je OK kompresoru pro dodávku čistého vzduchu v oblasti vodíkových technologií. V rešeršní části byl popsán teoretický základ pro analýzu OK. Níže jsou uvedeny snímky návrhu elektrického kompresoru (včetně řešeného kola) navrženého v rámci projektu č.: FW03010647, TAČR Trend, které poskytla firma L.K. Engineering (Obr. 12 – Obr. 14). Na Obr. 13 je v řezu kompresoru ložisková skříň se vzduchovými ložisky.



Obr. 12 Elektrický kompresor



Obr. 13 Řez elektrickým kompresorem



Obr. 14 Detail oběžného kola

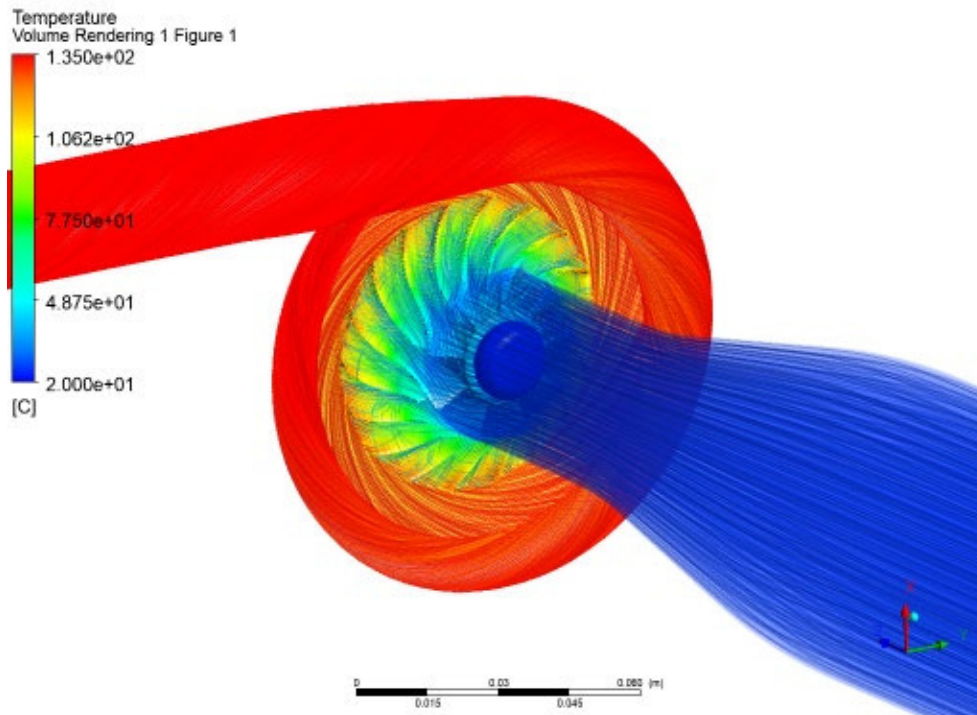
4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Pro analýzu OK kompresoru byly firmou L.K. Engineering, s.r.o. poskytnuty provozní podmínky zmíněné níže:

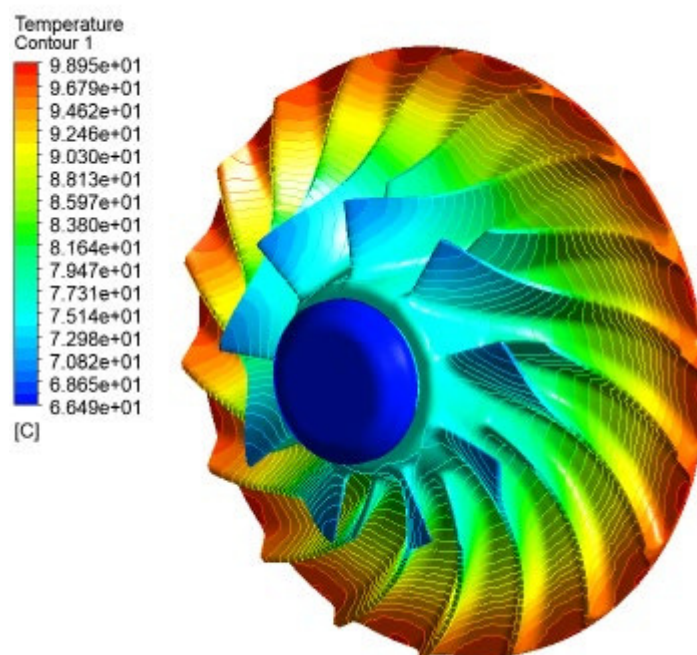
- utahovací moment: 20000 Nm ,
- rozsah provozních otáček: $10000 - 12000 \text{ min}^{-1}$ (nominální hodnota 11000 min^{-1}),
- průtok vzduchu při maximálních otáčkách: $0,085 \text{ kg/s}$,

- stlačení při maximálních otáčkách: 2,4649,
- rozsah teplot na povrchu kola při maximálních otáčkách: 30 – 100 °C.

Ze zadaného utahovacího momentu bylo vypočteno předpětí 10600 N, viz kapitola 10.1. Rozložení teplotního pole při maximálních otáčkách bylo rovněž poskytnuto v rámci zadání a bylo výsledkem CHT (Conjugate Heat Transfer) analýzy. Tato simulace byla provedena pro zajištění skutečného rozložení teplotního pole při definovaných provozních podmínkách. Na Obr. 15, Obr. 16 jsou výsledky z obdržené CHT analýzy.



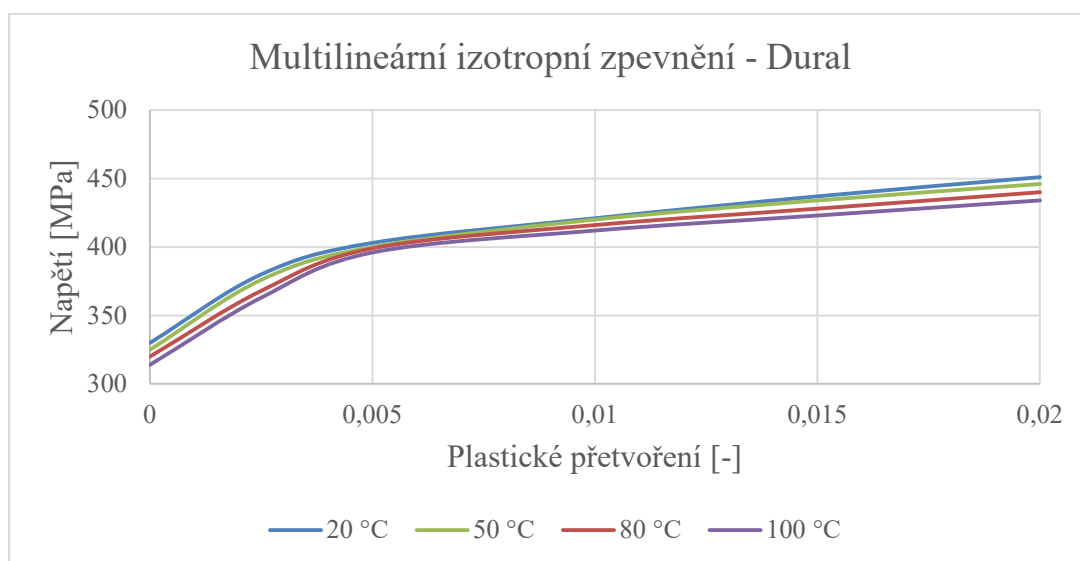
Obr. 15 Rozložení teploty v proudícím vzduchu a na povrchu OK



Obr. 16 Rozložení teploty na povrchu OK

4.1.1 MODEL MATERIÁLU

Z důvodu nízké hustoty (2770 kg/m^3), která má pozitivní vliv na rotor-dynamické vlastnosti, byla pro OK kompresoru zvolena hliníková slitina, známá jako dural. Model materiálu dural byl v softwaru Ansys Workbench uvažován jako izotropní materiál s multilineárním izotropním zpevněním (Obr. 17). Protože provozní podmínky OK zahrnují variabilní teplotní pole, byla uvažována závislost mechanických vlastností materiálu na teplotě. Smluvní mez kluzu duralu byla konzervativně zvolena jako $R_{p0,2} = 300 \text{ MPa}$. Uvažované mechanické vlastnosti duralu v rozsahu provozních teplot jsou uvedeny v Tab. 2.

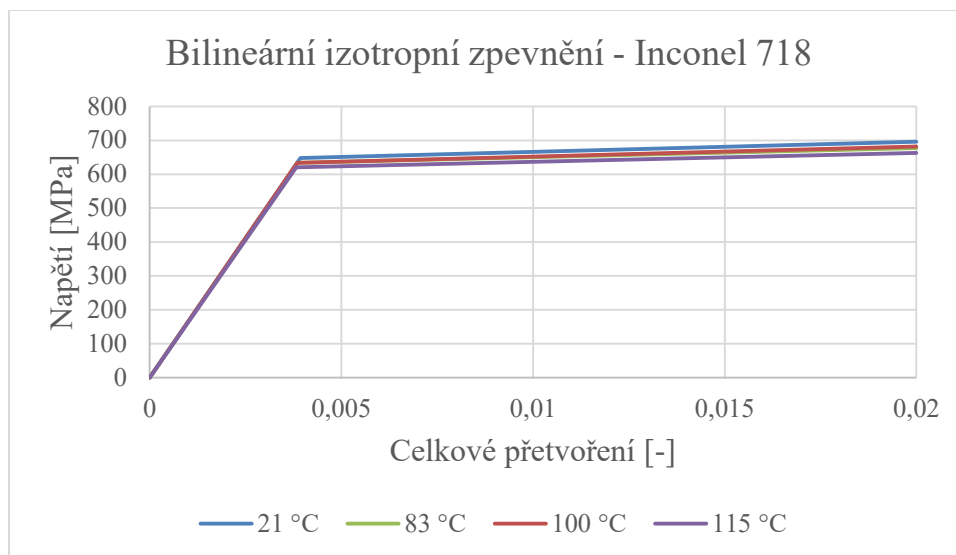


Obr. 17 Multilineární izotropní zpevnění – Dural

Tab. 2 Teplotní závislost materiálových vlastností duralu

Materiál – dural								
Teplota t [°C]	Hustota ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	Modul pružnosti v tahu E [GPa]	Poissonův poměr μ [-]	Mez kluzu $Rp_{0,2}$ [MPa]	Mez pevnosti Rm [MPa]	Tepelná vodivost λ [$\frac{W}{m \cdot K}$]	Tepelná roztlačnost γ [K^{-1}]	Měrná tepelná kapacita c [$\frac{J}{kg \cdot K}$]
20	2770	$740 \cdot 10^8$	0,34	300	410	156	$1,94 \cdot 10^{-5}$	952
50	2770	$730 \cdot 10^8$	0,34	300	410	156	$2,00 \cdot 10^{-5}$	957
80	2770	$720 \cdot 10^8$	0,34	300	410	156	$2,06 \cdot 10^{-5}$	962
100	2770	$714 \cdot 10^8$	0,34	300	410	156	$2,10 \cdot 10^{-5}$	966

Jako materiál hřídele, matice a distančního kroužku byl vybrán Inconel 718 z knihovny materiálů v softwaru Ansys Workbench, který byl popsán bilineárním zpevněním, viz Obr. 18.







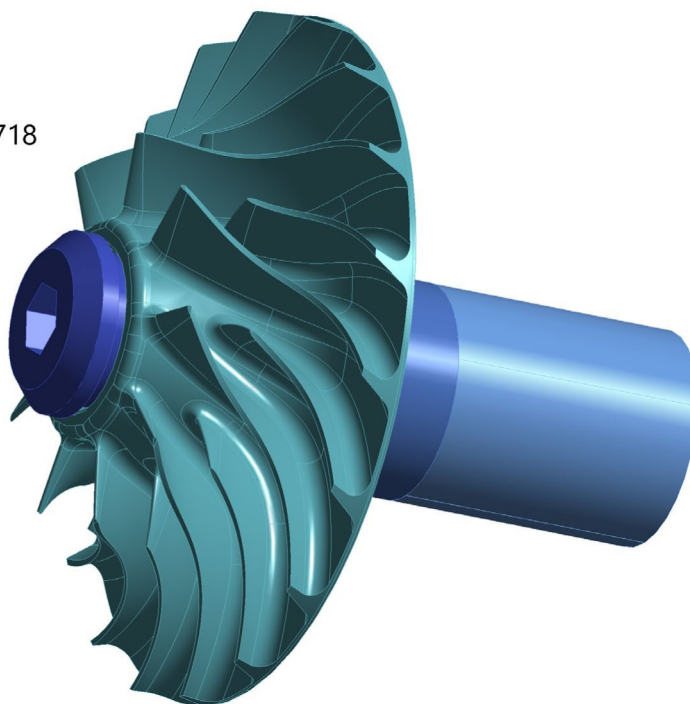
Obr. 18 Bilineární izotropní zpevnění – Inconel 718

4.1.2 VÝCHOZÍ MODEL GEOMETRIE

Výchozí model geometrie je na Obr. 19. Ve výchozí geometrické konfiguraci je oběžné kolo uchyceno na hřídeli pomocí matice M10. Ve spodní části kola je distanční kroužek.

Geometry

-  Distanční kroužek - Inconel 718
-  Hřídel - Inconel 718
-  Matice - Inconel 718
-  Oběžné kolo - Dural



Obr. 19 Výchozí model oběžného kola

4.1.3 KONTAKTY

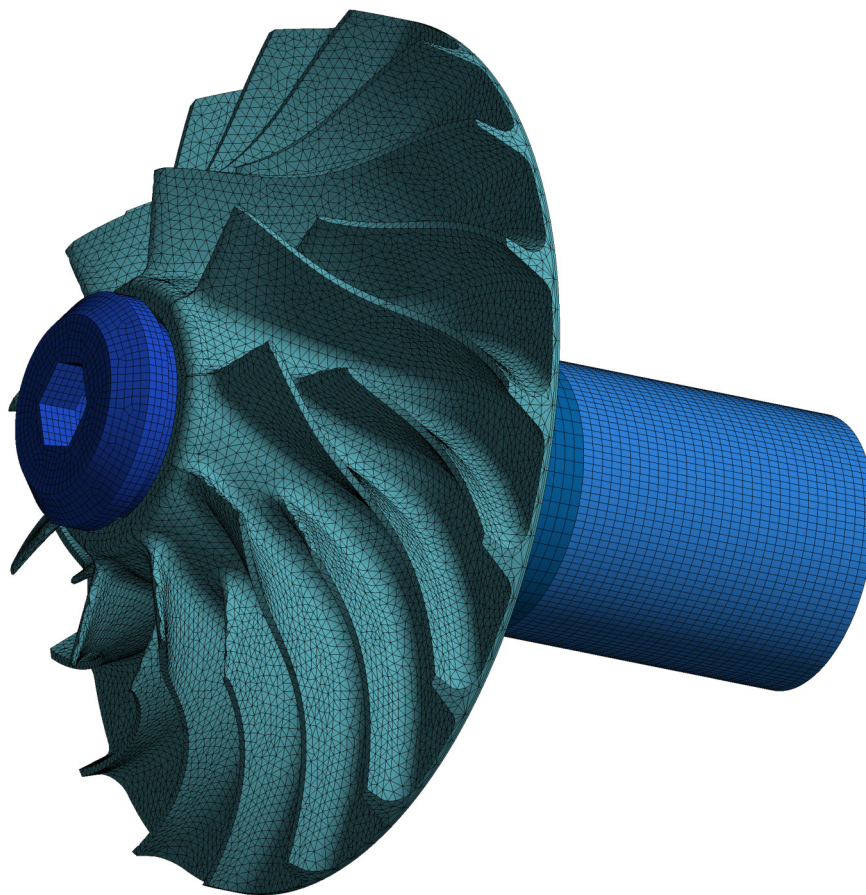
Ve výchozím řešení analýzy byla nastavena zjednodušená definice kontaktní plochy mezi maticí a hřídelí. V závitové oblasti matice a hřídele byly vymodelovány střední průměry závitů pro snížení míry penetrace v kontaktních plochách. Tyto plochy byly pevně spojeny kontaktem typu „bonded“. V kontaktních plochách mezi ostatními komponentami byly nastaveny třecí kontakty s koeficientem tření $f = 0,15$. V kontaktech s distančním kroužkem byl uvažován koeficient tření $f = 0,20$. Příklad nastavení kontaktu je na Obr. 20.

[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	4 Faces
Target	4 Faces
Contact Bodies	Multiple
Target Bodies	Multiple
Protected	No
[-] Definition	
Type	Frictional
<input type="checkbox"/> Friction Coefficient	0,15
Scope Mode	Manual
Behavior	Symmetric
Trim Contact	Program Controlled
Suppressed	No
Object ID (Beta)	291
[-] Display	
Element Normals	No
[-] Advanced	
Formulation	Program Controlled
Small Sliding	Program Controlled
Detection Method	Combined
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Factor
Normal Stiffness Factor	0,2
Update Stiffness	Each Iteration
Stabilization Damping Factor	0,
Pinball Region	Program Controlled
Time Step Controls	None
[-] Geometric Modification	
Interface Treatment	Adjust to Touch
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

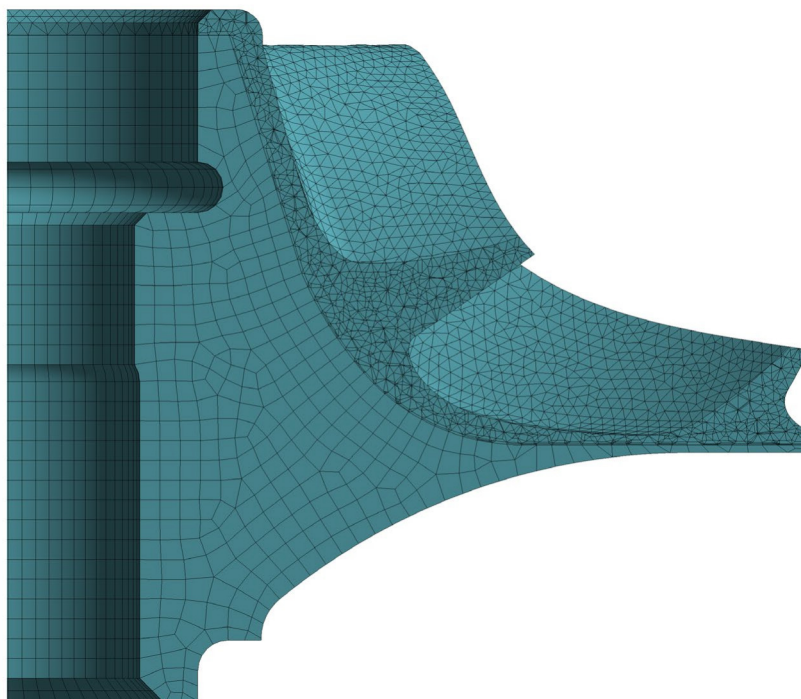
Obr. 20 Příklad nastavení kontaktu

4.1.4 SÍŤ KONEČNÝCH PRVKŮ

Z důvodu omezeného hardwaru byl pro výpočet model geometrie diskretizován lineárními šestistěnnými prvky SOLID185 a čtyřstěnnými prvky SOLID285. Rozložení MKP sítě je na Obr. 21 a Obr. 22.



Obr. 21 Nastavení síť MKP

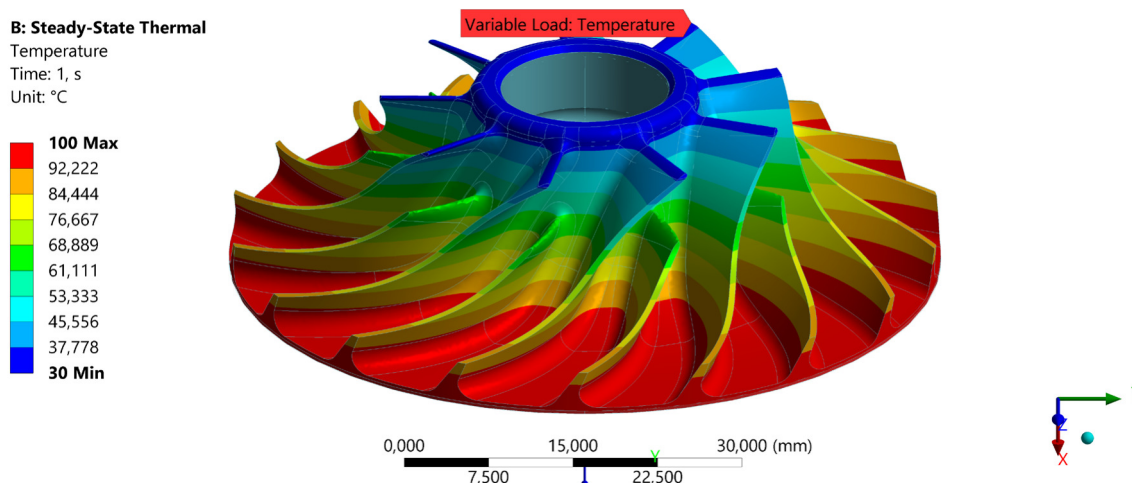


Obr. 22 Detail síť MKP

4.2 TERMÁLNÍ ANALÝZA

4.2.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

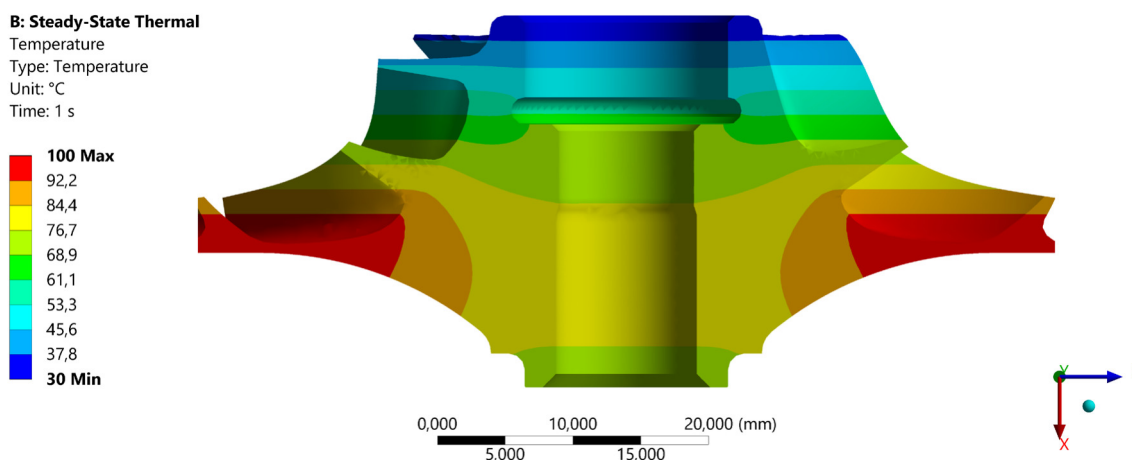
Jako vstupní parametry do termální analýzy byly použity výstupy CHT analýzy (viz Obr. 15). Pro simulaci provozních teplot byla použita Steady-State Thermal analýza. Zatížení OK teplotním polem bylo definováno pomocí tabulárních dat na vnější povrch v závislosti na poloze v axiálním směru kola (vstupní část kola – 30 °C, největší průměr kola – 100 °C, spodní část kola – 70 °C). Tato okrajová podmínka je zobrazena na Obr. 23.



Obr. 23 Okrajové podmínky – termální analýza výchozího modelu OK

4.2.2 VÝSLEDKY ANALÝZY

Výstupem termální analýzy je teplotní pole (Obr. 24), které popisuje rozložení teplot v modelu při ustáleném stavu. Z CHT analýzy byla poskytnuta data teplotního pole na povrchu OK. Termální analýzou bylo zjištěno teplotní pole uvnitř součásti. Tato data jsou použita v rámci okrajových podmínek ve strukturální analýze. Díky nim je možné zahrnout vliv teplotní roztažnosti materiálu, a tedy i vliv deformací OK způsobených zvýšením jeho teploty.



Obr. 24 Rozložení teplotního pole ve výchozím modelu OK – řez

4.3 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA

4.3.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Ve strukturální analýze bylo OK zatíženo teplotním polem z výsledku předešlé termální analýzy. Dále bylo na model aplikováno zatížení otáčkami a předeptutí. Na konci hřídele byly zamezeny posuvy v axiálním a tangenciálním směru, které nahrazují skutečné uchycení rotoru, resp. jeho stupně volnosti. Návaznost jednotlivých kroků výpočtu je uvedena v Tab. 3. Tyto kroky popisují skutečné provozní chování. Prvním krokem je montážní stav, ve kterém je šroubový spoj předeptnut silou 10600 N, viz výpočet v kapitole 10.1. V následujících dvou krocích je aplikováno zatížení maximálními otáčkami 120000 min^{-1} a teplotním polem. Na Obr. 25 jsou okrajové podmínky ve druhém kroku. Na Obr. 26 je importované zatížení teplotním polem.

Tab. 3 Nastavení analýzy

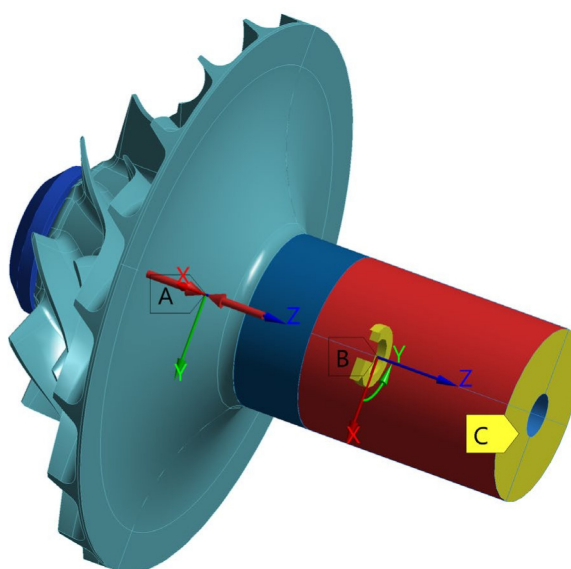
Krok	Událost
1	Předeptnutí hřídele
2	Zatížení otáčkami
3	Zatížení teplotním polem

A: Static Structural

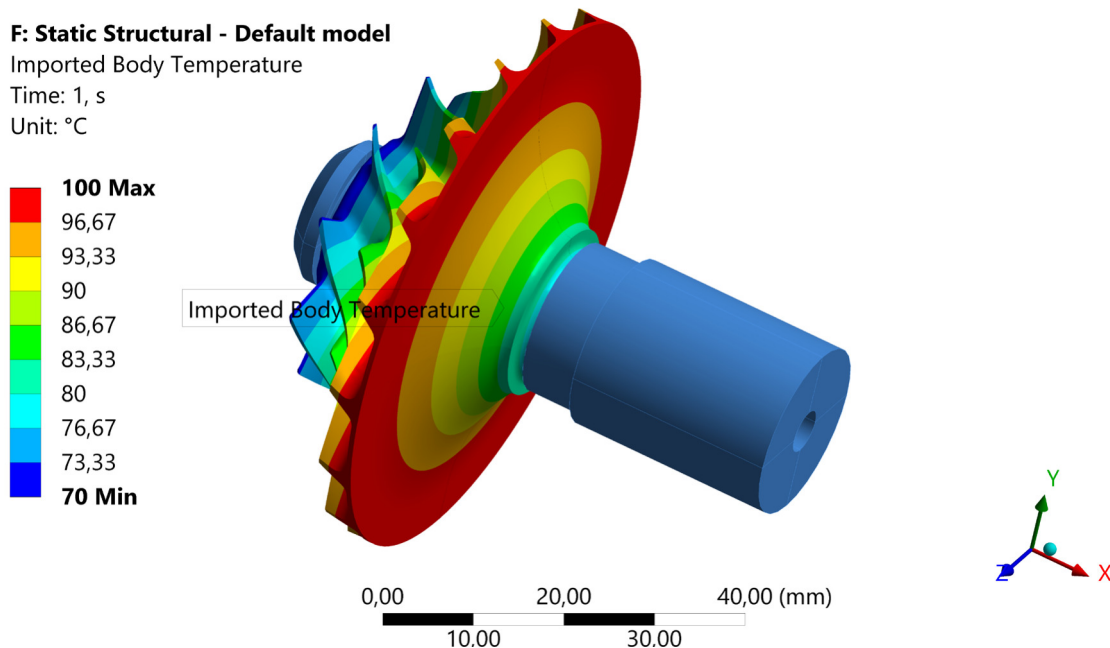
Bolt Pretension

Step: 2

- A** Bolt Pretension: Lock
- B** Rotational Velocity:
- C** Displacement



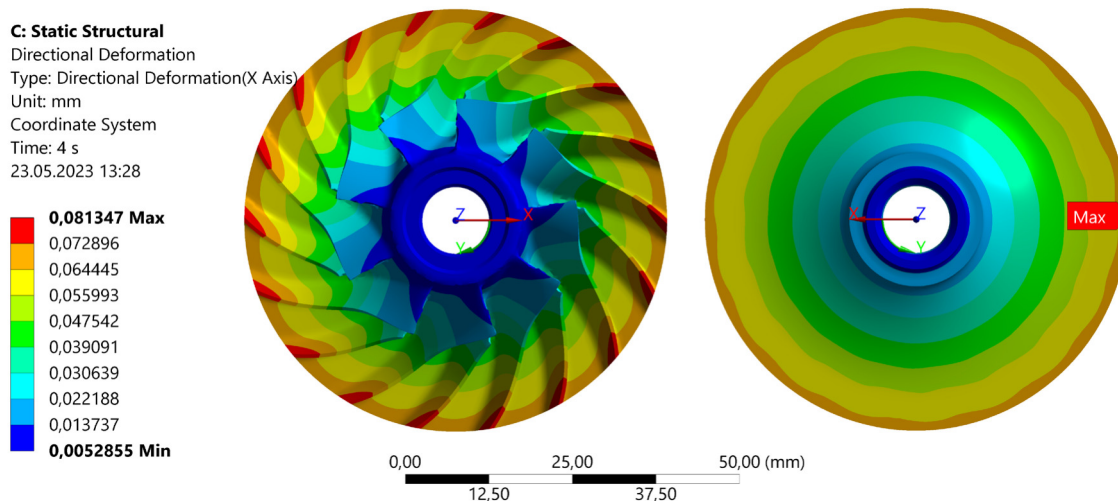
Obr. 25 Okrajové podmínky (krok 2) – strukturální analýza výchozího modelu OK



Obr. 26 Okrajové podmínky (krok 3) – strukturální analýza výchozího modelu OK

4.3.2 VÝSLEDKY ANALÝZY

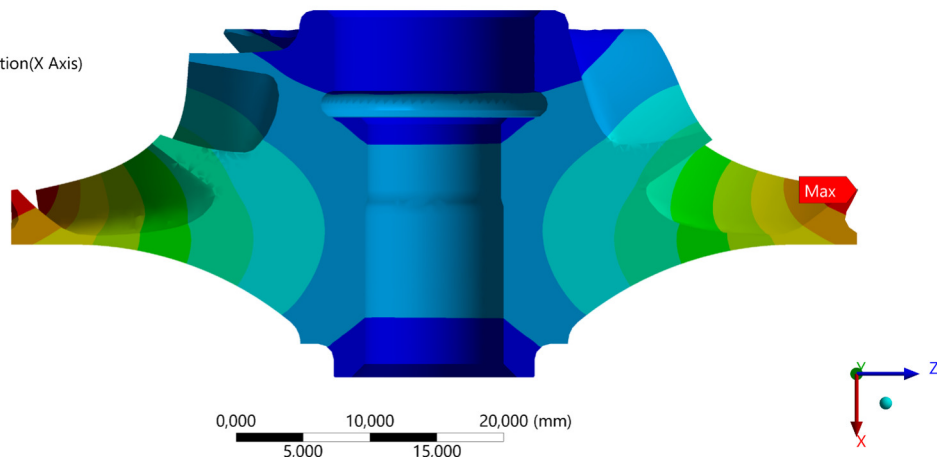
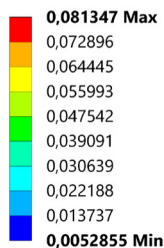
Z výsledků analýzy je patrné, že největší deformace vznikají na koncích lopatek vlivem odstředivých sil. Převážná část celkové deformace je tvořena její radiální složkou (Obr. 27 a Obr. 28). Pro posouzení bezpečnosti OK vůči meznímu stavu pružnosti byly použity výsledky redukovaného napětí von Mises (HMH). Maximální hodnoty redukovaného napětí vznikají v oblasti kontaktní plochy mezi kolem a hřídelem z důvodu předepnutí šroubového spoje (Obr. 29 a Obr. 30). Výsledky strukturální analýzy výchozího modelu OK jsou shrnuty v Tab. 4.



Obr. 27 Radiální deformace výchozího modelu OK – horní a spodní pohled

C: Static Structural

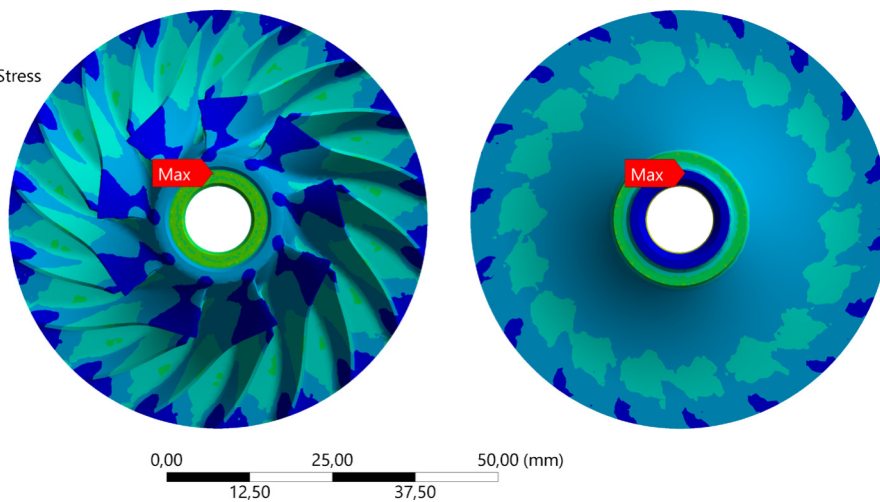
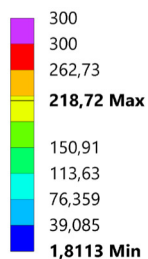
Directional Deformation
 Type: Directional Deformation(X Axis)
 Unit: mm
 Coordinate System
 Time: 4 s



Obr. 28 Radiální deformace výchozího modelu OK – řez

C: Static Structural

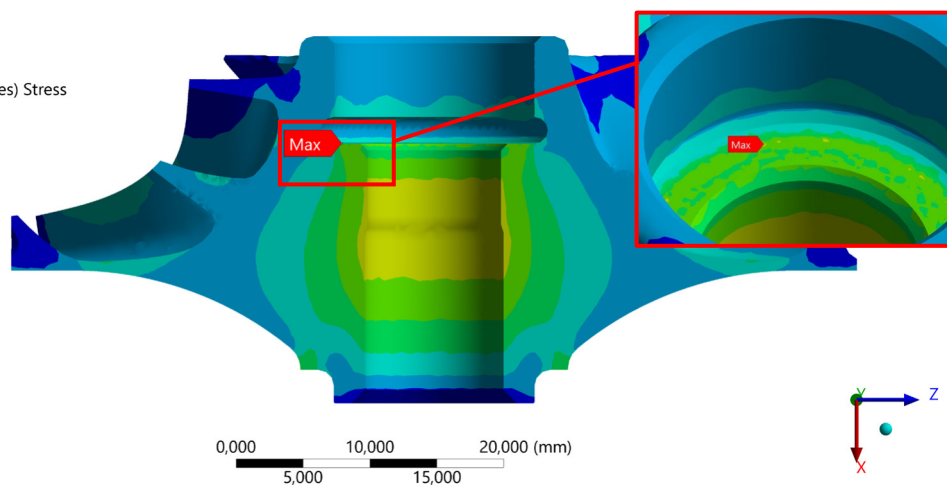
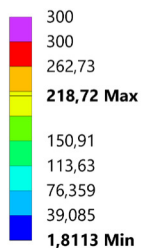
Figure
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 4 s



Obr. 29 Redukované napětí von Mises (HMH) výchozího modelu OK – horní a spodní pohled

C: Static Structural

Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 4 s



Obr. 30 Redukované napětí von Mises (HMH) výchozího modelu OK – řez, detail maxima

Tab. 4 Výsledky strukturální analýzy výchozího modelu OK

Typ modelu	Hmotnost	Moment setrvačnosti	Radiální deformace
Výchozí model	$4,7549 \cdot 10^{-2} \text{ kg}$	$11,648 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$	$0,08135 \text{ mm}$

4.4 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA PARAMETRŮ PRO OPTIMALIZACI OBĚŽNÉHO KOLA

Před samotnou optimalizací byla zkoumána závislost jednotlivých zatížení modelu na distribuci redukovaného napětí a radiální deformace. Předepnutí hřídele bylo aplikováno ve všech zátěžných krocích z důvodu soudržnosti modelu (konvergence výpočtu při zatížení otáčkami). Zatížení otáčkami a teplotou bylo aplikováno odděleně za účelem zjištění jejich vlivů. Schematické znázornění vlivů jednotlivých zatížení je zobrazeno na Obr. 31. Popis vlivu každého zatížení je níže.

a) Zatížení předepnutím hřídele

Předepnutí hřídele mělo vliv výhradně na místa kontaktu kola s hřídelí, maticí a distančním kroužkem. V těchto oblastech došlo k výraznému nárůstu redukovaného napětí. Nejvyšší hodnota napětí byla zaznamenána v kontaktu kola s distančním kroužkem, kde dosáhla hodnoty 161 MPa. Radiální deformace OK vzniklé vlivem předepnutí byly zanedbatelné. Na Obr. 31, a) je zobrazen vliv tohoto zatížení.

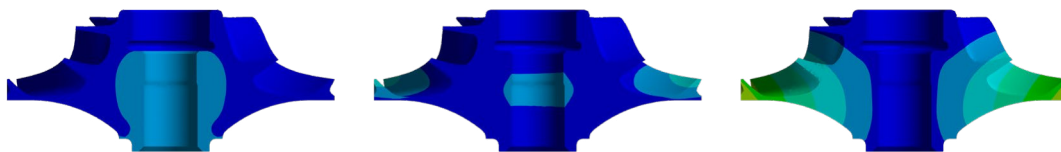
b) Zatížení předepnutím hřídele a otáčkami

Zatížení otáčkami vedlo, jako jediné, ke značnému zvýšení napětí v celém modelu OK. V kontaktu kola s distančním kroužkem došlo ke snížení napětí, zatímco na vnitřním průměru kola a v kontaktu kola s maticí napětí vzrostlo a rozšířilo se v této oblasti. Maximální hodnota napětí v tomto případě dosáhla 186 MPa na vnitřním průměru. Změna lokace maxima redukovaného napětí oproti samotnému zatížení předepnutím byla evidentně ovlivněna působením odstředivých sil. Vlivem odstředivých sil došlo k nárůstu napětí v mezilopatkovém prostoru na 130 MPa. Globální redukované napětí v modelu vzrostlo na úroveň 70 MPa. Radiální deformace se zvýšily na koncích lopatek na 0,025 mm. Na Obr. 31, b) je zobrazen vliv tohoto zatížení.

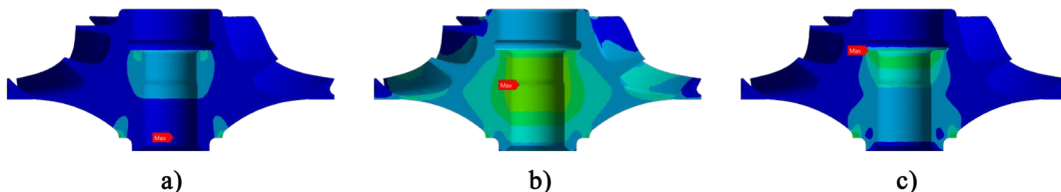
c) Zatížení předepnutím hřídele a teplotou

Zatížení teplotou způsobilo výraznější nárůst napětí v kontaktních plochách kola s hřídelí, maticí a distančním kroužkem kvůli expanzi materiálu kola. Napětí v kontaktu kola s maticí dosáhlo hodnoty 203 MPa, což bylo ještě vyšší než při zatížení otáčkami. V globálním měřítku však nedocházelo k výraznému nárůstu napětí. Největší radiální deformace byly zaznamenány na koncích lopatek, kde dosáhly hodnoty 0,050 mm. Na Obr. 31, c) je zobrazen vliv tohoto zatížení.

Radiální deformace



Redukované napětí



Obr. 31 Schematické znázornění vlivu zatížení: a) Zatížení předepnutím hřídele, b) Zatížení předepnutím hřídele a otáčkami, c) Zatížení předepnutím hřídele a teplotou

Citlivostní analýzou byly zjištěny vlivy jednotlivých zátěžných kroků na vznik napjatosti a deformace OK. Tyto vlivy byly zohledněny při následném návrhu. Zvýšené hodnoty redukovaného napětí se vyskytovaly v místě předepnutí hřídele a v mezilopatkovém prostoru na největším průměru kola. Z toho důvodu je důležité při odlehčování kola ponechat dostatek materiálu v blízkosti vnitřního a největšího průměru, aby zde byla zachována dostatečná tuhost. Zároveň je vhodné ubírat hmotu v oblastech co nejdále od osy rotace. Díky tomu je nejefektivněji snižován vliv odstředivých sil a momentu setrvačnosti.

5 OPTIMALIZACE OBĚŽNÉHO KOLA KOMPRESORU

Optimalizace OK byla řešena dvěma přístupy:

- metodou Density Based,
- pomocí Michellovy konstrukce.

V následujících kapitolách je shrnut průběh řešení samotné optimalizace kola. Při kontrole výsledků byl kladen důraz nejen na snížení hmotnosti a setrvačnosti, ale i na maximální radiální deformace a redukované napětí. V případě posouzení napjatosti kola byla kontrolována nejen hranice meze kluzu (300 MPa), ale také poměr snížení hmotnosti a setrvačnosti ku celkové napjatosti kola.

5.1 OPTIMALIZAČNÍ ANALÝZA

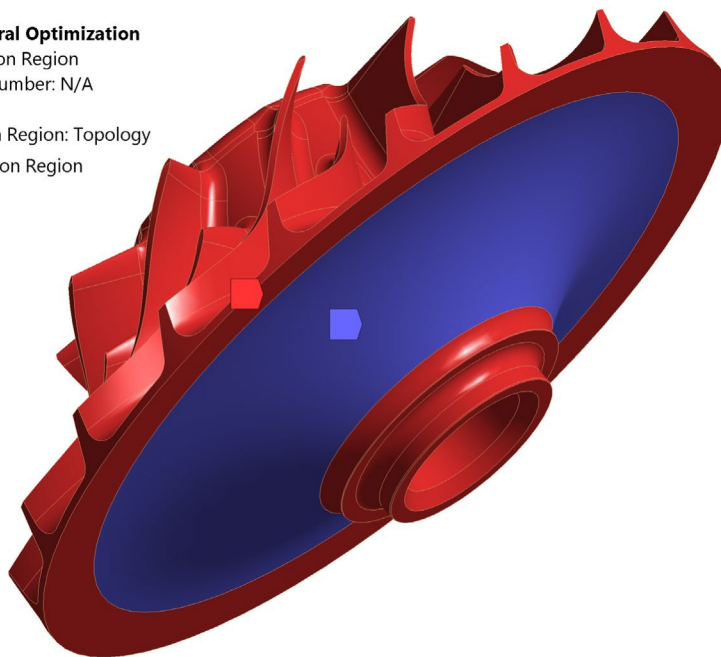
Topologická optimalizace vychází z výsledků termální a strukturální analýzy výchozího modelu OK. Na základě srovnání optimalizačních metod v kapitole 2.5.3 byla pro řešení zvolena metoda Density Based. Kvůli omezením této metody nebyly v optimalizační analýze použity některé nelineární prvky z analýzy výchozího modelu. V tomto řešení byly použity kontakty typu „bonded“. Tento typ kontaktu popisuje kontaktní oblast dvou součástí jako lepený spoj. Nelineární materiálové vlastnosti byly zanedbány a namísto toho byly konzervativně zvoleny hodnoty pro maximální provozní teplotu (100 °C). Cyklická symetrie nebyla použita z důvodu očekávání možného vzniku asymetrických tvarů dutin v modelu a pro možnost jejich vyhodnocení. Doba výpočtu optimalizační analýzy byla z důvodu zanedbání nelinearit výrazně rychlejší oproti výpočetnímu času strukturální analýzy.

5.1.1 OBLAST OPTIMALIZACE

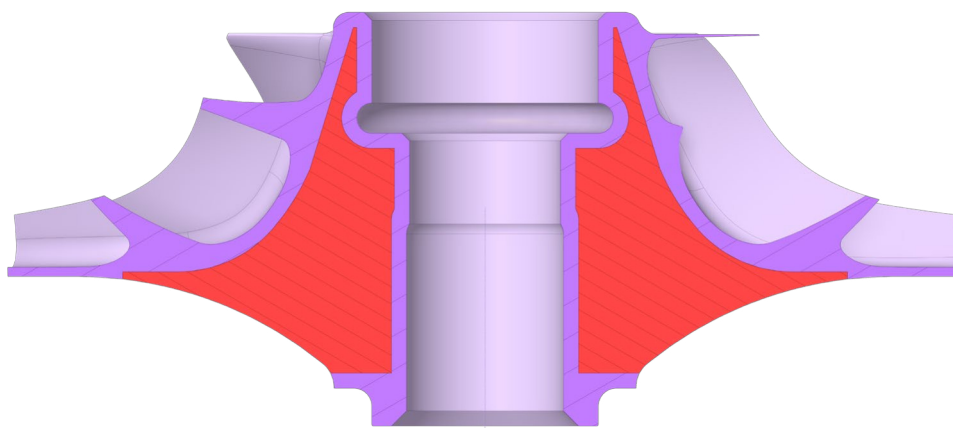
Optimalizační analýza byla provedena dvěma různými způsoby. Prvním způsobem bylo OK řešeno jako celek. V tomto případě byly definovány stěny, které měly být vyloučeny z optimalizace (vnitřní průměr kola, lopatková část, kontaktní oblasti) a optimalizační oblast, viz Obr. 32. Druhým způsobem byla materiálová oblast rozdělena na lopatkovou část (fialová oblast) a oblast určenou pro optimalizaci (oranžová oblast), viz Obr. 33. V tomto případě byla ve fialově označené oblasti tloušťka stěn 1 mm. Na větším průměru kola byla hodnota tloušťky stěn mírně nižší.

D: Structural OptimizationOptimization Region
Iteration Number: N/A

-  Design Region: Topology
-  Exclusion Region



Obr. 32 Nastavení oblastí optimalizace. Červená – oblast vyloučení, modrá – oblast optimalizace



Obr. 33 Rozdělení modelu OK při optimalizaci

5.1.2 NASTAVENÍ OPTIMALIZAČNÍ ANALÝZY

V nastavení analýzy byl definován maximální počet iterací 50 a přesnost konvergence 0,2 %. Výpočet byl tímto dokončen po splnění jedné z těchto podmínek. Nastavení normalizované hustoty udává rozsah mezi odebraným a zachovaným materiálem v optimalizované oblasti. Je tak možné korigovat míru citlivosti ubírání materiálu při výpočtu. Hodnota faktoru penalizace byla ponechána dle výchozího nastavení na 3. Nastavení analýzy je zobrazeno na Obr. 34.

Definition	
<input type="checkbox"/> Maximum Number Of Iterations	50,
<input type="checkbox"/> Minimum Normalized Density	2,e-003
<input type="checkbox"/> Convergence Accuracy	0,2 %
<input type="checkbox"/> Initial Volume Fraction	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Penalty Factor (Stiffness)	3,
Region of Manufacturing Constraint	Include Exclusions
Region of Min Member Size	Exclude Exclusions
Region of AM Overhang Constraint	Exclude Exclusions
Filter	Program Controlled
Output Controls	
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Nonlinear Controls	
Analysis Data Management	

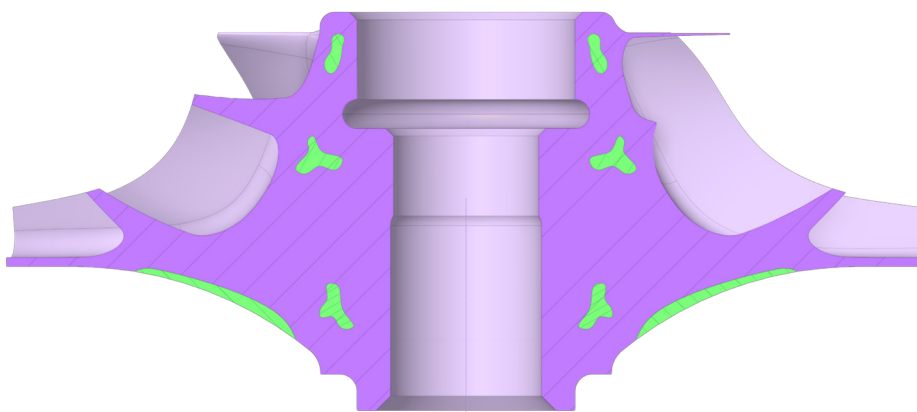
Obr. 34 Nastavení optimalizační analýzy

Cílem této analýzy byla minimalizace poddajnosti. Minimalizace poddajnosti vycházela z posledního kroku strukturální analýzy, který představoval nejhorší možné provozní podmínky. Dalším nastavením bylo omezení odezvy podle Tab. 1, ve které byly srovnány optimalizační metody. V prvotním řešení bylo použito omezení lokálního a globálního napětí, minimální tloušťky stěn, omezení posuvů a omezení procentuálního rozsahu objemu, resp. hmotnosti materiálu uvnitř OK. Při použití těchto omezení se pohybovala doba výpočtu v řádech hodin a výsledky nebyly uspokojivé. Například, při omezení globálního napětí, bylo toto napětí při validaci výsledků mnohem vyšší, než bylo očekáváno. Proto bylo pro řešení použito pouze omezení odezvy procentuálním rozsahem objemu materiálu uvnitř oběžného kola. Výpočet s tímto nastavením odezvy kromě kratší doby řešení přinesl výsledky s přijatelným rozsahem redukováného napětí.

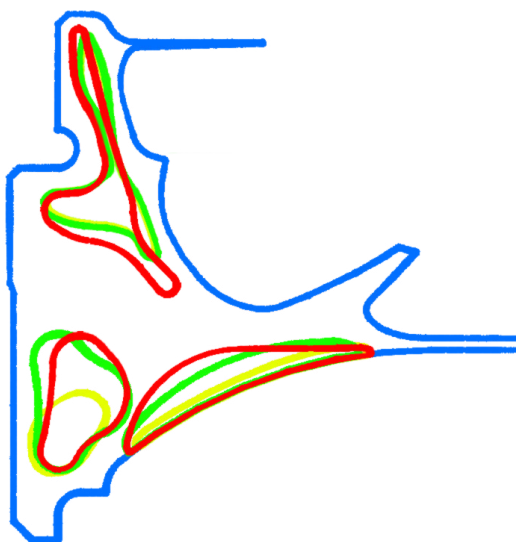
5.1.3 VÝSLEDKY OPTIMALIZAČNÍ ANALÝZY

Ideální postup optimalizace spočíval v postupném ubírání materiálu ve vícero analýzách. Všechn nepotřebný materiál tedy nebyl odebrán během jediné analýzy, ale až v průběhu následujících řešení. Tento přístup zajistil odstraňování materiálu v optimálních místech. Topologická optimalizace byla při návrhu použita jako koncept, který umožňuje nalezení efektivního materiálového rozložení v návrhovém prostoru. Tento koncept byl dále použit pro návrh tvarů a umístění dutin za pomoci 3D modeláře SpaceClaim. Vznik prvních dutin v modelu OK je zobrazen na Obr. 35. Postupné ubírání materiálu v jednotlivých fázích optimalizace je na Obr. 36. Postupný vývoj je znázorněn barvami, žlutá – prvotní řešení (model TO1), zelená – průběžný výsledek optimalizace (model TO2), červená – finální model optimalizační analýzy (model TO3).

Na výsledné rozložení redukováného napětí ve výchozím modelu OK měly významný vliv předepnutí hřídele a odstředivé zatížení od otáček. Odstraňováním materiálu v optimalizační analýze vznikly uvnitř kola uzavřené dutiny. Jejich umístění bylo pro zachování tuhosti modelu důležité udržet v dostatečné vzdálenosti od vnitřního průměru OK. Tímto způsobem se minimalizovaly odstředivé účinky a současně se předešlo oslabení konstrukce v místech předepnutí.



Obr. 35 Lokace prvních dutin v modelu OK

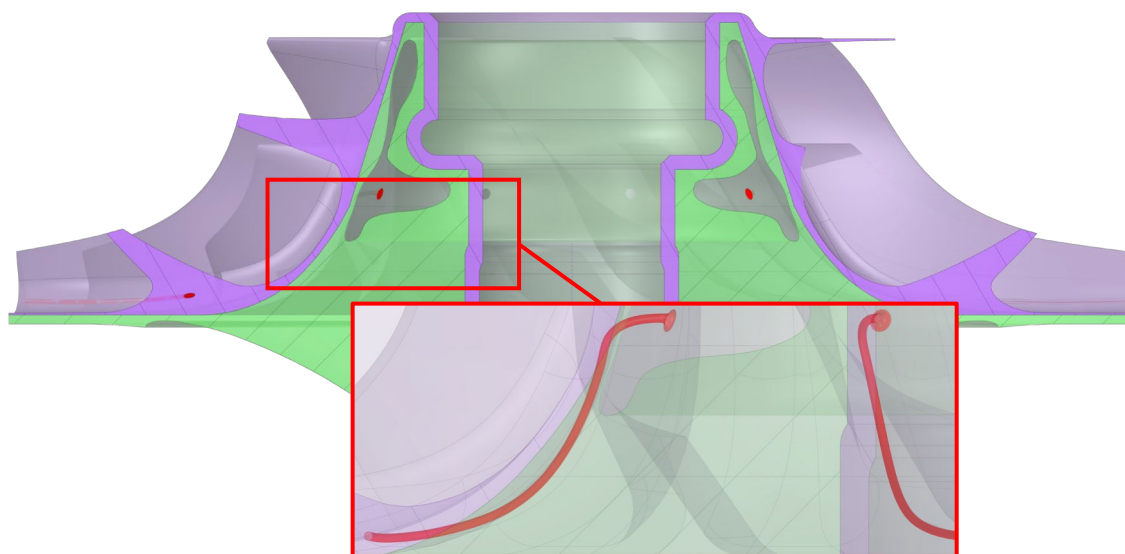


Obr. 36 Fáze optimalizační analýzy

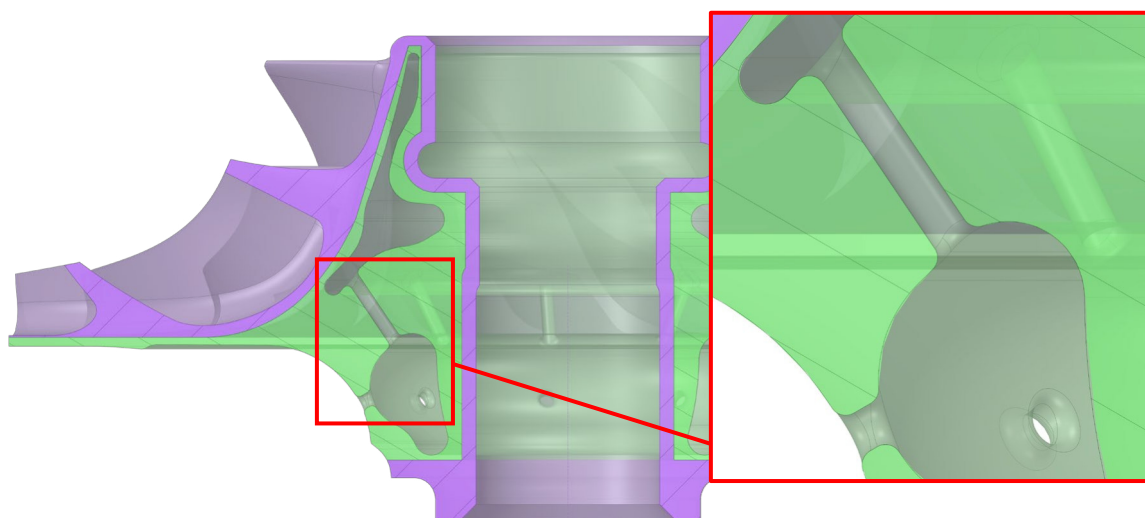
Z důvodu složitosti geometrie by v těchto případech byla vhodná aditivní výroba metodou SLM. V tomto případě by byla potřeba zajistit vyústění všech dutin z modelu. Díky tomu by bylo možné po tisku vysypat nevypálený kovový prášek. V rámci validace geometrií navržených TO byly navrženy 2 možnosti vyústění dutin u jednotlivých modelů. Vyústění dutin bylo realizováno pomocí:

1. devíti kanálků kopírujících sudé lopatky pro vývod kovového prášku z dutin v horní části modelu (Obr. 37),
2. propojení dutin v horní a spodní části modelu devíti kanálky, rovnoměrně rozloženými kolem osy rotace (Obr. 38),
3. devíti kanálků pro vývod kovového prášku ze spodní části modelu (Obr. 38).

První možnost vyústění dutin byla navržena, aby se předešlo narušení vnitřní části OK. Její využití bylo vhodné v případech, kdy byly dutiny ve spodní a horní části odděleny velkým množstvím hmoty. Druhá možnost byla navržena pro případy, kdy se horní a spodní část vzájemně přiblížily. Třetí varianta byla použita ve všech případech.



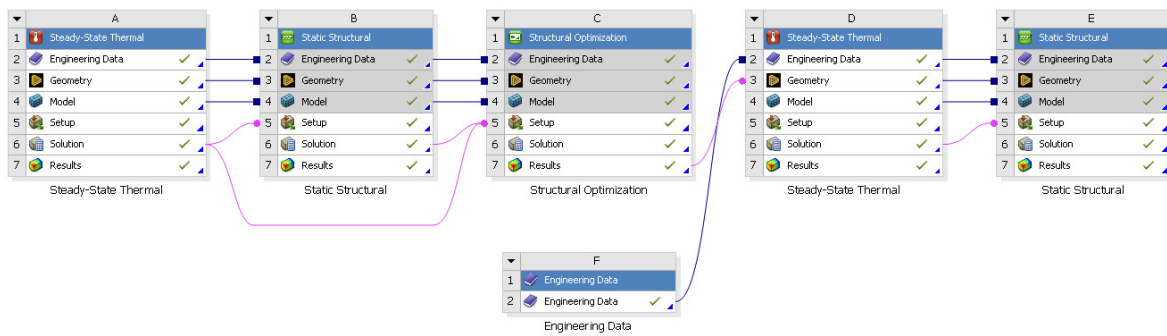
Obr. 37 Umístění kanálků z dutin v horní části



Obr. 38 Propojení horních a spodních dutin v modelu OK, vyústění kanálků ve spodní části OK

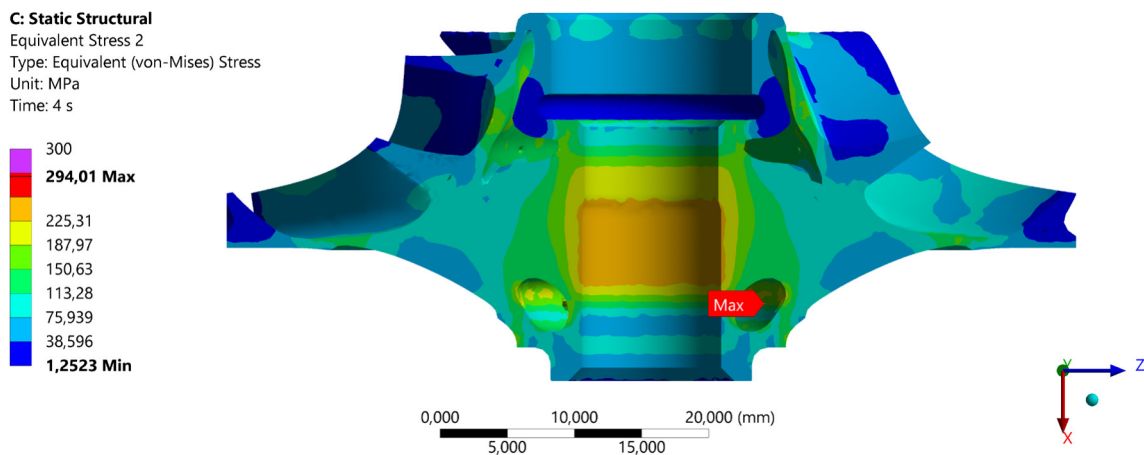
5.1.4 VALIDACE VÝSLEDKŮ OPTIMALIZAČNÍ ANALÝZY

Algoritmus řešení optimalizační analýzy v softwaru Ansys Workbench zahrnuje validaci výsledků optimalizace, viz Obr. 39. Při validaci výsledků TO byly opětovně aplikovány všechny nelinearity, které byly v optimalizační analýze zanedbány. Tab. 5 obsahuje výsledky validace vybraných modelů TO (TO1, TO2, TO3). Jsou v ni uvedeny procentuální změny hmotnosti, momentu setrvačnosti a radiální deformace vůči výchozímu modelu. U modelu TO1 a TO2 byly dutiny vyvedeny z modelu dle varianty 1, viz Obr. 37. Model TO3 vycházel z varianty 2 (Obr. 38).



Obr. 39 Optimalizační algoritmus v softwaru Ansys Workbench

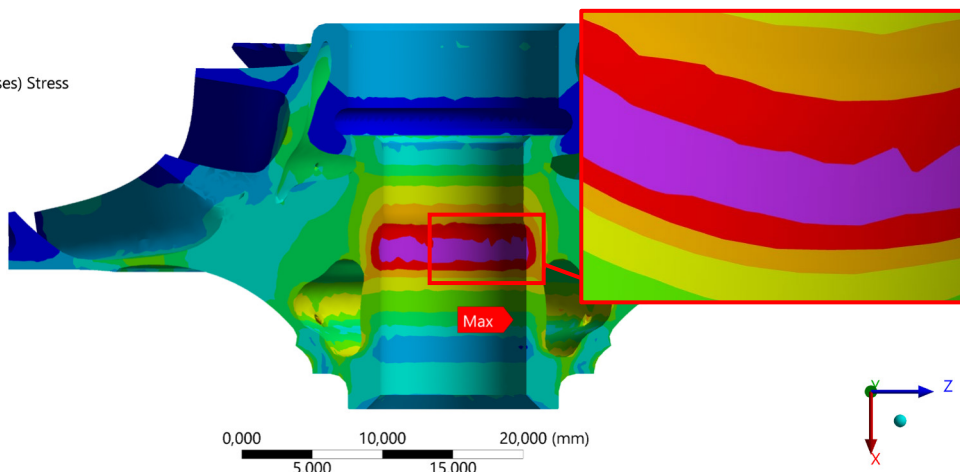
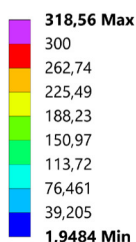
Model TO1 představoval prvotní návrh optimalizace s nejnižším procentuálním snížením hmotnosti ze všech variant. Následující řešení optimalizace vycházela z tohoto modelu. Model TO2 vykazoval hodnoty redukovaného napětí překračující mez kluzu v oblasti kontaktu kola s hřídelem v důsledku blízkého umístění dutin k vnitřnímu průměru kola. V modelu TO3 byly dutiny umístěny do větší vzdálenosti od osy rotace, což umožnilo dosáhnout největšího snížení momentu setrvačnosti. Zároveň je v tomto modelu nejvíce snížena hmotnost. Posunutí dutin od vnitřního průměru do větší vzdálenosti vedlo k poklesu hodnot redukovaného napětí v oblasti kontaktu s hřídelem ve srovnání s modelem TO2. Na Obr. 40 – Obr. 42 je rozložení redukovaného napětí v modelech TO1 – TO3. Vnitřní průměr kola i přes postupné úpravy zůstal kritickým místem u všech modelů optimalizovaných metodou Density Based.



Obr. 40 Rozložení redukovaného napětí – TO1

C: Static Structural

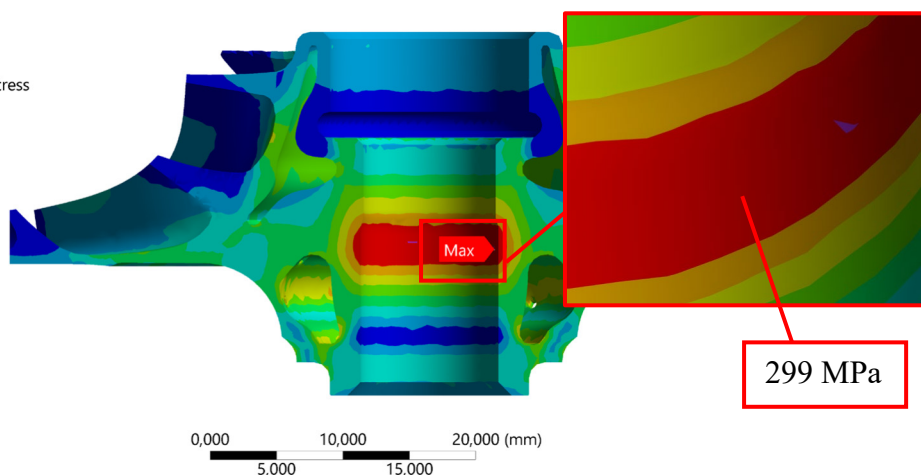
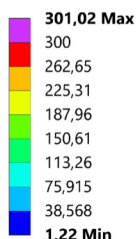
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 4 s



Obr. 41 Rozložení redukovaného napětí – TO2

C: Static Structural

Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 4 s



Obr. 42 Rozložení redukovaného napětí – TO3

Tab. 5 Shrnutí výsledků topologické optimalizace

Typ modelu	Procentuální snížení hmotnosti [kg]	Procentuální snížení momentu setrvačnosti [kg · mm ²]	Procentuální nárůst radiální deformace [mm]
TO1	10,964 %	10,199 %	3,903 %
TO2	23,879 %	18,017 %	5,409 %
TO3	26,308 %	19,576 %	9,823 %

5.2 VLASTNÍ NÁVRHY ŘEŠENÍ

Topologickou optimalizací byl materiál ubírán zejména ve větších vzdálenostech od osy rotace, aby se snížily účinky odstředivých sil a model OK si zachoval tuhost na vnitřním průměru při předepnutí hřídele. Proto byly použity pro vlastní návrhy odlehčení OK struktury inspirované Michellovými příhradovými konstrukcemi, popsány v kapitole 2.4.3. Tento přístup má mimo jiné tu výhodu, že množství hmoty obsažené v rotačních

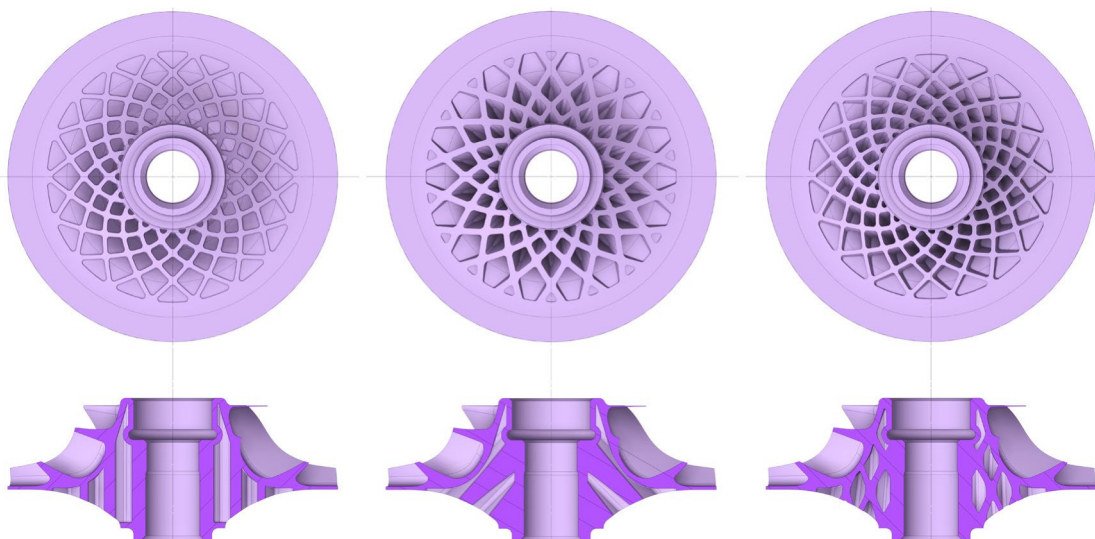
součástech se s větší vzdáleností od osy rotace rovnoměrně snižuje. To zaručuje výrazné snížení setrvačných účinků. Naopak u vnitřního průměru je větší množství hmoty, která zpevňuje tuto funkční oblast. V tomto případě byla také důležitá kontrola průchodnosti dutin z modelu, zejména v jeho horní části, kde se tvořily uzavřené dutiny.

5.2.1 NAVRŽENÉ GEOMETRIE

Michellova konstrukce byla do návrhu odlehčení OK implementována níže zmíněnými způsoby (Obr. 43). Varianty, vybrané pro výsledné srovnání, zahrnují zkrácené názvy jejich modelů, „Michell Optimization“ (MO):

1. vysunutím v axiálním směru OK
 - plné vysunutí struktury (MO11), s výřezy (MO12), s příčkami (MO13),
2. vysunutím pod úhlem 45° směrem k ose rotace OK
 - plné vysunutí struktury (MO2),
3. vysunutím ve směru šroubovice
 - plné vysunutí struktury (MO31), s výřezy (MO32), s příčkami (MO33).

První varianta je nejběžnějším způsobem využití této konstrukce v rotačních součástech. Využívá se například u ozubených kol. Tato varianta může být vhodná v případě požadavku na konvenční výrobní technologii z důvodu méně komplikované topologie. V tomto případě je k dispozici možnost 3D tisku, a proto mohou být navrženy i složitější geometrie. Ve druhé variantě se Michellova konstrukce postupně sbíhá směrem k ose rotace pod úhlem 45° . Třetí varianta vychází z topologické optimalizace, ve které převažovala tendence ubírat materiál v místech pod lopatkami. V tomto případě Michellova konstrukce kopíruje geometrii jednotlivých lopatek a vyplňuje mezilopátkový prostor, kde naopak materiál nebyl ubírán během optimalizace. V rámci první a třetí varianty návrhu geometrie byly vytvořeny jejich modifikace s výřezy a příčkami.

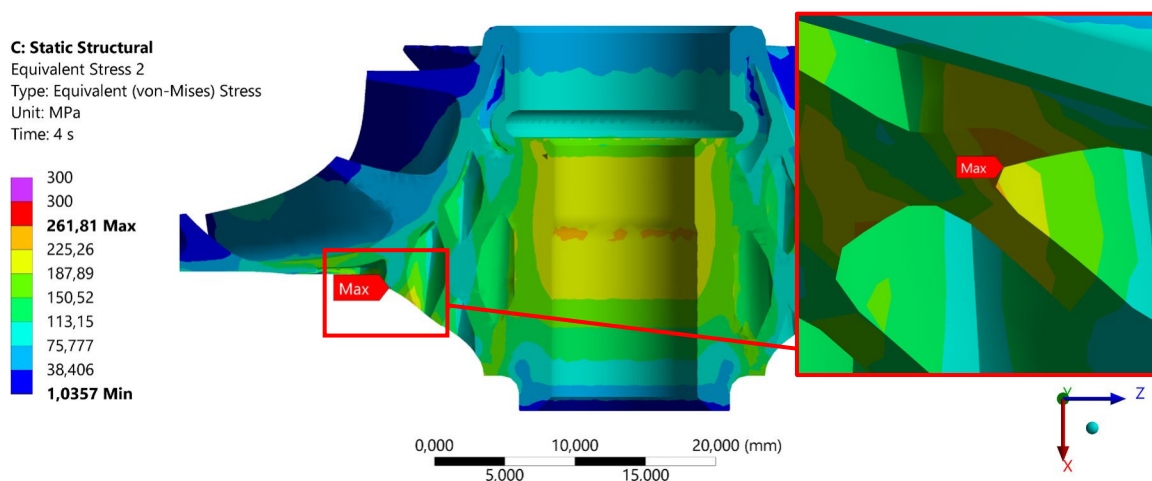


Obr. 43 Návrhy odlehčení OK pomocí Michellovy konstrukce, zleva MO11, MO2, MO31.

5.2.2 VALIDACE VÝSLEDKŮ MICHELL OPTIMIZATION

U variant s výřezy a s příčkami (MO12, MO13, MO32, MO33) a u varianty MO2 docházelo k výraznému nárůstu redukovaného napětí, a to zejména na vnitřním průměru

kola. U těchto variant navíc docházelo k větším radiálním deformacím. Nejlepší výsledky byly dosaženy u variant s plným vysunutím struktury (MO11, MO31). V těchto případech byla hmotnost a setrvačnost výchozího modelu redukována méně. Zároveň se však tyto modely pohybovaly na bezpečné straně z hlediska definované hranice redukováného napětí a radiálních deformací. U modelu MO31 (viz Obr. 43 vpravo) byl proveden kontrolní výpočet se změnou směru rotace šroubovice, po které byla Michellova struktura vytažena. Tento vliv změny geometrické konfigurace vnitřní struktury se ukázal jako zanedbatelný z hlediska výsledných hodnot redukováného napětí a radiální deformace (pro řešení statické analýzy). Úpravami modelu MO31 byl navržen finální model MO34. Rozložení redukováného napětí v tomto modelu je na Obr. 44. Změny výsledků vybraných návrhů MO vůči výchozímu modelu je v Tab. 6. Červeně vyplněné řádky v tabulce znázorňují, které modely jsou nevyhovující kvůli vysokým hodnotám redukováného napětí, jež výrazně překračují definovanou hranici. Nevybarvené řádky představují modely, které splnily tento požadavek. Modře vyplněný řádek představuje finální verzi návrhu.



Obr. 44 Rozložení redukováného napětí – MO34

Tab. 6 Shrnutí výsledků Michell Optimization

Typ modelu	Procentuální snížení hmotnosti [kg]	Procentuální snížení momentu setrvačnosti [kg · mm ²]	Procentuální nárůst radiální deformace [mm]
MO11	25,894 %	19,835 %	9,650 %
MO12	30,461 %	22,350 %	14,755 %
MO13	29,978 %	22,104 %	13,531 %
MO2	25,626 %	18,730 %	12,939 %
MO31	26,296 %	19,865 %	9,895 %
MO32	31,708 %	22,054 %	17,540 %
MO33	31,353 %	21,885 %	15,999 %
MO34	27,898 %	22,071 %	9,219 %

6 SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ OPTIMALIZACE

Z validačních analýz jednotlivých návrhů (s lineárními prvky) plyne, že optimalizace OK metodou Density Based v softwaru Ansys Workbench poskytla téměř srovnatelné výsledky s řešením pomocí Michellovy konstrukce. Postupný vývoj optimalizace je na Obr. 45.

V případě optimalizace metodou Density Based byly tímto algoritmem vytvořeny tvary dutin, specifické pro tuto metodu. Bylo však nutné dodatečně navrhnout kanálky pro odstranění kovového prášku po aditivní výrobě. Dutiny se navíc tvořily v blízkosti vnitřního průměru, kde poté docházelo k nárůstu napětí. Bylo nutné je dodatečně vzdalovat od této funkční oblasti. U nejlepšího výsledku řešeného metodou Density Based (TO3) se hodnoty redukovaného napětí pohybovaly na vnitřním průměru nad 260 MPa (Obr. 42). Metodou Density Based byl materiál plně odebírán i ve spodní části kola, viz Obr. 35. Odebírání materiálu v těchto místech mělo významný vliv na snižování momentu setrvačnosti.

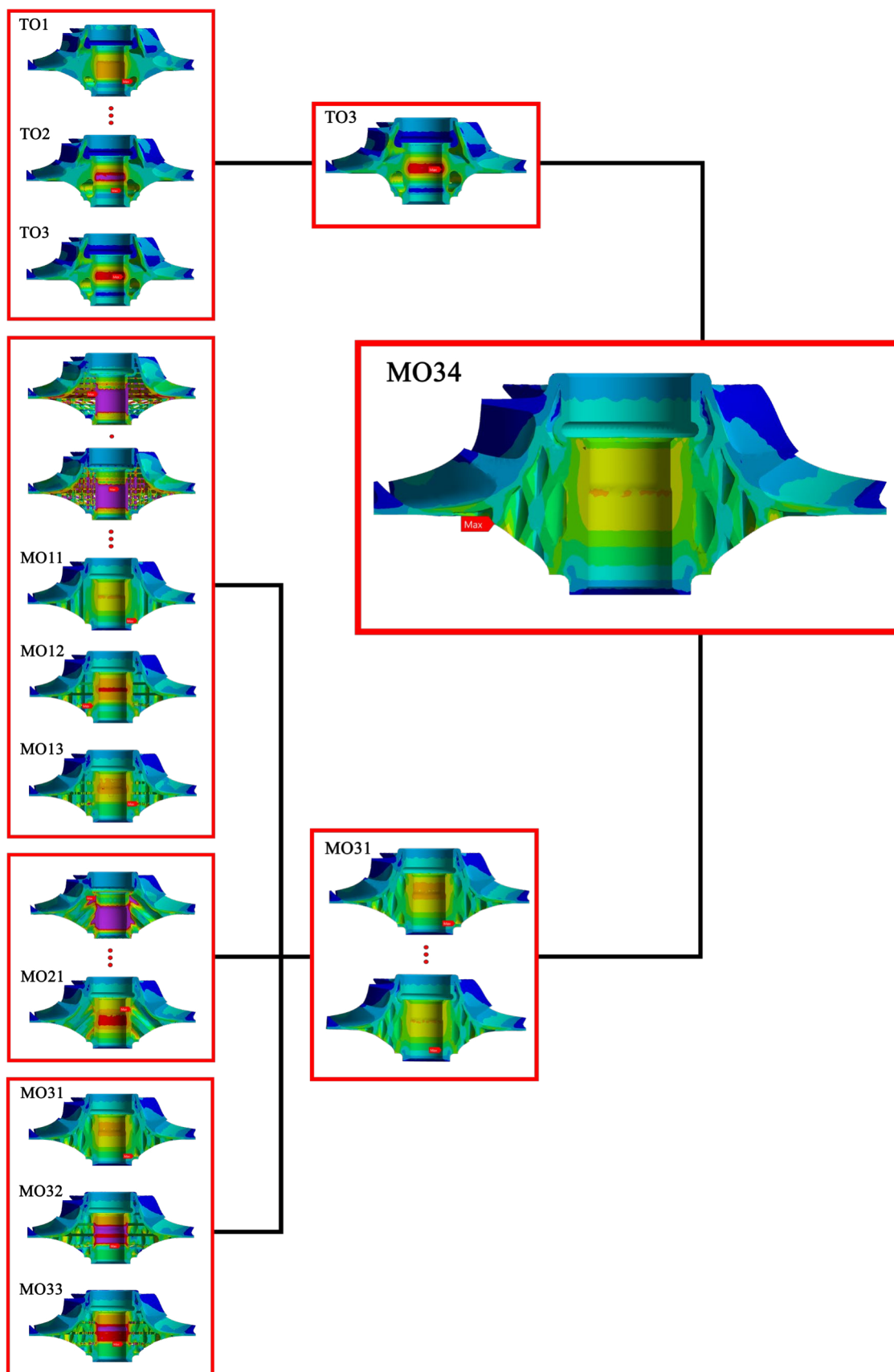
V modelech optimalizovaných pomocí Michellovy konstrukce nebyl materiál uvnitř OK plně odebírán. Místo toho byl nahrazen strukturou, která byla použita jako alternativa k úplnému odstranění materiálu. Při návrhu těchto modelů byla také nutná kontrola průchodnosti dutin, protože vnitřní struktury byly modelovány ručně.

V rámci optimalizace pomocí Michellovy konstrukce byly vytvořeny také modifikace variant MO11 a MO31, které obsahovaly výřezy a příčky. V těchto modelech byla kritická místa na vnitřním průměru kola. To z důvodu, že výřezy zasahovaly téměř do místa předepnutí. Z toho důvodu byl při návrhu finální verze kladen důraz na kompaktnost vnitřní struktury.

Návrh finálního modelu vychází z varianty s plným vysunutím Michellovy konstrukce po šroubovici, modelu MO31. Finální model MO34 byl vytvořen dodatečným odstraněním materiálu ve spodní části modelu MO31. Tato modifikace byla provedena na základě výsledků návrhů TO v kapitole 5.1.3. Srovnání výsledků optimalizace modelů s nejlepšími výsledky je v Tab. 7. U výsledků optimalizace jsou uvedeny procentuální změny vůči výchozímu modelu OK.

Tab. 7 Srovnání výsledků optimalizace

Typ modelu	Hmotnost [kg]	Moment setrvačnosti [kg · mm ²]	Radiální deformace [mm]
Výchozí model	$4,7549 \cdot 10^{-2}$	11,6480	0,08135
TO3	$3,5039 \cdot 10^{-2}$	9,3678	0,08934
	26,308 %	19,576 %	9,823 %
MO31	$3,5046 \cdot 10^{-2}$	9,3341	0,08940
	26,296 %	19,865 %	9,895 %
MO34	$3,4283 \cdot 10^{-2}$	9,0772	0,08885
	27,898 %	22,071 %	9,219 %



Obr. 45 Postupný vývoj optimalizace modelu OK

7 DETAILNÍ SROVNÁNÍ FINÁLNÍHO A VÝCHOZÍHO MODELU OBĚŽNÉHO KOLA

V předchozích kapitolách byly srovnávány výsledky výpočtů OK kompresoru při použití lineárních prvků. Lineární prvky byly v předchozím řešení použity z důvodu jejich nižších nároků na hardwarové požadavky. V této kapitole je srovnán výchozí a optimalizovaný model OK při použití kvadratických prvků. Kvadratické prvky jsou vhodné pro přesnější popis lokálních extrémů, jako jsou například špičky napětí. Jsou však výpočtově náročnější. Pro řešení těchto výpočtů bylo nutné použít výpočtovou techniku s vyššími hardwarovými parametry, viz kapitola 3.2.

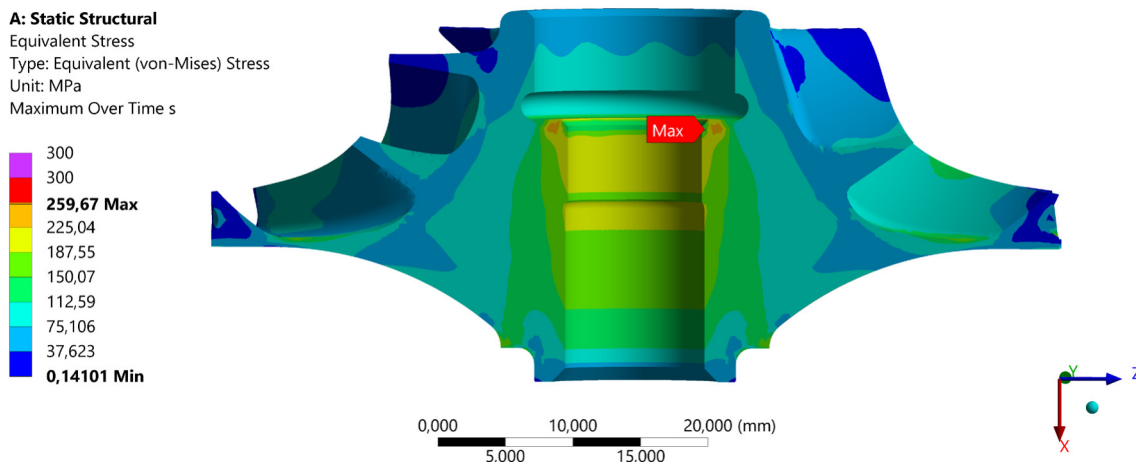
V následujících výpočtech byly modely diskretizovány kvadratickými šestistěnnými prvky SOLID186 a čtyřstěnnými prvky SOLID187. V předchozích kapitolách byla závitová oblast zjednodušena pevným spojením hřídele a šroubu kontaktem typu „bonded“. Pro reálný popis závitu byla využita funkce pro vytvoření fiktivní závitové oblasti, kterou nabízí Ansys. Pod hlavou šroubu a v místě závitu byl uvažován koeficient tření $f = 0,15$. Pro uchycení kola na hřídel byl použit pravotočivý metrický jemný jednochodý závit M10x1. V MKP analýze byl tento závit nakonfigurován pomocí nastavení korekce geometrie třecího kontaktu, viz spodní část Obr. 46. V seznamu příloh (0 – 10.3) jsou kontrolní výpočty rizikových oblastí v místech kontaktů ve výchozím a optimalizovaném modelu.

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	4 Faces
Target	1 Face
Contact Bodies	Multiple
Target Bodies	Component3\Fillet11111
Protected	No
Definition	
Type	Frictional
<input type="checkbox"/> Friction Coefficient	0,15
Scope Mode	Manual
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	Program Controlled
Suppressed	No
Object ID (Beta)	916
Display	
Element Normals	No
Advanced	
Formulation	Program Controlled
Small Sliding	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Program Controlled
Stabilization Damping Factor	0,
Pinball Region	Program Controlled
Time Step Controls	None
Geometric Modification	
Interface Treatment	Adjust to Touch
Contact Geometry Correction	Bolt Thread
Orientation	Revolute Axis
Starting Point	start
Ending Point	end
<input type="checkbox"/> Mean Pitch Diameter	9,53 mm
<input type="checkbox"/> Pitch Distance	1, mm
<input type="checkbox"/> Thread Angle	60, °
Thread Type	Single-Thread
Handedness	Right-Handed

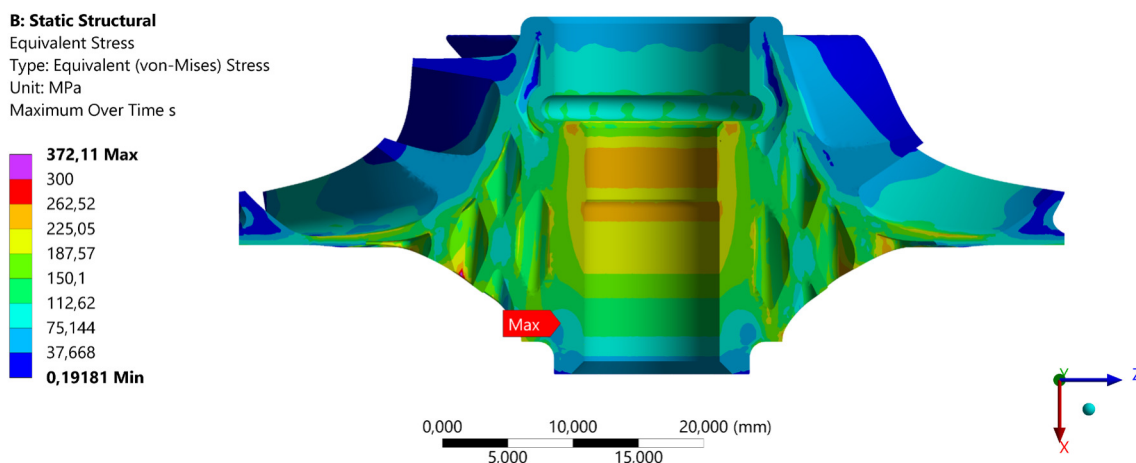
Obr. 46 Nastavení kontaktu v místě závitů

7.1 MODEL OBĚŽNÉHO KOLA Z DURALU

Z výsledků analýz je patrný výrazný nárůst napětí i radiální deformace v obou případech modelů (Obr. 47, Obr. 48). K tomuto nárůstu došlo kvůli přesnějšímu popisu odevzvy modelu na zatížení díky kvadratickým prvkům.



Obr. 47 Rozložení redukovaného napětí – výchozí model OK, materiál dural

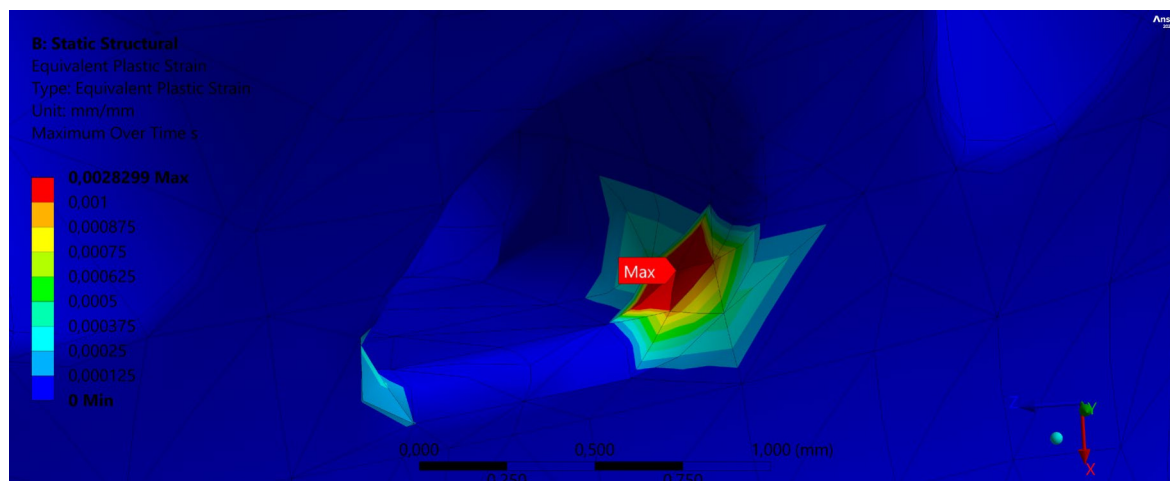


Obr. 48 Rozložení redukovaného napětí – MO34, materiál dural

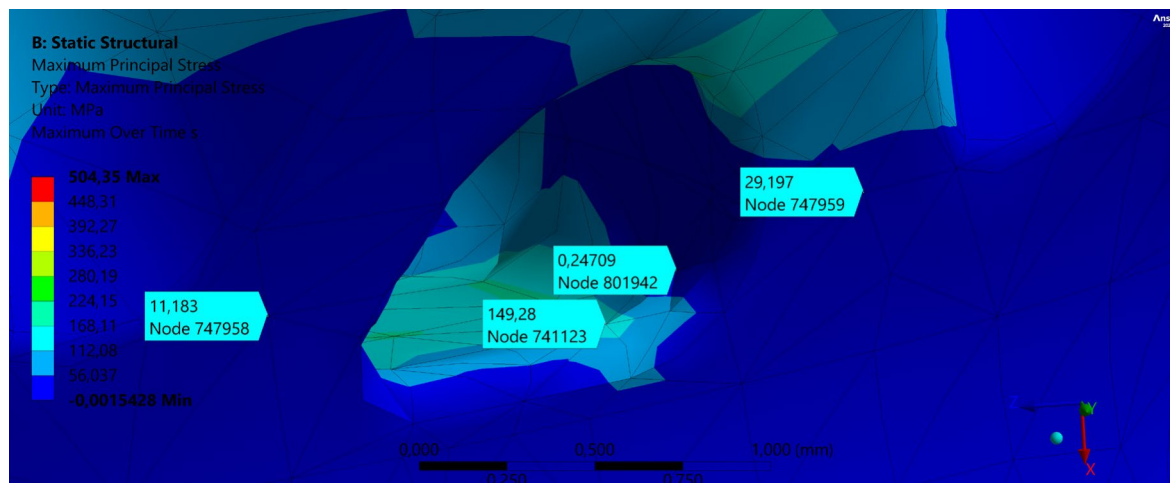
U optimalizovaného modelu vzrostla při použití kvadratických prvků hodnota redukovaného napětí nad mez kluzu v několika místech struktury. Z toho důvodu byla v těchto kritických oblastech posouzena míra plastického přetvoření. Bylo zjištěno, že plastické přetvoření neprostupuje napříč tloušťkou žádné z příček Michellovy konstrukce, ale je lokalizováno pouze v rádiusech, viz Obr. 49. V těchto oblastech byly zjištěny hodnoty tahového napětí, které se však pohybují v přijatelném rozmezí (Obr. 50). Z tohoto důvodu není předpokládáno šíření případné trhliny v těchto místech. I přes to, že se v modelu vyskytují určitá kritická místa, lze je akceptovat z hlediska samotného využití OK v oblasti návrhu na optimalizace kompresoru. Redukce hmotnosti a setrvačnosti OK pozitivně přispěje k prodloužení životnosti vzduchových ložisek, která je podstatným faktorem v této oblasti. Srovnání výchozích a optimalizovaných modelů s lineárními a kvadratickými prvky je v Tab. 8. Maximální hodnoty napětí v této tabulce popisují lokální extrém. Shrnuty jsou také hodnoty maximální radiální deformace a plastická přetvoření. V Tab. 8 jsou rovněž procentuální změny optimalizovaných modelů vzhledem k výchozímu modelu OK. Ve výpočtu s kvadratickými prvky byl snížen rozdíl maximálních hodnot radiálních deformací mezi výchozím a optimalizovaným modelem oproti výsledkům s lineárními prvky o 1,593 %.

napětí mezi výchozím a optimalizovaným modelem však vzrostl oproti výsledkům s lineárními prvky o 23,600 %.

V modelech (výchozí x optimalizovaný) bylo provedeno srovnání lokálních extrémů i v dalších oblastech, jako je vnitřní průměr, mezilopatkový prostor v horní a spodní části kola a horní čelo kola, viz Tab. 9. Ve všech oblastech je patrný nárůst redukovaného napětí u optimalizovaného modelu. Napětí se však v těchto oblastech pohybuje stále pod mezí kluzu. V globálním měřítku došlo u obou modelů při nahrazení lineárních prvků kvadratickými k mírnému rozšíření oblasti vyšších hodnot napětí.



Obr. 49 Vyhodnocení plastického přetvoření v modelu MO34



Obr. 50 Tahové napětí v okolí místa plasticity

Tab. 8 Srovnání výsledků výchozího a optimalizovaného modelu OK z duralu

Typ modelu	Radiální deformace [mm]	Maximální redukované napětí [MPa]	Plastické přetvoření [-]
Lineární prvky			
Výchozí model	0,08135	218,72	0
MO34	0,08934	261,81	0

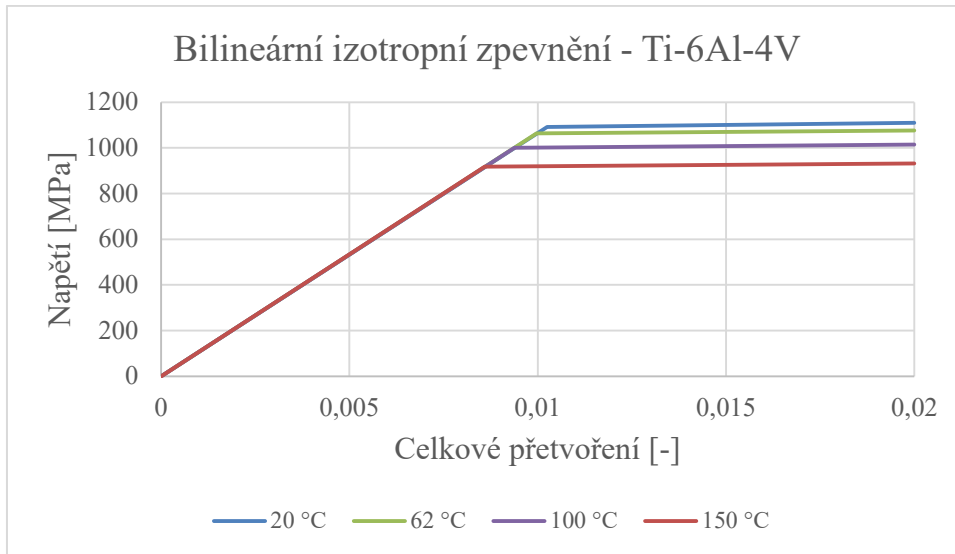
Typ modelu	Radiální deformace [mm]	Maximální redukované napětí [MPa]	Plastické přetvoření [-]
	9,821 %	19,701 %	0,000 %
Kvadratické prvky			
Výchozí model	0,08909	259,67	0
MO34	0,09642	372,11	0,00283
	8,228 %	43,301 %	100,000 %

Tab. 9 Srovnání lokálních extrémů redukovaného napětí ve zvolených oblastech modelů

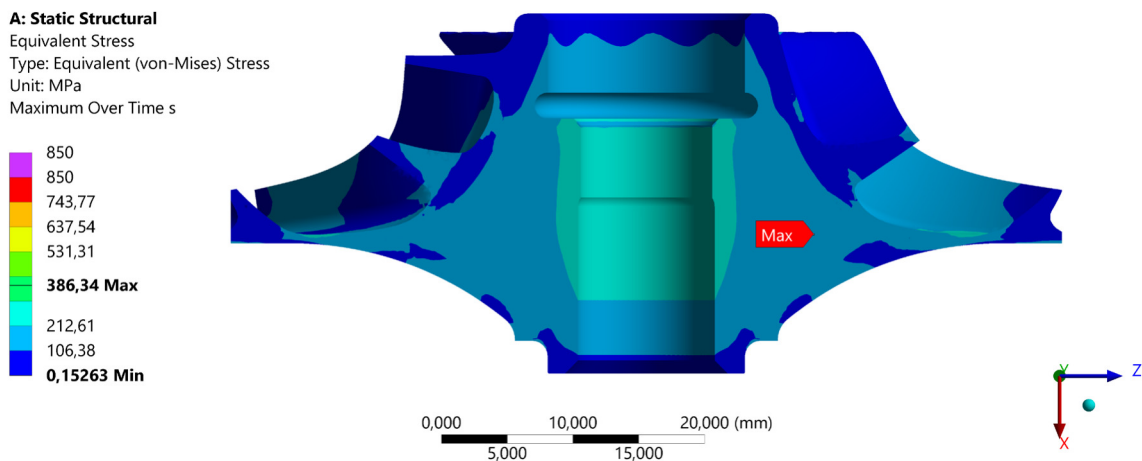
Oblast	Výchozí model	Model MO34	Procentuální nárůst napětí
Vnitřní průměr	215,66 MPa	247,87 MPa	14,936 %
Mezilopatkový prostor (horní část kola)	242,30 MPa	285,85 MPa	17,974 %
Mezilopatkový prostor (spodní část kola)	142,19 MPa	217,63 MPa	53,056 %
Horní čelo kola	94,89 MPa	122,33 MPa	28,918 %
Průměrný nárůst redukovaného napětí			28,721 %

7.2 MODEL OBĚŽNÉHO KOLA Z MATERIÁLU Ti-6Al-4V

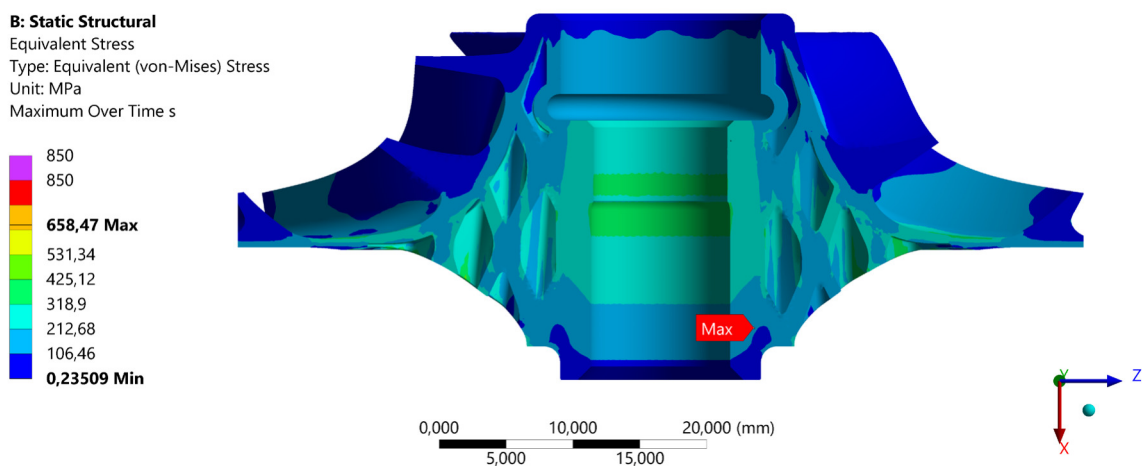
U finálního modelu OK byl proveden kontrolní výpočet s alternativní volbou materiálu. V tomto případě byla zvolena titanová slitina – Ti-6Al-4V. Titanové slitiny mají obecně vyšší pevnost a nižší hodnoty teplotní roztažnosti než dural. Díky tomu mohou být použity při vyšších teplotách a větším stlačení. Hustota této slitiny při pokojové teplotě je 4405 kg/m^3 . To je o 37 % vyšší hodnota než hustota duralu. Model materiálu byl v softwaru Ansys Workbench popsán bilineárním izotropním zpevněním, viz Obr. 51. Při použití titanové slitiny místo duralu docházelo k menším radiálním deformacím. Díky vyšší pevnosti bylo redukované napětí ve výchozím i optimalizovaném modelu hluboko pod mezí kluzu. Nicméně hmotnost a setrvačnost byly výrazně vyšší kvůli vyšší hustotě materiálu. Srovnání výsledků s titanovou slitinou je v tabulce Tab. 10. Rozložení redukovaného napětí těchto modelů je na Obr. 52 a Obr. 53.



Obr. 51 Bilineární izotropní zpevnění materiálu – Ti-6Al-4V



Obr. 52 Rozložení redukovaného napětí – výchozí model, materiál Ti-6Al-4V



Obr. 53 Rozložení redukovaného napětí – MO34, materiál Ti-6Al-4V

Tab. 10 Srovnání výsledků výchozího a optimalizovaného modelu OK z materiálu Ti-6Al-4V

Typ modelu	Hmotnost [kg]	Moment setrvačnosti [kg · mm ²]	Radiální deformace [mm]
Výchozí model	$7,5611 \cdot 10^{-2}$	18,522	0,06926
MO34	$5,4371 \cdot 10^{-2}$	14,421	0,07756
	28,091 %	22,141 %	11,984 %

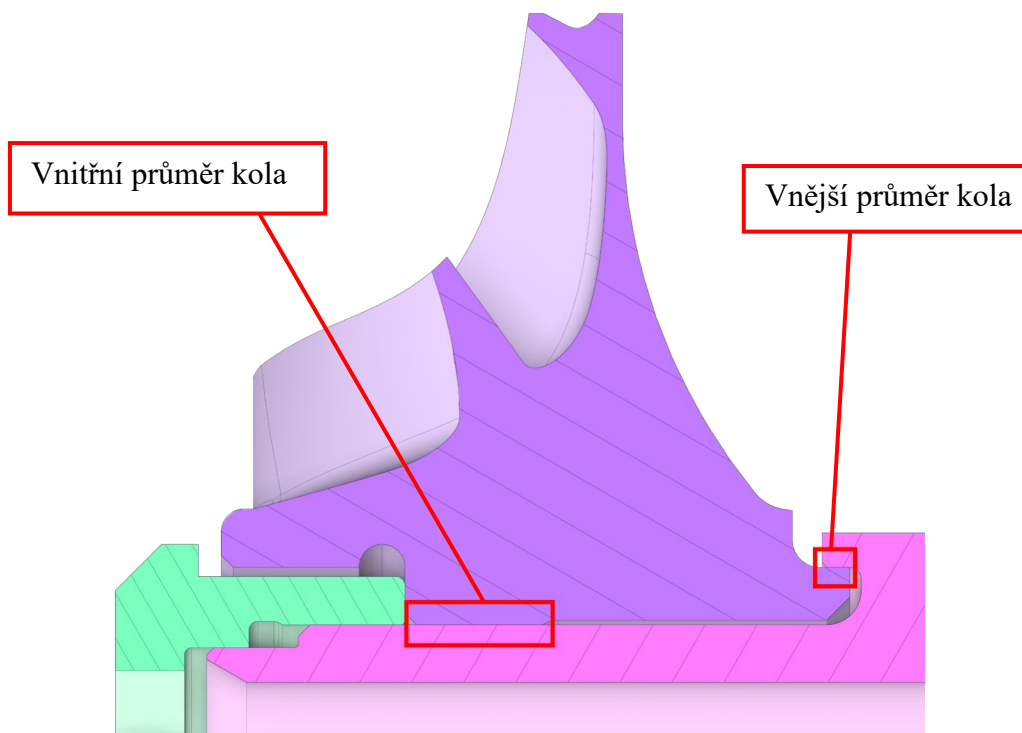
Při kontrole hmotnosti modelu OK s kompletně odstraněnou oblastí pro optimalizaci (viz oranžová část na Obr. 33 v kapitole 5.1.1) se ukázalo, že by model z titanové slitiny měl stále o 2,79 % vyšší hmotnost a o 32,30 % vyšší moment setrvačnosti než optimalizovaný model z duralu.

Optimalizovaný model MO34 z titanové slitiny má oproti stejnému modelu z duralu hmotnost vyšší o 58,52 % a moment setrvačnosti vyšší o 58,86 %. Při srovnání optimalizovaného modelu z titanu s původním modelem z duralu bylo zjištěno, že hmotnost titanového OK je pouze o 14,34 % vyšší. To je pozitivní výsledek, protože by bylo možné využít stávajících ložisek a ostatních komponent v kompresoru pro vyšší kompresní poměry a vyšší teploty.

8 NÁVRH FUNKČNÍHO UCHYCENÍ KOLA NA HŘÍDEL

Při provozním zatížení (především vlivem rotace a teploty) vzniká mezi kolem a hřídelí vůle. Pokud je tato vůle příliš velká, může dojít k odlepení jednotlivých komponent od sebe. Tím vzniká nevyváha, která vede ke zvýšenému namáhání celého rotoru, zvýšení vibrací a k dalším potížím. Tento jev je možné částečně eliminovat navržením funkčního uchycení kola na hřídel. V případě velké vůle mezi součástmi vzniká větší riziko nevyváhy, naproti tomu velká penetrace způsobuje zvýšení zatížení nebo poškození v této funkční oblasti, což také není žádoucí. Navíc při velké míře přesahu je nutné provést jistá opatření během montáže (lisování za tepla). Při rozhodování o volbě uložení kola na hřídel je klíčové nalézt optimální kompromis mezi možnou vůlí a přesahem OK na hřídeli.

U optimalizovaného modelu byly zjištěny maximální radiální deformace v místech kontaktů kola s hřídelí na vnitřním a vnějším průměru pro navržení vhodného uchycení kola na hřídel. Poloha těchto průměrů je na Obr. 54. Srovnání deformací výchozího a optimalizovaného modelu je v Tab. 11. Oproti výchozímu modelu došlo u optimalizovaném modelu MO34 k nárůstu radiálních deformací v obou místech kontaktu kola a hřídele. Zelené buňky znázorňují vůli, oranžové přesah (viz Tab. 11).



Obr. 54 Poloha vnějšího a vnitřního průměru kola

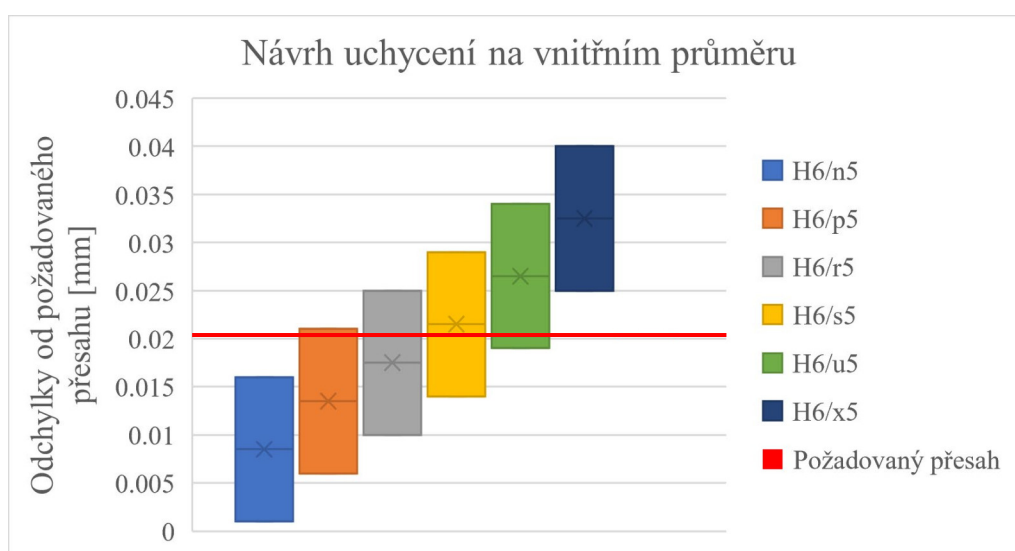
Tab. 11 Srovnání maximální radiální deformace na vnitřním a vnějším průměru OK

Typ modelu, specifikace	Vnitřní průměr kola (10 mm)	Vnější průměr kola (15 mm)
Výchozí model, OK	0,018022 mm	0,009565 mm
Výchozí model, hřídel	0,000085 mm	0,007870 mm
Výchozí model, vůle/přesah	0,018107 mm	0,001695 mm
MO34, OK	0,020433 mm	0,009797 mm

Typ modelu, specifikace	Vnitřní průměr kola (10 mm)	Vnější průměr kola (15 mm)
MO34, hřídel	0,000067 mm	0,007771 mm
MO34, vůle/přesah	0,020366 mm	0,002026 mm
	12,50 %	19,77 %

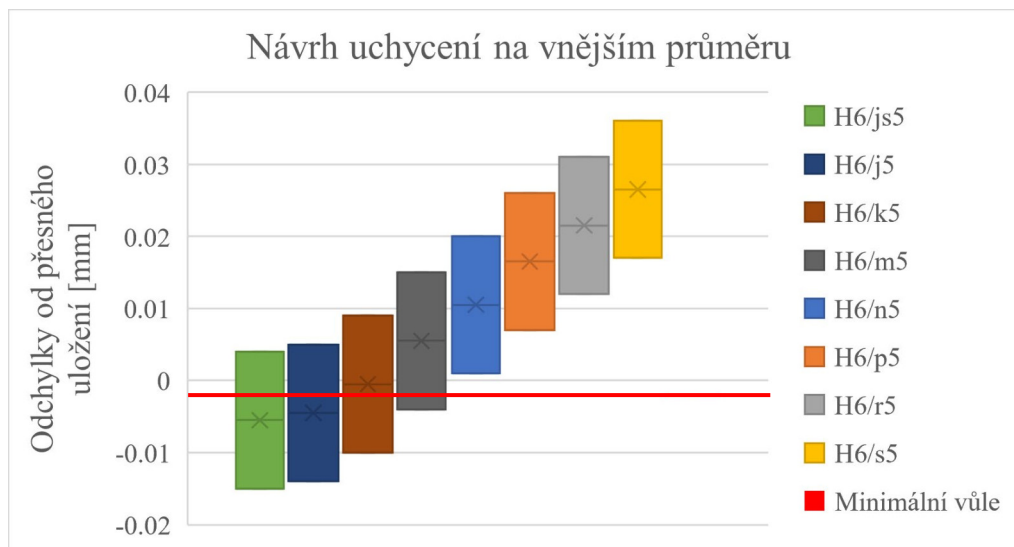
Při návrhu funkčního uchycení optimalizovaného kola na hřídel byla uvažována metoda soustavy jednotné díry. Tato metoda spočívá v určení toleranční třídy pro díru a následném odvození toleranční třídy pro hřídel [43]. Tolerované rozměry byly navrženy dle normy ČSN EN ISO 286-1 [44]. Pro vnitřní i vnější průměr byly zvoleny toleranční třídy IT6/IT5 z důvodu vysokých požadavků na přesné uchycení.

V místě vnitřního průměru kola ($\varnothing 10\text{ mm}$) vznikla radiální deformací vůle o hodnotě $20,37\ \mu\text{m}$. Z toho důvodu bylo vhodné v tomto místě navrhnout uložení s přesahem pro minimalizaci vzniku vůle. Pro díru bylo zvoleno toleranční pole H6. Následně bylo vybráno toleranční pole pro hřídel dle Obr. 55. Pro zajištění minimální vůle/penetrace bylo navrženo na vnitřním průměru uložení s přesahem $\varnothing 10H6/r5$, při kterém může nastat minimální přesah $0,010\text{ mm}$ a maximální přesah $0,025\text{ mm}$.



Obr. 55 Míra přesahu uvažovaných tolerančních polí na vnitřním průměru

Na vnějším průměru kola ($\varnothing 15\text{ mm}$) vznikl radiální deformací přesah o hodnotě $2,03\ \mu\text{m}$. Pro toto místo bylo navrženo uložení s přesahem $\varnothing 15H6/n5$, při kterém může nastat minimální přesah $0,001\text{ mm}$ a maximální přesah $0,02\text{ mm}$. Toto uložení bylo vybráno z důvodu eliminace případné vůle před uvedením OK do provozu. Vůle při rozběhu kola by vedla ke vzniku nevývahy. Zvýšená míra penetrace je z tohoto hlediska akceptovatelná. Toleranční pole pro vnější průměr kola byl vybrán dle Obr. 56.



Obr. 56 Míra přesahu/vůle uvažovaných tolerančních polí na vnějším průměru

V případě variant nejvyšších hodnot přesahů by bylo nutné nalisovat kolo na hřídel. Na základě zjednodušeného analytického přístupu se zohledněním tepelné roztažnosti použitých materiálů byla odhadnuta teplota pro lisování 120 °C.

9 ADITIVNÍ VÝROBA OPTIMALIZOVANÉHO OBĚŽNÉHO KOLA KOMPRESORU

V předchozích kapitolách byly uvedeny jednotlivé návrhy optimalizace OK. U všech návrhů byl kladen důraz na jejich vyrobiteľnosť. V prípade finálneho modelu je vzhľadom k jeho geometrické složitosti vhodná aditivní výroba. Tato kapitola se zaměřuje na přípravu tohoto modelu pro 3D tisk metodou SLM.

Stěžejní částí přípravy modelu pro aditivní výrobu je návrh podpěr. Hlavní funkcí podpěr je zajištění vyrobiteľnosti převislých částí modelů a jejich stabilního držení během tisku, které umožňuje dodržení požadované výrobní přesnosti. Vhodný návrh struktury podpěr může zajistit dobrý odvod tepla, minimalizaci termální deformace, zamezení zhroucení součásti při tisku, zamezení smrštění modelu v některých oblastech nebo zamezení praskání [45].

V praxi je možné se běžně setkat například s mřížkovou nebo stromečkovou strukturou podpěr. Na Obr. 57 jsou podpěry se stromečkovou strukturou (vlevo) a mřížkovou strukturou (vpravo). V současné době se stále vyvíjí s využitím TO nové designy podpěr pro snížení množství použitého materiálu, zrychlení procesu tisku a dobrý odvod tepla. Volba konkrétního typu podpěr je individuální a závisí na tisknutém modelu.

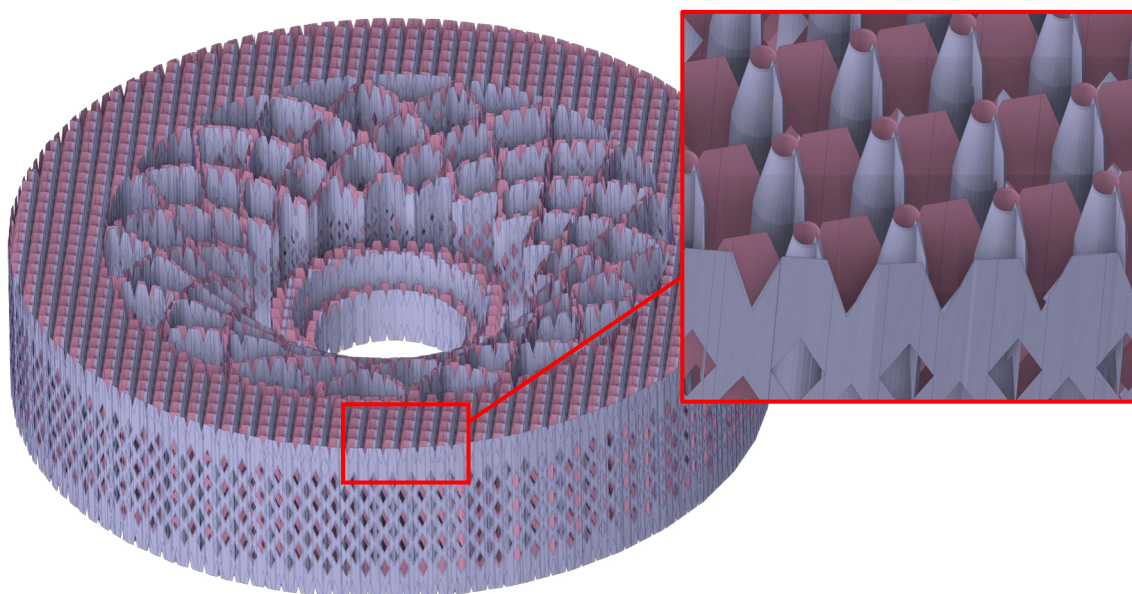


Obr. 57 Příklad struktur podpěr pro aditivní výrobu SLM (vlevo stromečková, vpravo mřížková).
Převzato z [46]

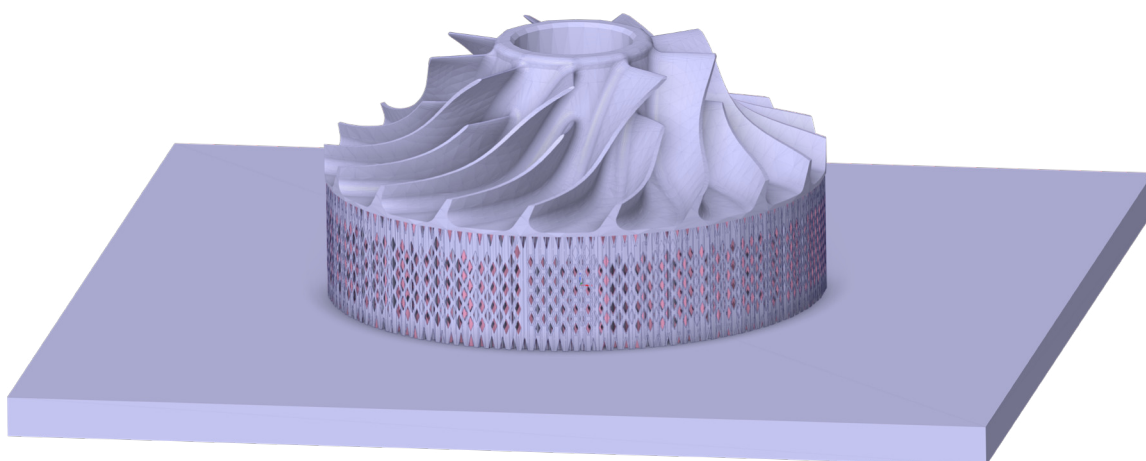
Pro přípravu finálního modelu na 3D tisk bylo použito prostředí softwaru SpaceClaim. K zajištění konzistentních vlastností OK byla pro tisk zvolena horizontální orientace s osou rotace kolmou na platformu, přičemž lopatková část byla orientovaná směrem od platformy. Nastavení modelu pro aditivní výrobu je na Obr. 58 a Obr. 59. Ve spodní části

kola byly navrženy perforované podpěry, jejichž výhodou je dobrý odvod tepla během tisku. Tím je možné minimalizovat pnutí a deformace způsobené teplotní roztažností. Dutiny v těchto podpěrách také umožňují vysypání nesvařeného kovového prášku po tisku ještě před odstraněním podpěr. Součástí podpěr jsou trámečky, které mají funkci odvodu tepla z tisknutého modelu. Touto formou je možné redukovat vznik zbytkového napětí v OK a minimalizovat vznik deformací. Na Obr. 58 je detailní zobrazení podpěr. V jejich horní a spodní části je struktura zúžena s ohledem na její následné odstranění.

Po přípravě podpěr byl model OK převeden do formátu STL. Pro samotný tisk byla vybrána z důvodu dostupnosti 3D tiskárna EOS M 400, viz Obr. 60. Tato tiskárna disponuje velkou pracovní plochou 400x400x400 mm a 1000W laserem. Zároveň nabízí automatické sledování a kontrolu tisku pomocí přesné optiky. Pro zajištění požadované kvality tisku je v průběhu aditivní výroby využíván inertní plyn argon.



Obr. 58 Podpěry pro 3D tisk



Obr. 59 STL model pro 3D tisk



Obr. 60 3D tiskárna EOS M 400. Převzato z [47]

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byla optimalizace OK kompresoru, zaměřená na snížení jeho hmotnosti a jeho setrvačných účinků. Dle zadání mělo být splněno deset dílčích cílů:

1. analýza provozního zatížení kola kompresoru,
2. příprava detailního modelu a uchycení kola kompresoru,
3. sestavení MKP modelu,
4. provedení termální a strukturální analýzy kola kompresoru,
5. citlivostní analýza parametrů pro optimalizaci kola kompresoru,
6. příprava a realizace topologické optimalizace,
7. návrh optimalizovaného kola kompresoru s ohledem na uchycení kola na hřídel,
8. návrh funkčního uchycení kola kompresoru,
9. příprava modelu pro aditivní výrobu,
10. zhodnocení výsledků.

Tyto cíle byly úspěšně splněny. V rámci rešeršní studie byly zkoumány vlivy provozního zatížení OK kompresoru pro čisté aplikace nových generací pohonných jednotek jako jsou například vodíkové palivové články. V této oblasti bývají zpravidla užívána vzduchová nebo magnetická ložiska. Tato ložiska jsou vysoce náchylná na zatížení. Zlepšením rotor dynamických vlastností OK je možné snížit namáhání těchto ložisek a zvýšit tak jejich životnost. Případně by díky tomu mohla být použita i menší (levnější) vzduchová ložiska. Snížená hmotnost a setrvačné účinky mohou přispět také ke zvýšení účinnosti palivového článku v důsledku potřeby menšího kroutícího momentu pro pohon kompresoru.

S využitím znalostí o provozním zatížení OK byla provedena praktická část diplomové práce. Z důvodu komplexnosti provozního zatížení OK byl pro výpočtové modelování vybrán software Ansys Workbench. V modeláři SpaceClaim byl výchozí model geometrie upraven pro výpočet. Pro OK byl zvolen materiál dural z důvodu jeho nízké hustoty. Nastavení MKP modelu je uvedeno v kapitole 4.1. Na základě aplikace jednotlivých zátěžných stavů byl posouzen jejich vliv na deformaci a napjatost OK. S využitím výsledků analýz výchozího modelu byla provedena optimalizace pomocí dvou přístupů – metodou Density Based a pomocí vnitřní struktury navržené dle Michellovy příhradové konstrukce. Oba přístupy vedly k výraznému snížení hmotnosti blížícímu se poklesu o 26,5 % původní hmotnosti kola. Pokles hmotnosti byl dosažen na úkor zvýšené napjatosti kola. V obou přístupech bylo důležité zohlednit požadavky na výrobu. V tomto případě byla vybrána aditivní výroba SLM. Z toho důvodu bylo důležité navrhnout vnitřní strukturu kola, které umožní snadné odstranění nevypáleného kovového prášku po 3D tisku. Při návrhu optimalizovaného kola bylo bráno v potaz jeho uchycení na hřídel – vliv předeptutí. Na tomto místě bylo u výsledného modelu OK ponecháno dostatečné množství hmoty pro zajištění potřebné tuhosti kola. V tomto ohledu byly efektivní Michellovy konstrukce díky jejich hustému rozložení struktury na vnitřním průměru.

Pro výsledný model OK byla využita kombinace obou optimalizačních přístupů. Vnitřní prostor OK byl nahrazen Michellovou konstrukcí. Tato konstrukce byla vysunuta po šroubovici kopírující mezilopatkový prostor. Díky tomu byla efektivně podpořena součást mezi jednotlivými lopatkami. Na základě TO byl u tohoto modelu odebrán materiál ve spodní části kola. Díky tomu byla hmotnost výchozího kola kompresoru, při použití materiálu dural snížena o 27,9 % a moment setrvačnosti o 22,1 %.

U výchozího a výsledného modelu byly provedeny kontrolní výpočty s využitím kvadratických prvků, které oproti lineárním lépe popisují detaily geometrie. V rámci těchto výpočtů byla detailněji popsána závitová oblast pomocí fiktivního závitu. V tomto případě

došlo k výraznému nárůstu napětí v rádiusech optimalizovaného modelu OK. U tohoto modelu se hodnoty lokálních extrémů redukovaného napětí v definovaných oblastech zvýšily oproti výchozímu modelu v průměru o 28,7 %, přičemž zůstaly v bezpečných mezích. V některých místech vnitřní struktury optimalizovaného modelu vznikly lokální špičky napětí v hodnotách vyšších než mez kluzu materiálu. Tato kritická místa byla vyhodnocena jako akceptovatelná z důvodu nízké hodnoty plastického přetvoření a nevýrazných hodnot tahového napětí v jejich blízkém okolí. Snížení hmotnosti a setrvačnosti v tomto ohledu bylo upřednostněno, protože bylo považováno za výhodnější z hlediska nižších nákladů na vzduchová ložiska. Ve srovnání s výchozím modelem došlo k nárůstu radiální deformace o 8,2 %. Tento nárůst deformace je možné brát jako přijatelný vzhledem k procentuálnímu snížení hmotnosti a momentu setrvačnosti.

U optimalizovaného modelu byl proveden také výpočet se změnou materiálu kola na titanovou slitinu. Při použití OK z titanu se pohybovaly hodnoty redukovaného napětí hluboko pod mezí kluzu. Hmotnost tohoto modelu se navíc blížila hmotnosti původního duralového kola. To má pozitivní vliv, protože by mohlo být toto kolo použito např. ve výkonnějším kompresoru při zachování stávajících komponent jako jsou ložiska. Případně by bylo možné toto OK dále optimalizovat a dosáhnout většího snížení hmotnosti a momentu setrvačnosti.

U výsledného modelu z duralu bylo navrženo funkční uchycení kola na hřídel volbou vhodného tolerančního pásma na základě radiálních deformací ve funkčních oblastech. Návrhem tohoto uložení by měla být částečně eliminována nevývaha. Tímto způsobem navržený model byl následně připraven pro 3D tisk metodou SLM. Pro aditivní výrobu byla vybrána 3D tiskárna EOS M 400.

Dílejší výsledky analýz v této práci ukázaly, že použití Michellových konstrukcí je vhodné pro aplikaci v široké škále průmyslu, včetně návrhu rotačních součástí, jako jsou OK. Tato práce tak přináší užitečné poznatky pro další výzkum a vývoj v oblasti strojírenství a může sloužit jako inspirace pro další projekty zaměřené na optimalizaci rotačních součástí.

Cílem práce byla optimalizace OK založená na statických výpočtech. Pro přesné vyhodnocení optimalizovaného modelu OK by bylo vhodné v dalších fázích řešení provést simulaci proudění a test vytištěného modelu v provozních podmínkách. Tím by bylo možné posoudit vznik úplavu, resp. vznik turbulentního proudění, v záhybech v Michellově konstrukci ve spodní části kola kompresoru. Také by bylo vhodné experimentální srovnání účinnosti elektrického kompresoru při použití výchozího a optimalizovaného OK.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FELSEGHI, , Raluca ANDREEA, Elena CARCADEA a Maria RABOACA. *Hydrogen Fuel Cell Technology for the Sustainable Future of Stationary Applications*. 2019. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.3390/en12234593>
- [2] CHEN, Haoxiang, Weilin ZHUGE, Yangjun ZHANG, Xuelong MA a Lin TAO. Performance Improvement of a Centrifugal Compressor for the Fuel Cell Vehicle by Tip Leakage Vortex Control. *Journal of Thermal Science*. 2021. ISSN 1993-033X. Dostupné z: doi:[10.1007/s11630-021-1430-7](https://doi.org/10.1007/s11630-021-1430-7)
- [3] GILLIBRAND, M.I., F. GIBSON, L.J. PEARCE a R.G.H. WATSON. The effect of pressure on the performance of hydrogen fuel cells. *Electrochimica Acta*. 1967, **49-56**. ISSN 0013-4686. Dostupné z: doi:[https://doi.org/10.1016/0013-4686\(67\)85005-9](https://doi.org/10.1016/0013-4686(67)85005-9)
- [4] *Fuel cells | Schaeffler Group* [online]. In: . [cit. 2023-05-16]. Dostupné z: <https://www.schaeffler.com/en/media/dates-events/kolloquium/digital-conference-book-2022/fuel-cell/>
- [5] *Fuel Cell & Hydrogen Energy Basics — Fuel Cell & Hydrogen Energy Association* [online]. In: . [cit. 2023-02-06]. Dostupné z: <https://images.squarespace-cdn.com/content/v1/53ab1fee4b0bef0179a1563/1536946916672-XQF12RU1VG3FHST3FR52/fuel%2Bcell%2Bdiagram.jpg?format=1500w>
- [6] QIN, Yanzhou, Qing DU, Mingzhe FAN, Yafei CHANG a Yan YIN. Study on the operating pressure effect on the performance of a proton exchange membrane fuel cell power system. *Energy Conversion and Management*. 2017, **357-365**. ISSN 0196-8904. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.035>
- [7] MEHER-HOMJI, a B. CYRUS. *The Historical Evolution Of Turbomachinery*. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, **2000**. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.21423/R1X948>
- [8] KRAIN, Hartmut. Review of Centrifugal Compressor's Application and Development. *Journal of Turbomachinery*. 2005. ISSN 0889-504X. Dostupné z: doi:[10.1115/1.1791280](https://doi.org/10.1115/1.1791280)
- [9] *WhichCar | Expert Car Reviews, Comparisons and Advice* [online]. In: . [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: <https://www.whichcar.com.au/features/explained-electric-compressors>
- [10] KUSZTELAN, A., Yufeng YAO, D. MARCHANT a Y. WANG. *A Review of Novel Turbocharger Concepts for Enhancements in Energy Efficiency*. 2010. Dostupné z: doi:<http://dx.doi.org/10.5383/ijtee.02.02.003>
- [11] *Guide - What Is a Turbo and How Does It Work? - Garrett Motion* [online]. In: . [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/knowledge-center-category/oem/what-is-a-turbo-and-how-does-it-work/>

- [12] *What is a Turbocharger and How Does it Work? - Eagle Ridge GM* [online]. In: . [cit. 2023-02-20]. Dostupné z: <http://d3e98kcom2u4ch.cloudfront.net/wp-content/uploads/oldblog/2016/09/turbocharger-operation-diagram.jpg>
- [13] In: *Princip činnosti turbodmyhadla | Turbo-Tec Czech* [online]. [cit. 2023-03-29]. Dostupné z: <https://www.turbo-tec.eu/cz/princip-cinnosti-turbodmyhadla/>
- [14] BOYCE, M.P. *Centrifugal Compressors: A Basic Guide: EngineeringPro collection*. PennWell, 2003. ISBN 9780878148011. Dostupné také z: <https://books.google.cz/books?id=vtZSAAAAMAAJ>
- [15] SINGH, Murari a George LUCAS. *Blade design and analysis for steam turbines*. McGraw-Hill Education, 2011.
- [16] WANG, Rongqiao, Bin ZHANG, Dianyin HU, Kanghe JIANG, Jianxing MAO a Fulei JING. A critical-plane-based thermomechanical fatigue lifetime prediction model and its application in nickel-based single-crystal turbine blades. *Materials at High Temperatures*. 2018. Dostupné z: doi:10.1080/09603409.2018.1556435
- [17] BYKOV, L., A. EZHOV, L. MARTYNYUK, D. AFANAS'EV a M. MEZENTSEV. Thermal Analysis of a Composite Centrifugal Compressor Impeller. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2022, 625-635. ISSN 1573-871X. Dostupné z: doi:10.1007/s10891-022-02518-7
- [18] MAKARENKO, Igor, Bernhard LEHMAYR, Mathias BOGNER, Michael KLAUS a Robert SINGER. *Thermomechanical Behaviour of Turbocharger Compressor Wheels*. 2012, 1089 s. Dostupné z: doi:10.1115/GT2012-69041
- [19] ZHANG, Yuan, Fanchun LI a Dejun JIA. Residual stress and deformation analysis of lattice compressor impeller based on 3D printing simulation. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*. Taylor & Francis, 2022. ISSN 1537-6494. Dostupné z: doi:10.1080/15376494.2020.1789926
- [20] KNÁPEK, Jiří. *Ložiska pro vřetena obráběcích strojů* [online]. Brno, 2015 [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/39257>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav konstruování. Vedoucí práce Radovan Galas.
- [21] WAN, Yu, Jinping GUAN a Sichuan XU. Improved empirical parameters design method for centrifugal compressor in PEM fuel cell vehicle application. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. ISSN 0360-3199. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.08.162>
- [22] QUERIN, Osvaldo, Mariano VICTORIA, Cristina ALONSO, Rubén LOYOLA a Pascual MONTRULL. *Topology design methods for structural optimization*. Butterworth-Heinemann, 2017. ISBN 0080999891.

- [23] HUANG, Xiaodong a Mike XIE. *Evolutionary topology optimization of continuum structures: methods and applications: methods and applications*. John Wiley & Sons, 2010. ISBN 0470689471.
- [24] GEBISA, Aboma a Hirpa LEMU. A case study on topology optimized design for additive manufacturing. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Dostupné z: doi:10.1088/1757-899X/276/1/012026
- [25] MAREŠ, Tomáš. *Základy Konstrukční Optimalizace* [online]. Praha, 2006 [cit. 2023-04-12]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/tomas.mares/zko.pdf>
- [26] VAN DIJK, N., K. MAUTE, M. LANGELAAR a F. VAN KEULEN. Level-set methods for structural topology optimization: a review. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2013. ISSN 1615-1488. Dostupné z: doi:10.1007/s00158-013-0912-y
- [27] LUO, Junzhao, Zhen LUO, Liping CHEN, Liyong TONG a Michael WANG. A semi-implicit level set method for structural shape and topology optimization. *Journal of Computational Physics*. 2008. ISSN 0021-9991. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.jcp.2008.02.003>
- [28] PAN, Chen, Yafeng HAN a Jiping LU. Design and Optimization of Lattice Structures: A Review. *Applied Sciences* [online]. 2020 [cit. 2023-04-09]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app10186374
- [29] LEWIŃSKI, Tomasz, Tomasz SOKÓŁ a Cezary GRACZYKOWSKI. *Michell Structures*. Springer Cham, 2018. ISBN 978-3-319-95179-9.
- [30] RAMADANI, Riad, Ales BELSAK, M. KEGL, Jožef PREDAN a Stanislav PEHAN. Topology Optimization Based Design of Lightweight and Low Vibration Gear Bodies. *International Journal of Simulation Modelling*. 2018. Dostupné z: doi:10.2507/IJSIMM17(1)419
- [31] XU, Ganjun a Ning DAI. Michell truss design for lightweight gear bodies. *Mathematical Biosciences and Engineering*. 2021. ISSN 1551-0018. Dostupné z: doi:10.3934/mbe.2021085
- [32] *Goodyear Unveils Oxygene, a Concept Tire Designed to Support Cleaner and More Convenient Urban Mobility* [online]. In: . [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://client.presspage.com/services/downloadfile.php?r=h1&f=502329-630658.jpg&uid=655862&hash=7a6299dc36144d7f80dae74dbff9d74873d8f010>
- [33] TYFLOPOULOS, Evangelos a Martin STEINERT. A Comparative Study of the Application of Different Commercial Software for Topology Optimization. *Applied Sciences*. 2022. Dostupné z: doi:10.3390/app12020611
- [34] *Ansys Help* [online]. [cit. 2023-03-03]. Dostupné z: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/main_page.html

- [35] Topologická optimalizace - záznam webináře. In: *Youtube* [online]. [cit. 2023-03-02]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=exuS-odScLs&ab_channel=TechSoftEngineering%2Cspol.sr.o.
- [36] *CAD to CAM* [online]. In: . [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.iti-global.com/uploadIMG/rfUploads/CADfix/CAM/repair-simplify.png>
- [37] TAO, W. a M. LEU. Design of lattice structure for additive manufacturing. In: *2016 International Symposium on Flexible Automation (ISFA)*. 2016, s. 325-332. Dostupné z: doi:10.1109/ISFA.2016.7790182
- [38] MCLOUTH, Tait, Glenn BEAN, David WITKIN et al. The effect of laser focus shift on microstructural variation of Inconel 718 produced by selective laser melting. *Materials & Design*. 2018. ISSN 0264-1275. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.matdes.2018.04.019>
- [39] AKRAM, Sohail, Syed JAFFERY, Mushtaq KHAN, Muhammad FAHAD, Aamir MUBASHAR a Liaqat ALI. Numerical and experimental investigation of Johnson–Cook material models for aluminum (Al 6061-T6) alloy using orthogonal machining approach. *Advances in Mechanical Engineering*. SAGE Publications, 2018. ISSN 1687-8132. Dostupné z: doi:10.1177/1687814018797794
- [40] JANÍČEK, P. *Systém podstatných veličin na objektu, Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: Hledání souvislostí*. 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3545.
- [41] *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. 3., přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 287 s. ISBN 802142592X. Učební texty vysokých škol, Vysoké učení technické v Brně.
- [42] KRATOCHVÍL, Ctirad a Jaromír SLAVÍK. *Mechanika těles: Dynamika*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 227 s. Vyd. 4., V Akademickém nakl. CERM. ISBN 978-80-214-3446-2.
- [43] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Základy konstruování*. Vydání deváté, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2022. ISBN 978-80-7623-089-7.
- [44] ČSN EN ISO 286-1 (014201). *Geometrické specifikace produktu (GPS) - ISO systém kódu pro tolerance lineárních rozměrů - Část 1: Základní tolerance, úchytky a uložení*. 2011.
- [45] *3D Printing Support Structures: A Complete Guide - AMFG* [online]. In: . [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://amfg.ai/2018/10/17/3d-printing-support-structures-guide/>
- [46] *3D Printing Platforms for Additive Manufacturing | EOS - EOS* [online]. In: . [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://proto3000.com/wp->

content/uploads/2021/03/Metal_part_support-1-1430x1536.jpg

[47] *EOS M 400-4 - EOS* [online]. In: . [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://na.eos.info/Equipment/Metal-Platforms/EOS-M-400-4>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

AV	Aditivní výroba
BESO	Bidirectional Evolutionary Structural Optimization
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer-Aided Design
CHT	Conjugate Heat Transfer
ESO	Evolutionary Structural Optimization
LSF	Level Set Function
LSM	Level Set Method
MKP	Metoda konečných prvků
MS	Mezní stav
MO	Michell Optimization
MO	Michell Optimization
OK	Oběžné kolo
HMH	Redukované napětí von Mises
SEM	Selective Laser Melting
SLM	Selective Laser Melting
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization for Intermediate Densities
STL	Standard Triangle Language
TAČR	Technologická agentura České republiky
TO	Topologická optimalizace

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

x	[–]	Bod v návrhovém prostoru
ϵ	[–]	Celková deformace
t	[s]	Čas
ϵ_{mech}	[–]	Deformace způsobená mechanickým namáháním
ϵ_{th}	[–]	Deformace způsobená změnou teploty
D	[–]	Difúzní člen
p	[–]	Faktor penalizace
ρ_e	[–]	Fiktivní hustota
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	[Pa]	Hlavní napětí
dm	[kg]	Hmotnost elementárního prvku tělesa
m	[kg]	Hmotnost lopatky
ρ	[kg · m ⁻³]	Hustota
α	[K ⁻¹]	Koeficient teplotní roztažnosti
c	[–]	Konstanta
RR_i	[–]	Kritérium pro odebrání prvku
IR_i	[–]	Kritérium pro přidání prvku
Ω	[–]	Materiálová oblast
I_o	[kg · m ²]	Moment setrvačnosti k ose o
σ_e^{vm}	[Pa]	Napětí v daném prvku sítě
v	[–]	Návrhové pole rychlosti
D	[–]	Návrhový prostor
dV	[m ³]	Objem elementárního prvku tělesa
v_e	[m ³]	Objem konkrétního prvku sítě
$D \setminus \Omega$	[–]	Oblast bez materiálu
S	[m ²]	Obsah příčného průřezu lopatky
$F_{centrifugal}$	[N]	Odstředivá síla
$\sigma_{centrifugal}$	[Pa]	Odstředivé napětí
a	[m · s ⁻²]	Odstředivé zrychlení
V	[m ³]	Optimalizovaný objem konstrukce
E_e	[Pa]	Počáteční modul pružnosti
\mathbb{C}	[Pa ⁻¹]	Poddajnost
σ_{max}^{vm}	[Pa]	Prahová hodnota napětí

R	$[-]$	Reaktivní člen
σ_{red}^{HMH}	$[Pa]$	Redukované napětí HMH
Γ	$[-]$	Rozhraní materiálu
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	Rychlost rotačního pohybu
C	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Tepelná kapacita
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Tepelná vodivost
ϕ	$[-]$	Tvarová funkce LSF
\mathbf{u}	$[m]$	Vektor posuvu
\mathbf{f}	$[N]$	Vektor zatížení
r	$[m]$	Vzdálenost elementárního prvku od osy o
r	$[m]$	Vzdálenost od osy rotace
$\frac{\partial \phi(x)}{\partial \tau}$	$[-]$	Změna LSF ϕ v jednotlivých iteracích

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Palivový článek. Převezato a upraveno dle [5].....	13
Obr. 2 Části elektrického kompresoru. Převezato a upraveno dle [9]	14
Obr. 3 Princip funkce turbodmychadla. Převezato a upraveno dle [12].....	15
Obr. 4 Vektory rychlostí v meridiánové a radiální rovině oběžného kola. Převezato z [14]	16
Obr. 5 Typy strukturální optimalizace: a) velikosti, b) tvaru, c) topologická. Převezato z [24].....	20
Obr. 6 Oblast optimalizace tvaru definovaná funkcí, resp. řídicími body. Převezato z [22]	20
Obr. 7 Elementární prvek homogenizační metody. Převezato z [22]	22
Obr. 8 Optimalizace metodou Level Set. Převezato z [27].....	25
Obr. 9 Návrh Michellovy konstrukce pro mezikruhovou desku. Převezato z [29]	26
Obr. 10 Koncepční návrh pneumatiky pro čištění ovzduší. Převezato z [32].....	26
Obr. 11 Srovnání objemového modelu s STL modely. Převezato z [36]	30
Obr. 12 Elektrický kompresor	36
Obr. 13 Řez elektrickým kompresorem	37
Obr. 14 Detail oběžného kola.....	37
Obr. 15 Rozložení teploty v proudícím vzduchu a na povrchu OK.....	38
Obr. 16 Rozložení teploty na povrchu OK.....	39
Obr. 17 Multilineární izotropní zpevnění – Dural.....	39
Obr. 18 Bilineární izotropní zpevnění – Inconel 718.....	40
Obr. 19 Výchozí model oběžného kola.....	41
Obr. 20 Příklad nastavení kontaktu	42
Obr. 21 Nastavení sítě MKP	43
Obr. 22 Detail sítě MKP.....	43
Obr. 23 Okrajové podmínky – termální analýza výchozího modelu OK.....	44
Obr. 24 Rozložení teplotního pole ve výchozím modelu OK – řez	44
Obr. 25 Okrajové podmínky (krok 2) – strukturální analýza výchozího modelu OK	45
Obr. 26 Okrajové podmínky (krok 3) – strukturální analýza výchozího modelu OK	46
Obr. 27 Radiální deformace výchozího modelu OK – horní a spodní pohled.....	46
Obr. 28 Radiální deformace výchozího modelu OK – řez.....	47
Obr. 29 Redukované napětí von Mises (HMH) výchozího modelu OK – horní a spodní pohled.....	47
Obr. 30 Redukované napětí von Mises (HMH) výchozího modelu OK – řez, detail maxima	47
Obr. 31 Schematické znázornění vlivu zatížení: a) Zatížení předepnutím hřídele, b) Zatížení předepnutím hřídele a otáčkami, c) Zatížení předepnutím hřídele a teplotou.....	49
Obr. 32 Nastavení oblastí optimalizace. Červená – oblast vyloučení, modrá – oblast optimalizace	51
Obr. 33 Rozdělení modelu OK při optimalizaci	51
Obr. 34 Nastavení optimalizační analýzy	52
Obr. 35 Lokace prvních dutin v modelu OK.....	53
Obr. 36 Fáze optimalizační analýzy	53
Obr. 37 Umístění kanálků z dutin v horní části.....	54
Obr. 38 Propojení horních a spodních dutin v modelu OK, vyústění kanálků ve spodní části OK.....	54
Obr. 39 Optimalizační algoritmus v softwaru Ansys Workbench	55
Obr. 40 Rozložení redukovaného napětí – TO1	55
Obr. 41 Rozložení redukovaného napětí – TO2.....	56

Obr. 42 Rozložení redukovaného napětí – TO3	56
Obr. 43 Návrhy odlehčení OK pomocí Michellovy konstrukce, zleva MO11, MO2, MO31.	57
Obr. 44 Rozložení redukovaného napětí – MO34.....	58
Obr. 45 Postupný vývoj optimalizace modelu OK.....	60
Obr. 46 Nastavení kontaktu v místě závitů	62
Obr. 47 Rozložení redukovaného napětí – výchozí model OK, materiál dural.....	63
Obr. 48 Rozložení redukovaného napětí – MO34, materiál dural.....	63
Obr. 49 Vyhodnocení plastického přetvoření v modelu MO34	64
Obr. 50 Tahové napětí v okolí místa plasticity.....	64
Obr. 51 Bilineární izotropní zpevnění materiálu – Ti-6Al-4V	66
Obr. 52 Rozložení redukovaného napětí – výchozí model, materiál Ti-6Al-4V	66
Obr. 53 Rozložení redukovaného napětí – MO34, materiál Ti-6Al-4V	66
Obr. 54 Poloha vnějšího a vnitřního průměru kola	68
Obr. 55 Míra přesahu uvažovaných tolerančních polí na vnitřním průměru.....	69
Obr. 56 Míra přesahu/vůle uvažovaných tolerančních polí na vnějším průměru.....	70
Obr. 57 Příklad struktur podpěr pro aditivní výrobu SLM (vlevo stromečková, vpravo mřížková). Převzato z [46]	71
Obr. 58 Podpěry pro 3D tisk.....	72
Obr. 59 STL model pro 3D tisk.....	72
Obr. 60 3D tiskárna EOS M 400. Převzato z [47].....	73

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Srovnání vybraných optimalizačních metod v softwaru Ansys Workbench 2023 R1 z hlediska řešení OK. Převzato z [34] a doplněno.	30
Tab. 2 Teplotní závislost materiálových vlastností duralu.....	40
Tab. 3 Nastavení analýzy	45
Tab. 4 Výsledky strukturální analýzy výchozího modelu OK.....	48
Tab. 5 Shrnutí výsledků topologické optimalizace	56
Tab. 6 Shrnutí výsledků Michell Optimization.....	58
Tab. 7 Srovnání výsledků optimalizace	59
Tab. 8 Srovnání výsledků výchozího a optimalizovaného modelu OK z duralu.....	64
Tab. 9 Srovnání lokálních extrémů redukovaného napětí ve zvolených oblastech modelů 65	
Tab. 10 Srovnání výsledků výchozího a optimalizovaného modelu OK z materiálu Ti-6Al-4V	67
Tab. 11 Srovnání maximální radiální deformace na vnitřním a vnějším průměru OK.....	68

SEZNAM PŘÍLOH

Níže uvedené kontrolní výpočty vychází z analýz modelů diskretizovaných kvadratickými prvky. V těchto modelech byla definována závitová oblast hřídele a matice fiktivním závitem v softwaru Ansys Workbench.

10.1 VÝPOČET PŘEDEPNUTÍ HŘÍDELE

$d = 10,000 \text{ mm}$	jmenovitý průměr závitu
$\alpha = 60^\circ$	vrcholový úhel závitu
$d_2 = 9,350 \text{ mm}$	střední průměr závitu šroubu
$d_3 = 8,596$	malý průměr závitu šroubu
$p = 1,000 \text{ mm}$	rozteč závitu
$D_p = 12,200 \text{ mm}$	roztečný průměr třecí plochy matice/šroubu
$f_2 = 0,150$	součinitel smykového tření v závitu
$f_3 = 0,150$	součinitel smykového tření mezi maticí a OK
$R_{p0,2} = 630 \text{ MPa}$	mez kluzu šroubu a matice (Inconel 718)
$M = 20000 \text{ Nmm}$	utahovací moment šroubu
$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = 0,034 \text{ rad}$	úhel stoupání závitu
$f' = \frac{f_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0,173$	efektivní součinitel tření v závitovém profilu
$\psi = \tan^{-1}(f') = 0,172 \text{ rad}$	třecí úhel
$F_o = \frac{M}{\tan(\beta + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} + f_3 \cdot \frac{D_p}{2}} = 10584,051 \text{ N}$	osová síla ve šroubu
$F_o = 10600 \text{ N}$	konzervativně stanovená hodnota osové síly ve šroubu

10.2 KONTROLNÍ VÝPOČTY MODELU OBĚŽNÉHO KOLA Z DURALU

Kontrola hřídele (M10x1) ve výchozím modelu oběžného kola

$$F_{pmax} = 11601 \text{ N}$$

maximální pracovní síla ve šroubu (z analýzy v softwaru Ansys)

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{pmax}}{\pi \cdot d_3^2} = 199,900 \text{ MPa}$$

napětí ve šroubu

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma} = 3,152$$

součinitel bezpečnosti vůči MS pružnosti šroubu

Kontrola kontaktních ploch výchozího modelu oběžného kola

$$R_{p0,2} = 300 \text{ MPa}$$

mez kluzu OK

$$F_{matice/OK} = 11601 \text{ N}$$

reakční síla v kontaktní ploše matice/OK
(z analýzy v softwaru Ansys)

$$S_{matice/OK} = 63,335 \text{ mm}^2$$

obsah kontaktní plochy matice/OK

$$\sigma_{matice/OK} = \frac{F_{matice/OK}}{S_{matice/OK}} = 183,170 \text{ MPa}$$

napětí v kontaktní ploše matice/OK

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{matice/OK}} = 1,638$$

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše matice/OK vůči MS pružnosti

$$F_{DK/OK} = 11240 \text{ N}$$

reakční síla v kontaktní ploše distanční kroužek/OK (z analýzy v softwaru Ansys)

$$S_{DK/OK} = 59,690 \text{ mm}^2$$

obsah kontaktní plochy distanční kroužek/OK

$$\sigma_{DK/OK} = \frac{F_{DK/OK}}{S_{DK/OK}} = 188,305 \text{ MPa}$$

napětí v kontaktní ploše distanční kroužek/OK

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{DK/OK}} = 1,593$$

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše distanční kroužek/OK vůči MS pružnosti

Kontrola hřídele (M10x1) v optimalizovaném modelu oběžného kola

$$F_{pmax} = 10920 \text{ N}$$

maximální pracovní síla ve šroubu (z analýzy v softwaru Ansys)

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{pmax}}{\pi \cdot d_3^2} = 188,165 \text{ MPa}$$

napětí ve šroubu

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma} = 3,348$$

součinitel bezpečnosti vůči MS pružnosti šroubu

Kontrola kontaktních ploch optimalizovaného modelu oběžného kola

$$R_{p0,2} = 300 \text{ MPa}$$

mez kluzu OK

$$F_{matice/OK} = 10920 \text{ N}$$

reakční síla v kontaktní ploše matice/OK (z analýzy v softwaru Ansys)

$$S_{matice/OK} = 63,335 \text{ mm}^2$$

obsah kontaktní plochy matice/OK

$$\sigma_{matice/OK} = \frac{F_{matice/OK}}{S_{matice/OK}} = 172,418 \text{ MPa}$$

napětí v kontaktní ploše matice/OK

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{matice/OK}} = 1,740$$

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše matice/OK vůči MS pružnosti

$$F_{DK/OK} = 10561 \text{ N}$$

reakční síla v kontaktní ploše distanční kroužek/OK (z analýzy v softwaru Ansys)

$$S_{DK/OK} = 59,690 \text{ mm}^2$$

obsah kontaktní plochy distanční kroužek/OK

$$\sigma_{DK/OK} = \frac{F_{DK/OK}}{S_{DK/OK}} = 176,930 \text{ MPa}$$

napětí v kontaktní ploše distanční kroužek/OK

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{DK/OK}} = 1,696$$

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše distanční kroužek/OK vůči MS pružnosti

10.3 KONTROLNÍ VÝPOČTY MODELU OBĚŽNÉHO KOLA Z MATERIÁLU Ti-6Al-4V**Kontrola hřídele (M10x1) ve výchozím modelu oběžného kola**

$$F_{pmax} = 9955,9 \text{ N}$$

maximální pracovní síla ve šroubu (z analýzy v softwaru Ansys)

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{pmax}}{\pi \cdot d_3^2} = 171,553 \text{ MPa}$$

napětí ve šroubu

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma} = 3,672$$

součinitel bezpečnosti vůči MS pružnosti šroubu

Kontrola kontaktních ploch výchozího modelu oběžného kola

$$R_{p0,2} = 850 \text{ MPa}$$

mez kluzu OK

$$F_{matice/OK} = 10571 \text{ N}$$

reakční síla v kontaktní ploše matice/OK (z analýzy v softwaru Ansys)

$$S_{matice/OK} = 63,335 \text{ mm}^2$$

obsah kontaktní plochy matice/OK

$$\sigma_{matice/OK} = \frac{F_{matice/OK}}{S_{matice/OK}} = 166,907 \text{ MPa}$$

napětí v kontaktní ploše matice/OK

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{matice/OK}} = 5,093$$

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše matice/OK vůči MS pružnosti

$$F_{DK/OK} = 10600 \text{ N}$$

reakční síla v kontaktní ploše distanční kroužek/OK (z analýzy v softwaru Ansys)

$$S_{DK/OK} = 59,690 \text{ mm}^2$$

obsah kontaktní plochy distanční kroužek/OK

$$\sigma_{DK/OK} = \frac{F_{DK/OK}}{S_{DK/OK}} = 177,583 \text{ MPa}$$

napětí v kontaktní ploše distanční kroužek/OK

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{DK/OK}} = 4,786$$

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše distanční kroužek/OK vůči MS pružnosti

Kontrola hřídele (M10x1) v optimalizovaném modelu oběžného kola

$$F_{pmax} = 9530,7 \text{ N}$$

maximální pracovní síla ve šroubu (z analýzy v softwaru Ansys)

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{pmax}}{\pi \cdot d_3^2} = 164,226 \text{ MPa}$$

napětí ve šroubu

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma} = 3,836$$

součinitel bezpečnosti vůči MS pružnosti šroubu

Kontrola kontaktních ploch optimalizovaného modelu oběžného kola

$$R_{p0,2} = 850 \text{ MPa}$$

mez kluzu OK

$$F_{matice/OK} = 10599 \text{ N}$$

reakční síla v kontaktní ploše matice/OK (z analýzy v softwaru Ansys)

$$S_{matice/OK} = 63,335 \text{ mm}^2$$

obsah kontaktní plochy matice/OK

$$\sigma_{matice/OK} = \frac{F_{matice/OK}}{S_{matice/OK}} = 167,35 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{matice/OK}} = 5,079$$

$$F_{DK/OK} = 10515 \text{ N}$$

$$S_{DK/OK} = 59,690 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{DK/OK} = \frac{F_{DK/OK}}{S_{DK/OK}} = 176,159 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{DK/OK}} = 4,825$$

napětí v kontaktní ploše matice/OK

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše matice/OK vůči MS pružnosti

reakční síla v kontaktní ploše distanční kroužek/OK (z analýzy v softwaru Ansys)

obsah kontaktní plochy distanční kroužek/OK

napětí v kontaktní ploše distanční kroužek/OK

součinitel bezpečnosti v kontaktní ploše distanční kroužek/OK vůči MS pružnosti