



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZLEPŠENÍ FUNKČNÍCH VLASTNOSTÍ
MECHANISMU REGULAČNÍHO VENTILU TURBÍNY**

IMPROVEMENT OF THE FUNCTIONAL PROPERTIES

OF THE CONTROL MECHANISM OF TURBINE WASTE GATE VALVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. DOMINIK ŠPANKO

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Dominik Španko**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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:

Zlepšení funkčních vlastností mechanismu regulačního ventilu turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá analýzou opotřebení komponent ovládacího mechanismu obtokového ventilu turbodmychadla při různých pracovních režimech turbodmychadla. Předpokládá se analýza opotřebení hlavního čepu mechanismu a vyhodnocení nových variant provedení uložení čepu s předpokládaným pozitivním dopadem na opotřebení.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši vhodných metod pro řešení dynamiky mechanismu a opotřebení komponent.
Analyzovat dynamické vlastnosti mechanismu a opotřebení hlavního čepu.
Navrhnout nové konstrukční řešení hlavního čepu mechanismu umožňujícího snížení opotřebení ve srovnání s výchozím konstrukčním řešením.

Seznam doporučené literatury:

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

DE JALON, J., G. a E. BAYO. Kinematics and Dynamic Simulations of Multibody Systems The Real-Time Chalange. New York: Springer-Verlag, 1994. ISBN 978-1461276012.

STACHOWIAK, Gwidon W. a Andrew W. BATCHELOR. Engineering Tribology. 3. vyd. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 0-7506-7836-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Táto diplomová práca sa zaoberá zlepšením funkčných vlastností mechanizmu regulačného ventilu turbíny, ktorý je podstatnou súčasťou turbodúchadla. Počas prevádzky tohto mechanizmu dochádza k značnému opotrebeniu jeho komponentov. Cieľom tejto diplomovej práce je analýza opotrebenia hlavného čapu a návrh nových konštrukčných riešení uloženia čapu, umožňujúcich zníženie opotrebenia. Na začiatku práce je vykonaná rešerš vhodných metód na analýzu dynamiky mechanizmu a výpočet opotrebenia komponentov. V ďalšej časti sú vyhodnotené sily pôsobiace v kontakte medzi telesom ložiska a hlavným čapom. Následne je prevedená analýza slúžiaca na výpočet kontaktného tlaku. Na základe výstupov analýz je možné vypočítať opotrebenie pôvodného a rovnako aj nových konštrukčných prevedení uloženia hlavného čapu mechanizmu. Nové konštrukčné návrhy prezentované v práci umožňujú výrazne znížiť opotrebenie čapu a tým dosiahnuť dlhšiu životnosť mechanizmu.

Abstract

This diploma thesis deals with the improvement of the functional properties of the control mechanism of turbine waste gate valve, which is an essential part of the turbocharger. During operation of this mechanism, substantial wear of its components occurs. The aim of this diploma thesis is wear analysis of the main pin and proposal of new design solutions of pin fitting, enabling wear reduction. At the beginning of the thesis, research of suitable methods for analysis of mechanism dynamics and wear calculation of components is performed. In the next part, the forces acting in contact between the body of bearing and main pin are evaluated. Subsequently, an analysis is performed to calculate the contact pressure. Based on the analyses outputs is possible to calculate the wear of the original as well as the new designs of the main pin fitting. New design proposals presented in the work allow to significantly reduce the wear of the pin and thus achieve a longer operating life of the mechanism.

Klíčové slová

regulačný ventil turbíny, turbodúchadlo, wastegate, hlavný čap, analýza opotrebenia

Keywords

turbine wastegate valve, turbocharger, wastegate, main pin, wear analysis

ŠPANKO, Dominik. *Zlepšení funkčních vlastností mechanismu regulačního ventilu turbíny*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137209>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Novotný.

Prehlasujem, že diplomovú prácu s názvom *Zlepšení funkčních vlastností mechanismu regulačního ventilu turbíny* som vypracoval sám, pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D., s použitím odbornej literatúry a zdrojov uvedených v zozname na konci práce.

.....
Bc. Dominik Španko
18. mája 2022

Touto cestou by som sa chcel poďakovať vedúcemu diplomovej práce, doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D., za jeho nápomocný, ochotný prístup a množstvo cenných rád, ktoré mi počas vypracovávanía tejto práce vždy bez zaváhania poskytol. Zároveň by som sa chcel poďakovať svojej rodine za ich pomoc a podporu počas celej doby štúdia.

Bc. Dominik Španko

Obsah

1	Úvod	9
2	Obtokový regulačný ventil	10
2.1	Regulácia plniaceho tlaku turbodúchadla	10
2.2	Funkcia obtokového regulačného ventilu	10
2.3	Externý wastegate	11
2.4	Interný wastegate	11
2.5	Konštrukčné prvky	12
2.6	Ovládacie prvky	13
2.6.1	Pneumatický aktuátor	13
3	Formulácia problému	16
4	Opotrebenie komponentov	17
4.1	Opotrebenie	17
4.2	Sily pôsobiace na mechanizmus	18
4.3	Metódy výpočtu opotrebenia komponentov	19
4.3.1	Analytický výpočet	19
4.3.2	Tribologické testovanie	21
4.3.3	Výpočet opotrebenia v spojení s MKP	22
5	Voľba výpočtovej metódy	24
5.1	Použitý softvér a hardvér na výpočet	24
6	Analýza síl pôsobiacich na mechanizmus	25
6.1	Úvod do MBS	25
6.2	MSC Adams	26
6.3	Tvorba MBS modelu	26
6.3.1	Geometria	26
6.3.2	Väzby	29
6.3.3	Kontakty	31
6.3.4	Zaťaženie	32
6.4	Výpočet kontaktnej sily	33
6.4.1	Nastavenie simulácie	33
6.4.2	Kontaktná sila pri pôvodných rozmeroch	34
6.4.3	Kontaktná sila pre rôzne rozmery čapu	36
7	Analýza kontaktu pomocou metódy konečných prvkov	38
7.1	Úvod do MKP	38
7.2	Ansys Workbench	39
7.3	Pôvodný konštrukčný návrh	39
7.3.1	Geometria pôvodného modelu	39
7.3.2	Tvorba modelu	40
7.3.3	Tvorba siete	42
7.3.4	Okrajové podmienky	45

7.3.5	Kontaktné podmienky	46
7.3.6	Model materiálu	46
7.4	Konštrukčný návrh A	47
7.4.1	Geometria konštrukčného návrhu A	47
7.4.2	Zaťaženie a kontaktný uhol	48
7.5	Konštrukčný návrh B	48
7.5.1	Geometria konštrukčného návrhu B	48
7.5.2	Zaťaženie a kontaktný uhol	50
7.6	Konštrukčný návrh C	50
7.6.1	Geometria konštrukčného návrhu C	50
7.6.2	Zaťaženie a kontaktný uhol	51
7.7	Výpočet kontaktného tlaku podľa Hertza	51
8	Zhrnutie výsledkov	55
8.1	Kontaktný tlak	55
8.2	Klzná vzdialenosť	58
8.3	Opotrebenie hlavného čapu	59
	Záver	61
	Zoznam použitej literatúry	62
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	64

1 Úvod

Automobilový priemysel sa v dnešných dňoch nachádza pod veľkým tlakom zo strany vlády a jej nariadení. Vo svete sa začínajú prejavovať negatívne vplyvy priemyslu na životné prostredie a autority sú nútené čoraz viac sprísňovať opatrenia na zjemnenie dopadu produkcie škodlivín nepriaznivo ovplyvňujúcich životné prostredie. Emisné normy a normy na úsporu paliva nastavujú jasný smer pre moderné spaľovacie motory, a tým je znižovanie objemu valcov. Automobilové spoločnosti v rámci dodržiavania týchto noriem teda produkujú motory s nižším objemom, menším počtom valcov, ale s cieľom zachovať, prípadne zvýšiť ich výkon a krútiaci moment. Takéto zmeny majú za následok výrazné zvýšenie teploty a tlaku výfukových plynov, zvyšovanie vibrácií motoru a celkové zvyšovanie prevádzkového zaťaženia motoru.

Nástrojom slúžiacim na plnenie spomínaných cieľov je v moderných spaľovacích motoroch turbodúchadlo. Aby bolo turbodúchadlo, ako prostriedok na zvyšovanie výstupných hodnôt motora, schopné kooperovať s týmito zvýšenými požiadavkami, je nutné zvyšovať jeho schopnosť odolávať opotrebeniu a predlžovať jeho životnosť.

Na ochranu turbodúchadla a ostatných súčastí motora pred poškodením slúžia regulačné mechanizmy plniaceho tlaku. Na to, aby boli tieto mechanizmy schopné spomínanú ochranu čo najdlhšie poskytovať, je potrebné upriamiť pozornosť na ich životnosť a odstrániť negatívne vplyvy, ktoré životnosť znižujú. Jedným z týchto mechanizmov je obtokový regulačný ventil, známy aj pod názvom wastegate.

Cieľom tejto diplomovej práce je analýza síl pôsobiacich na komponenty obtokového regulačného ventilu turbíny a následný pokus o zníženie opotrebenia, pomocou vhodného konštrukčného návrhu. Skúmané bude primárne uloženie hlavného čapu mechanizmu, a to z dôvodu, že práve u telies hlavného čapu a ložiska dochádza k najvýznamnejšiemu opotrebeniu.

2 Obtokový regulačný ventil

Obtokový regulačný ventil je mechanizmus, ktorý ovláda plniaci tlak turbodúchadla a práve sa ním bude táto diplomová práca zaoberať. Avšak pre účely plynulejšieho vstupu do problematiky budú v prvom kroku stručne uvedené aj iné spôsoby regulácie tlakov turbodúchadiel.

2.1 Regulácia plniaceho tlaku turbodúchadla

Ako je všeobecne známe, turbodúchadlo je zariadenie, ktoré má za úlohu zvýšiť efektivitu spalovacieho motora preplňovaním, teda privádzaním väčšieho množstva vzduchu do spalovacieho priestoru. Čím viac vzduchu sa dostane do spalovacieho motora, tým viac paliva je možné doň vstreknúť a následne spáliť, čím sa zvýši jeho výkon.

Turbodúchadlo pracuje s vysokými tlakmi a na zabránenie poškodenia tohto zariadenia je nutné tieto vysoké tlaky obmedzovať. Túto funkciu v turbodúchadlách zastávajú regulačné mechanizmy. Existuje viacero spôsobov regulovania tlakov výfukových plynov turbodúchadla. Typy turbodúchadiel podľa spôsobu regulácie plniacich tlakov je možné rozdeliť na:

- Turbodúchadlo bez regulácie
- Turbodúchadlo s obtokovým ventilom (Wastegate)
- Regulácia zmenou natočenia lopatiek rozvážacieho kolesa turbíny (VNT)
- Turbodúchadlo s premennou šírkou statoru turbíny (VGT - patentované firmou Holset)

Každý z uvedených spôsobov regulácie má svoje výhody aj nevýhody, avšak táto diplomová práca bude v ďalších častiach zameraná primárne na obtokový regulačný ventil.

2.2 Funkcia obtokového regulačného ventilu

Regulácia tlaku pomocou obtokového ventilu, inak nazývaného aj "Wastegate", je realizovaná ovládaním množstva výfukových plynov, ktoré majú prejsť cez turbínové koleso turbodúchadla. Pri dosiahnutí požadovaného plniaceho tlaku sa obtokový regulačný ventil, umiestnený pred turbínovým kolesom, otvorí a výfukové plyny sú odklonené cez ventil do výfukového potrubia, čo má za následok zníženie síl, ktoré poháňajú turbínové koleso. Tento proces pomáha turbíne dosiahnuť požadovaný výkon zodpovedajúci danému stupňu plnenia [23].

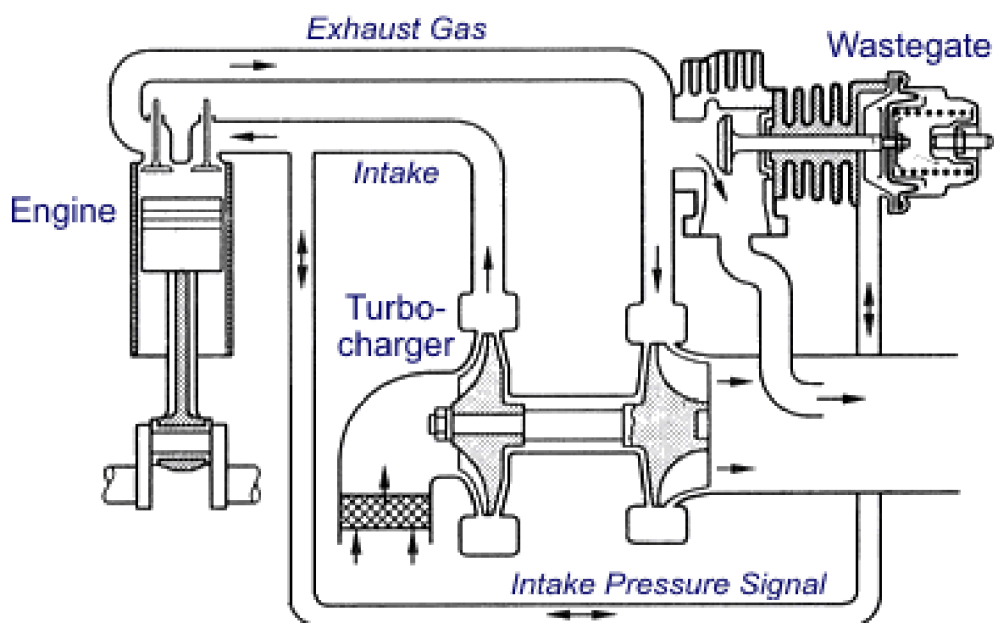
Použitím obtokového ventilu je možné zvoliť vhodnejší rozmer turbodúchadla za účelom maximalizácie plnenia pri nízkych otáčkach motora. A teda je napríklad možné použiť menšie turbínové koleso, ktoré dokáže vytvoriť požadovaný tlak oveľa skôr ako turbínové koleso väčších rozmerov. Obtokový ventil zabezpečí, aby otáčky menšieho turbínového kolesa neprekročili bezpečnú maximálnu rýchlosť, a to odklonením výfukových plynov pri dosiahnutí požadovaného tlaku [21].

Obtokový regulačný ventil môžeme rozdeliť na 2 základné typy prevedenia, a to primárne podľa polohy umiestnenia a typu konštrukcie. Rozdeľuje sa teda na externý wastegate a interný wastegate.

2.3 Externý wastegate

Externý wastegate je separátny mechanizmus, ktorý je najčastejšie používaný u turbodúchadiel s pevnou geometriou, ktoré nedisponujú interným obtokovým ventilom alebo inou formou regulácie [11]. Zvyčajne býva umiestnený na výfukovom potrubí pred turbínou turbodúchadla.

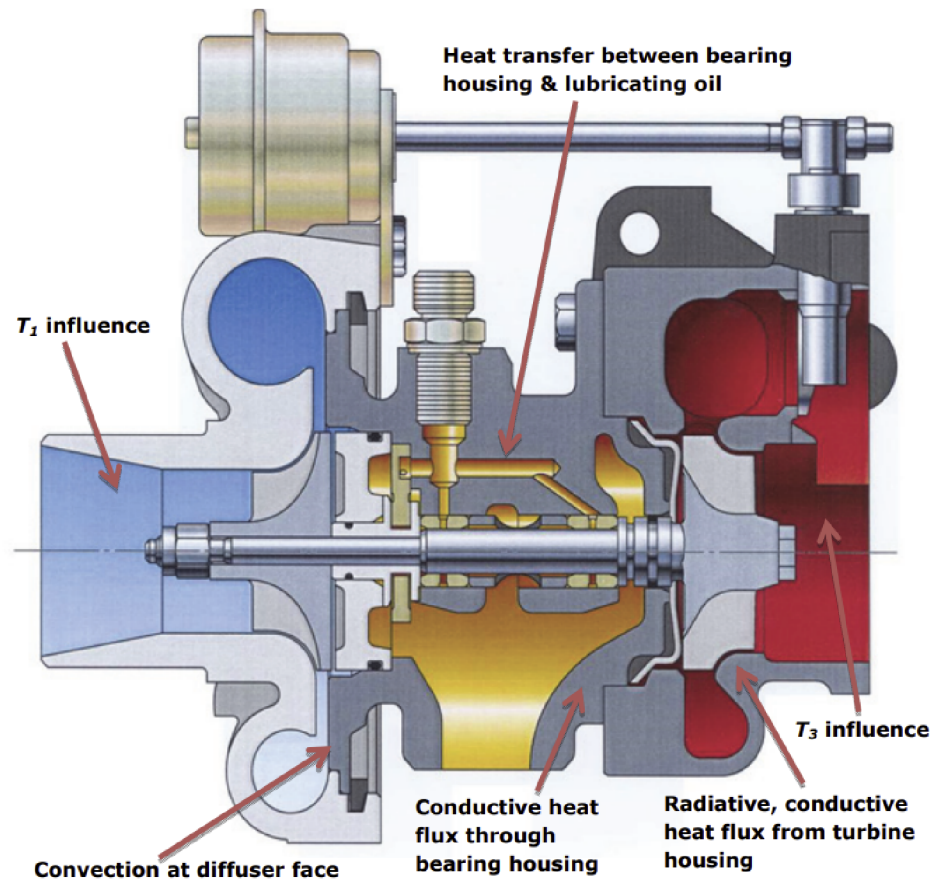
Tento typ regulácie pomocou obtokového ventilu sa používa v prípadoch, kedy je vyžadovaná presnejšia regulácia plnenia, hlavne u zariadení, ktoré disponujú vysokým výkonom. Keďže je externý wastegate samostatný mechanizmus, je možné použitie jeho väčších rozmerov v porovnaní s interným, kde je veľkosť ventilu obmedzená turbínovou skriňou. Avšak kvôli jeho polohe umiestnenia na horúcom výfukovom potrubí je celý externý obtokový ventil vystavovaný podstatne vyšším teplotám v porovnaní s interným. Schéma externého obtokového ventilu je zobrazená na obrázku 2.1.



Obr. 2.1: Schéma preplňovaného motoru s externým wastegate mechanizmom [11]

2.4 Interný wastegate

Celý mechanizmus je pripevnený o turbodúchadlo. Ventil regulačného mechanizmu je uložený na turbínovej časti turbodúchadla, pričom druhý koniec mechanizmu, konkrétne aktuátor, je uchytený na kompresorovej časti, čo zabezpečuje podstatne nižší vplyv teplot a umožňuje použitie menej cenovo náročných materiálov. Schéma turbodúchadla s interným obtokovým regulačným mechanizmom je znázornená na obrázku 2.2.

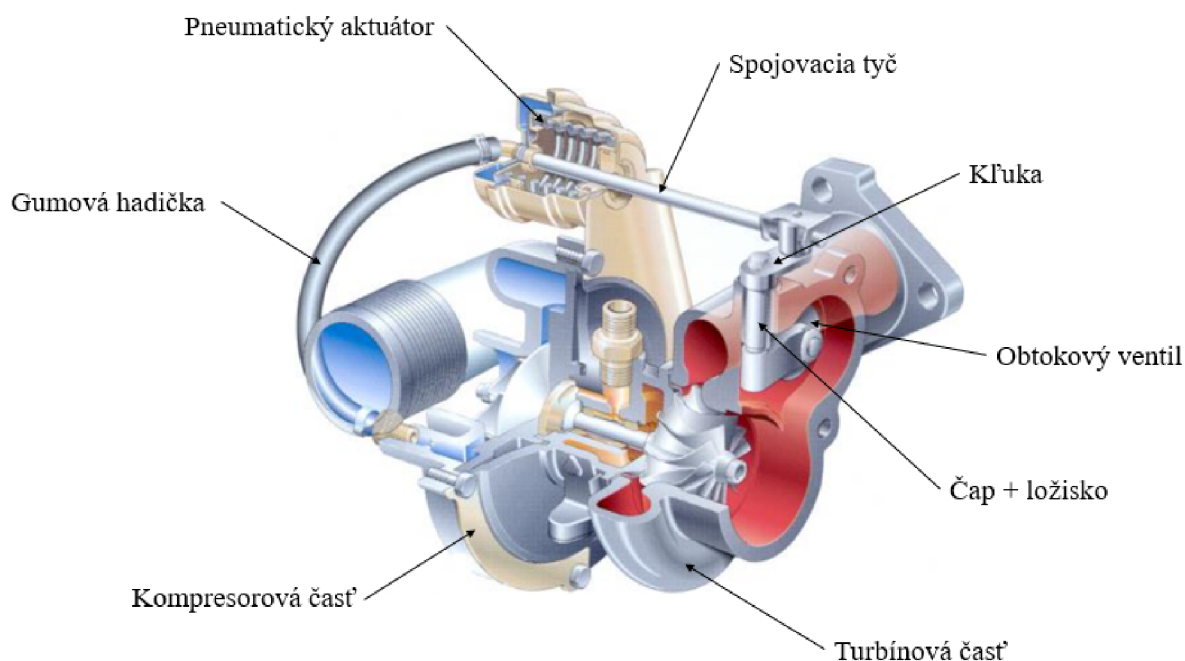


Obr. 2.2: Schéma turbodúchadla s interným wastegate mechanizmom [19]

Interný obtokový ventil je často využívaným regulačným mechanizmom v moderných turbodúchadlách. V rámci tejto diplomovej práce sa zameriame práve na tento typ obtokového regulačného mechanizmu.

2.5 Konštrukčné prvky

Konštrukčné prvky interného mechanizmu regulačného ventilu turbíny sú znázornené na obrázku 2.3. Mechanizmus sa skladá z aktuátora, ktorý je pripevnený k turbínovej skrini. Sila z aktuátora je prenášaná pomocou spojovacej tyče, na ktorej konci je pomocou čapu pripevnená kľuka. Na druhom konci kľuky sa nachádza čap ramena regulačného ventilu, ktorý je spolu s ložiskom osadený v skrini turbíny. Rameno je ukončené ventilom, ktorý dosadá do sedla umiestneného v turbínovej skrini.



Obr. 2.3: Model turbodúchadla s wastegate mechanizmom [13]

Dôležitými komponentami, ktorými sa bude diplomová práca zaoberať je dvojica telies čapu a ložiska, u ktorých dochádza k výraznému opotrebeniu tohto mechanizmu. Opotrebeniu bude venovaná pozornosť v neskorších kapitolách. Avšak jedným z faktorov, ktorý dopomáha k tomuto javu je povaha ložiska použitého v tejto dvojici.

Kvôli vysokým teplotám a tlakom je nevhodné použiť ložiská, ktoré sú založené na tekutinovom mazaní. Preto sú v rámci ovládacieho mechanizmu obtokového ventilu turbíny využívané suché klzné ložiská.

2.6 Ovládacie prvky

Zariadenie, ktoré slúži na ovládanie regulačných ventilov je nazývané aktuátor. Pomocou neho je možné meniť polohu regulačného mechanizmu. Medzi najpoužívanejšie patria pneumatické a elektrické aktuátory. Avšak v rámci tejto diplomovej práce bude pozornosť upriamená práve na pneumatické aktuátory.

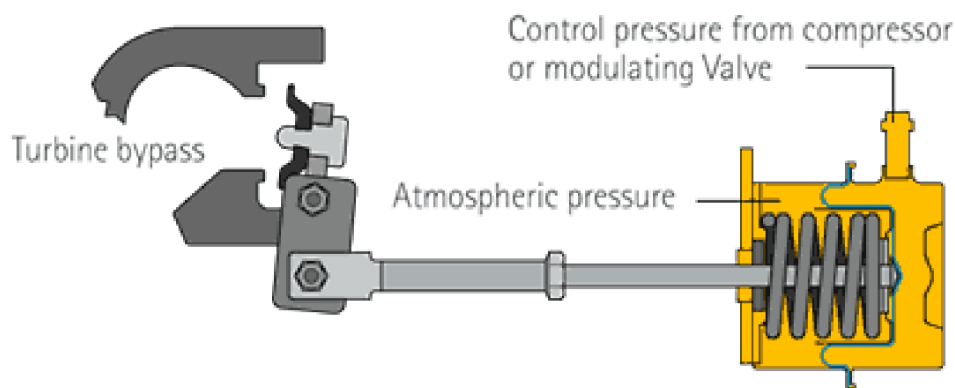
2.6.1 Pneumatický aktuátor

Pneumatický aktuátor je jednoduchý kinematický mechanizmus, ovládaný plniacim tlakom z kompresorovej časti turbodúchadla alebo tlakom výfukových plynov vo výfukovom potrubí [9].

Pneumatický aktuátor ovládaný plniacim tlakom

Pri ovládaní plniacim tlakom je aktuátor spojený gumovou hadičkou s kompresorovým kolesom, vid. obrázok 2.3, pomocou ktorej je prenášaný tlakový signál na membránu aktuátora [9]. Skladá sa z pružiny s membránou, pričom obe sú uložené v utesenenej komore, ktorú membrána rozdeľuje na dve časti. V priestore, kde sa nachádza pružina je prítomný atmosférický tlak a v druhej časti pôsobí tlak prenášaný od kompresoru turbodúchadla. Na pružinu s membránou je pripevnené aj tiahlo, ktoré spája aktuátor s ďalšími komponentami mechanizmu obtokového ventilu a zabezpečuje pohyb sústavy. Schematický náčrt tohto typu aktuátora s ostatnými súčasťami regulačného mechanizmu je znázornený na obrázku 2.4.

Za normálnych, ustálených podmienok je ventil wastegatu zatvorený, pričom tento stav je predom definovaný pomocou tuhosti pružiny a silou potrebnou na jej stlačenie. Plniaci tlak z kompresorovej časti pôsobí na membránu aktuátora a pri prekročení spomínanej predom stanovenej hodnoty zatláča pružinu, a tak dochádza k pohybu tiahla a následnému otvoreniu ventilu [9].



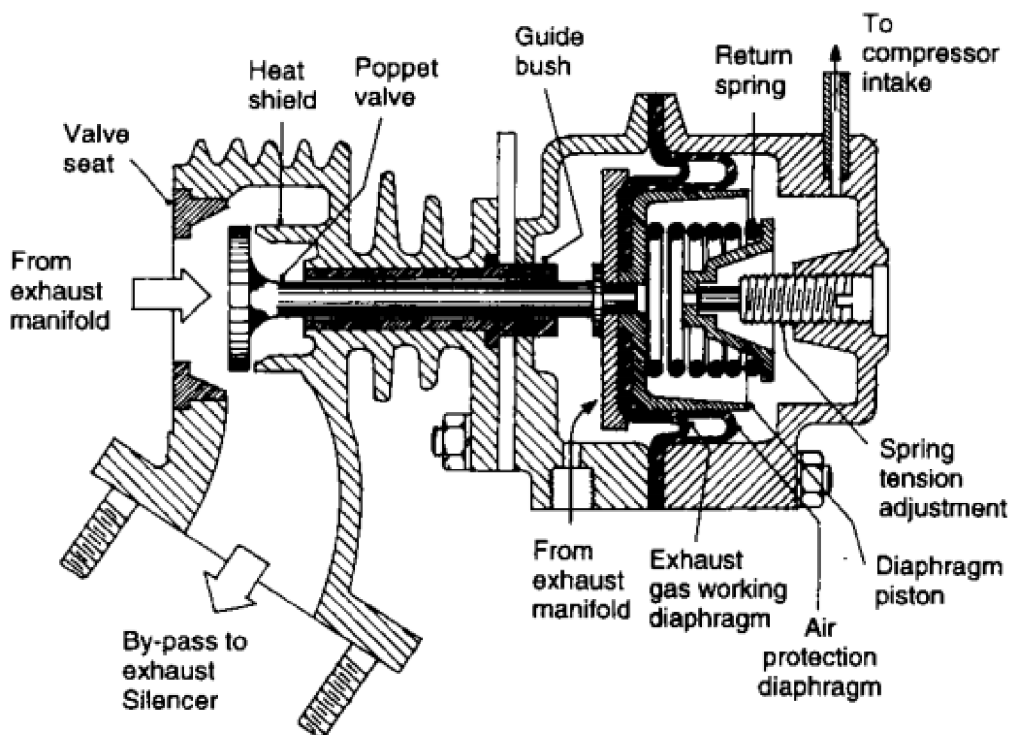
Obr. 2.4: Pretlakový pneumatický aktuátor [16]

Pneumatický aktuátor ovládaný tlakom výfukových plynov a podtlakom

Podobne ako vyššie spomínaný typ aktuátora, aj tento sa skladá z pružiny a membrány, a je prepojený spojovacou tyčou. Avšak pri tomto type je spojovacia tyč priamo súčasťou regulačného ventilu. Celý mechanizmus je ochránený skriňou z vysoko teplotne odolného materiálu.

Počiatkové otvorenie ventilu, ku ktorému dochádza približne v oblasti stredných otáčok je vyvolané tlakom výfukových plynov, ktorý vstupuje do priestoru aktuátora cez kovovú trubičku z výfukového potrubia a zatláča membránu s pružinou. Na druhej strane membrány je podtlak, produkovaný na sacej strane kompresorového kolesa pri vysokých otáčkach, privádzaný gumovou hadičkou. Podtlak napomáha stláčať pružinu a tým dochádza k ešte väčšiemu otvoreniu ventilu [9].

Tento typ ovládania aktuátora je využívaný pri externých obtokových ventiloch. Výhodou tejto metódy je, že zaručuje priamy vzrast pretlaku (1,8 baru pri 2500 ot/min) s nasledujúcim pozvoľným poklesom tlaku na hodnotu 1,6 baru pri 5000 ot/min. Pri týchto hodnotách sa tlak ustáli a zostane takmer konštantný [9]. Schéma aktuátora s popisom jednotlivých súčastí je znázornená na obrázku 2.5.



Obr. 2.5: Pneumatický aktuátor externého obtokového ventilu [9]

3 Formulácia problému

Ako bolo spomínané v predošlej kapitole, diplomová práca sa bude primárne zaoberať dvojicou komponentov čap a ložisko. Aj takto na prvý pohľad jednoduché komponenty sú pri vzájomnej interakcii vystavované nerovnomernému rozloženiu tlaku, zložitým kontaktným plochám a zmene geometrie.

Pri operačnom režime ovládacieho mechanizmu taktiež dochádza v dôsledku vysokých teplôt, tlakov a zároveň kvôli predom definovaným konštrukčným vôľam k vychýleniu čapu mechanizmu a k jeho nerovnomernému opotrebeniu a deformácii. Čap sa v podstate zalomí, a tak dochádza ku kontaktu s ložiskom v dvoch miestach. V dôsledku opakovaného kĺzania, vyplývajúceho z podstaty funkcie mechanizmu, sa čap aj ložisko výrazne opotrebujú. Na určenie opotrebenia je nutné poznať sily pôsobiace na tento mechanizmus, teda konkrétne na sústavu telies čapu a ložiska.

Cieľom tejto diplomovej práce bude analyzovať dynamické vlastnosti mechanizmu a opotrebenie hlavného čapu. Rovnako nájsť minimum síl a minimálne opotrebenie na základe voľných parametrov, ktorými je napríklad radiálna vôľa medzi dvojicou spomínaných súčastí alebo geometria komponentov. Následne navrhnúť konštrukčné zmeny, ktorých výsledkom by bolo zníženie opotrebenia hlavného čapu ovládacieho mechanizmu v porovnaní s pôvodným konštrukčným riešením.

4 Opotrebenie komponentov

V súvislosti s predošlými tvrdeniami, že komponenty regulačného mechanizmu sa nachádzajú v extrémnych pracovných podmienkach, akými sú vysoké teploty bežne presahujúce hodnoty nad 600°C a vysoké tlaky výfukových plynov, si pokúsime priblížiť spôsob vzniku opotrebenia a následne rôzne metódy výpočtu opotrebenia.

4.1 Opotrebenie

Proces, počas ktorého dochádza k poškodzovaniu, postupnému odstraňovaniu alebo deformácii materiálu pri interakcii povrchu materiálu s ďalším prostredím, sa nazýva opotrebenie. Chattopadhyay [5] v svojej knihe klasifikuje typy opotrebenia podľa interakcií prostredí na:

- Adhezívne - povrchy pri sklze pod zaťažením k sebe priľnú, následné odtrhnutie spôsobí stratu materiálu.
- Abrazívne - mechanické obrusovanie povrchov pod zaťažením.
- Erozívne - náraz častíc tekutiny na povrch obtekaného materiálu pri prúdení za veľkých rýchlostí.
- Korozívne - strata materiálu pri elektrochemických reakciách vyskytujúcich sa na povrchu materiálu.
- Kavitačné - tvorba dutín v kvapaline pri lokálnom poklese tlaku a ich následná implózia, ktorá spôsobí deformáciu povrchu materiálu.
- Termálne - proces, ktorého dôsledkom je strata materiálu za pôsobenia kombinácie tepla a inej formy opotrebenia. Môže nastať degradácia materiálu, napríklad tečenie alebo oxidácia. Pôsobením tepla je možné tiež spôsobiť mikroštruktúrne zmeny ako rekryštalizáciu alebo rast zrna.
- Únavové - cyklické zaťažovanie povrchu materiálu, nasledované tvorbou trhliny a jej šírením.

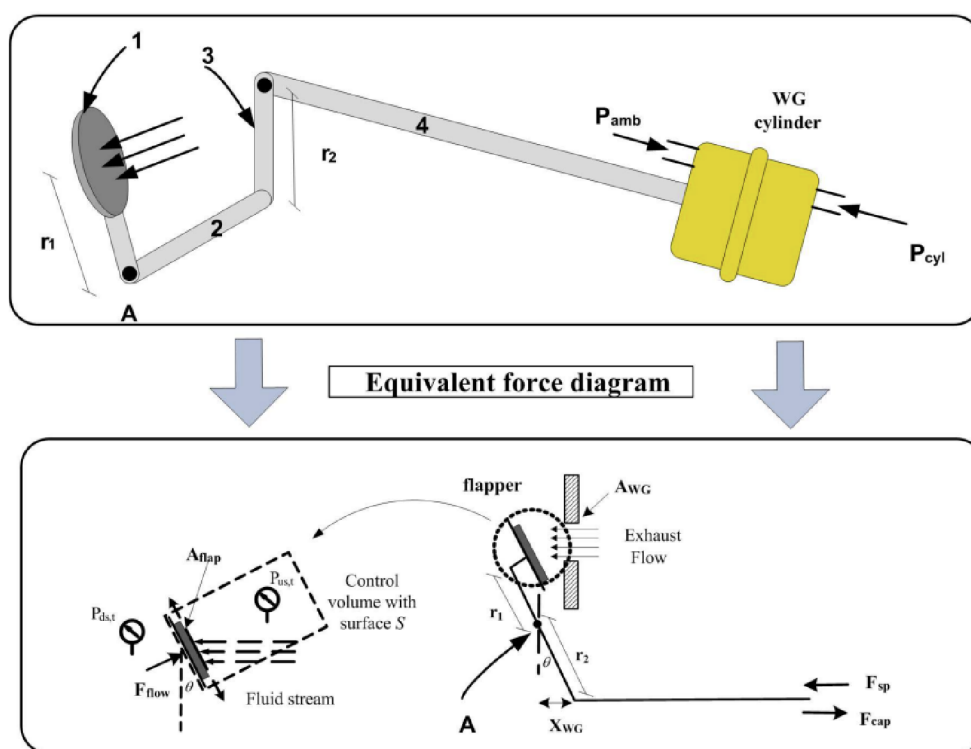
Vedný odbor, ktorý študuje opotrebenie a s ním spojené procesy, ako napríklad trenie a mazanie, sa nazýva tribológia.

Opotrebenie je nevhodný jav, ktorý má negatívny vplyv na životnosť mechanizmov a ich súčastí. Toto opotrebenie však môže byť značne znížené vhodnou voľbou mazania, napríklad pomocou tekutiny alebo plynu s vhodnými vlastnosťami. Avšak existujú situácie, kedy použitie takýchto tekutín nepovoľujú prevádzkové podmienky. Môže sa jednať o prevádzku súčastí vo vákuu, za vysokých teplôt, prípadne za prítomnosti silnej rádi-oaktivity [8]. V tom spočíva podstata ložiska, ktoré je použité aj v mechanizme, ktorý bude skúmaný v rámci diplomovej práce. Keďže je dvojica vystavovaná veľkým teplotám a tlakom, nie je možné použiť olej ako prostriedok mazania. Použitým ložiskom je suché klzné ložisko.

4.2 Sily pôsobiace na mechanizmus

Podstatným krokom k určeniu opotrebenia komponentov mechanizmu regulačného ventilu turbíny je rozbor síl pôsobiacich na mechanizmus.

Salehi a spol. [17] sa v svojej práci zaoberali výpočtom prietoku a polohy ventilu pri prúde spalín cez ventil. Súčasťou výpočtov bol aj rozbor síl pôsobiacich na mechanizmus, ktorý je znázornený na obr. 4.1.



Obr. 4.1: Schéma mechanizmu obtokového ventilu a jeho silový diagram [17]

Ako je možné pozorovať na obrázku vyššie, mechanizmus ovplyvňujú tri hlavné zdroje síl. Prvá sila F_{cyl} je vyvolaná tlakovým rozdielom v aktuátorovom valci ($P_{cyl} - P_{amb}$), a teda tlakom pôsobiacim na membránu, prípadne piest aktuátora P_{cyl} , od ktorého je odčítaný atmosférický tlak P_{amb} . Druhým zdrojom sily je sila pružiny F_{sp} , ktorá je predpätá pomocou počiatočného posuvu X_0 . Tretia sila je vyvolaná prúdom výfukových plynov F_{flow} z vnútra výfukového potrubia.

Autori na výpočet polohy ventilu X_{WG} vychádzali z rovnice pre momentovú rovnováhu v bode A

$$[F_{sp} - F_{cyl}] r_2 \cos \theta - F_{flow} r_1 = 0, \quad (4.1)$$

ktorá sa dá rozpísať na tvar

$$[K_{sp} (X_{WG} + X_0) - (P_{cyl} - P_{amb}) A_{cyl}] r_2 \cos \theta - F_{flow} r_1 = 0. \quad (4.2)$$

Vo vyššie uvedenej rovnici veličina K_{sp} reprezentuje tuhosť pružiny v aktuátore, A_{cyl} je plocha piestu alebo membrány v aktuátore a napokon r_1 a r_2 sú dĺžky spojovacích tyčí.

Výpočet pomocou momentovej rovnice je jednoduchým a pomerne efektívnym krokom k výpočtu opotrebenia skúmaného mechanizmu. Avšak pre zabezpečenie presnejších výsledkov a analýzu síl je vhodné použiť napríklad softvér na výpočet multibody simulácie (MBS), ktorý bude ďalej rozoberaný v praktickej časti.

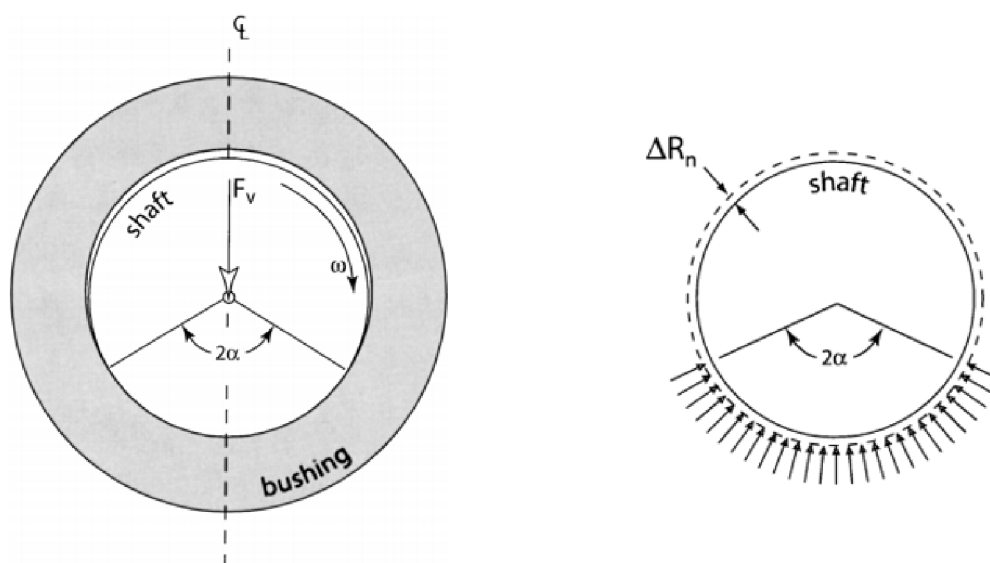
4.3 Metódy výpočtu opotrebenia komponentov

Na výpočet opotrebenia sústavy súčastí, akou je čap a ložisko, existuje viacero spôsobov a metód, ktoré budú priblížené v nasledujúcich kapitolách.

4.3.1 Analytický výpočet

Prvou a pomerne jednoduchou metódou na výpočet opotrebenia čapu a ložiska je analytický výpočet. Vychádzať môžeme z poznatkov Dickrella a Sawyera [7], ktorí skúmali opotrebenie na základe dvojrozmerného modelu ložiska a čapu. Autori predpokladali rovnomerný tlak a konštantné zataženie na výpočet opotrebenia v závislosti na čase alebo počte cyklov. Počítali s ustálenou uhlovou rýchlosťou ω a konštantnou vertikálnou silou F_v . Trenie je zanedbané a kontakt je vyjadrený pomocou uhlu 2α .

Vzájomná interakcia čapu a ložiska spolu so silami predpokladanými pri výpočte sú znázornené na obr. 4.2.



Obr. 4.2: Kontakt medzi čapom a ložiskom [7]

Na Dickrella naviazali vo svojej práci aj Watanabe a spol. [22], ktorí upravili vzťah z predošlej práce tak, aby viac zodpovedal problému čapu a ložiska vo wastegate mechanizme. Namiesto kontaktného uhla predpokladali kontaktnú plochu, na ktorej bude

4.3 METÓDY VÝPOČTU OPOTREBENIA KOMPONENTOV

zataženie lineárne rozložené po dĺžke čapu a ložiska. Na základe týchto predpokladov je možné opotrebenie vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu

$$\Delta R = K_s \iint \frac{F(z,t)}{A(lw)} R(lw) d\alpha dz. \quad (4.3)$$

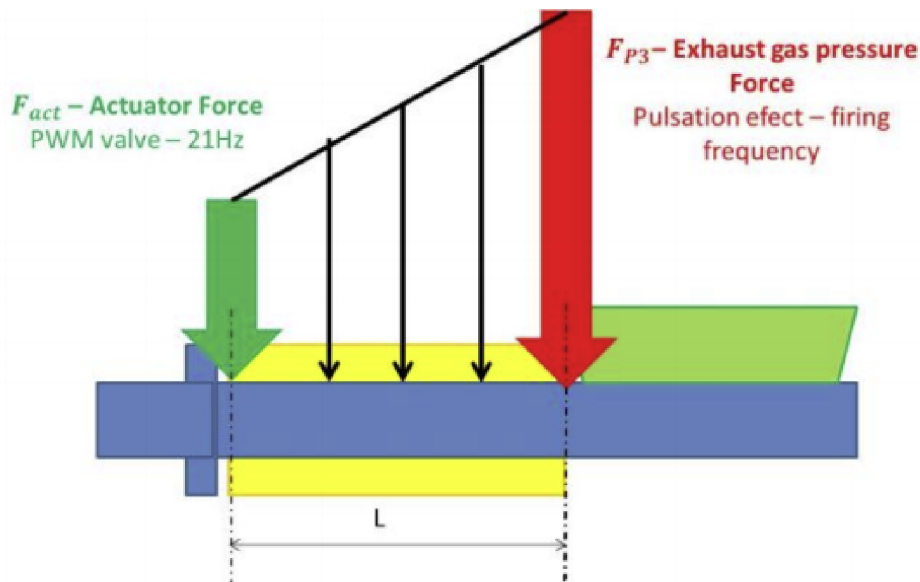
Kde ΔR predstavuje zmenu polomeru čapu, $K_s(mm^3/[Nm])$ koeficient opotrebenia čapu (nie je funkciou času ani počtu cyklov), $F(z,t)$ sily pôsobiace na dvojicu komponentov, $A(lw)$ oblasť opotrebenia, lw hĺbku opotrebenia, $R(lw)$ polomer čapu alebo ložiska, α uhol opotrebenia a z reprezentuje dĺžku opotrebenia.

Sily, ktoré pôsobia na dvojicu skúmaných komponentov sú harmonické a lineárne rozložené po dĺžke čapu a ložiska. Jedná sa o funkciu času a dĺžky. Na základe meraní autori zistili, že kontakt začína ako kontaktný bod, ktorý sa postupne zväčšuje na kontaktnú plochu, ktorá je funkciou hĺbky opotrebenia a času. Polomer je funkciou hĺbky opotrebenia.

$$\Delta R = K_s \frac{R(lw)}{A(lw,t)} \iint F(z,t) d\alpha dz, \quad (4.4)$$

$$\frac{\Delta R}{\Delta t} = K_s \iint \frac{F(z,t)}{A(lw)} R(lw) d\alpha dz, \quad (4.5)$$

$$\frac{\Delta R}{\Delta t} = K_s \frac{R(lw)}{A(lw,t)} \iint F(z,t) d\alpha dz. \quad (4.6)$$



Obr. 4.3: Sily pôsobiace na dvojicu čap a ložisko [22]

Obrázok 4.3 znázorňuje spomínané sily. $F_1(t)$ je zložka sily od tlaku výfukových plynov kolmej na čap a $F_2(t)$ je sila od aktuátora. Spoločný zápis síl pozdĺž celkovej dĺžky L je v tvare

$$F(z,t) = F_2(t) + \left(\frac{F_1(t) - F_2(t)}{L} \right) z. \quad (4.7)$$

Po dosadení vyššie uvedeného vyjadrenia síl do vzorca pre opotrebenie a následnom integrovaní má vzorec tvar

$$\frac{\Delta R}{\Delta t} = \sum K_s \frac{R(lw)}{A(lw,t)} \left[F_2(t)z^2 + 2 \left(\frac{F_1(t) - F_2(t)}{L} \right) \frac{z^3}{3} \right]_0^{zm(lw)}. \quad (4.8)$$

Analytické riešenie výpočtu je pomerne časovo nenáročnou metódou zistenia opotrebenia, avšak k získaniu presnejších výsledkov je vhodné využiť aj zložitejšie a časovo náročnejšie metódy.

4.3.2 Tribologické testovanie

Ďalšou z efektívnych metód na zistenie opotrebenia je tribologické testovanie, na ktoré sa napríklad zameriavala práca autorov Burkinshaw a spol. [4], v ktorej boli na základe opotrebenia porovnávané vlastnosti materiálov použitých pre ložisko v danom mechanizme. Autori v rámci testovania skúmali štyri kombinácie materiálov s rozličnými vlastnosťami, viď obr. 4.4, ktoré vybrali na základe ich vhodnosti pre aplikácie v mechanizme obtokového ventilu. Po analýze pohybu čapu voči ložisku zistili, že systém môže byť vhodne odsimulovaný pomocou recipročného tribosystému - čap na podložke/disku. Spomínané kombinácie materiálov testovali pri teplotách 600°C, 850°C a 950°C. Burkinshaw a Blacker zaznamenali najlepšiu odolnosť voči opotrebeniu pri kombinácii B, a teda kombinácii dvoch zliatin na báze kobaltu. Počas testovania bolo taktiež zistené, že na zvýšenie odolnosti má pozitívny vplyv aj tvorba vrstvy glazúry v miestach opotrebenia.

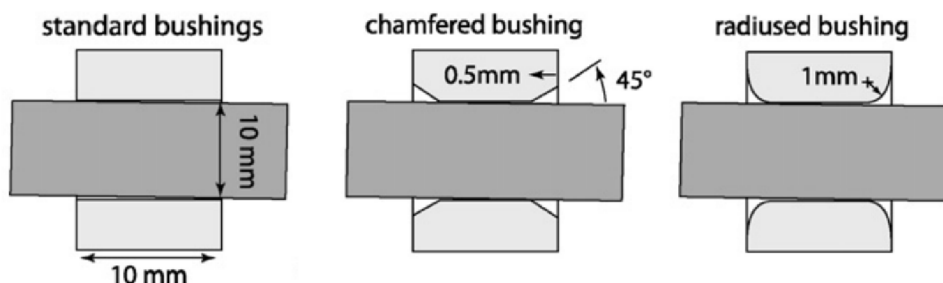
Material Combination	Pin / Disc	Hardness (HRC)
A	1 (austenitic stainless steel) / 2 (martensitic stainless steel)	18.9 ± 0.2 / 24.9 ± 0.2
B	3 (cobalt alloy) / 4 (cobalt alloy)	38.9 ± 0.5 / 51.5 ± 0.4
C	5 (austenitic stainless steel) / 6 (intermetallic stainless steel)	20.3 ± 1.3 / 52.5 ± 0.3
D	7 (nickel superalloy) / 8 (sintered powder metal stainless steel)	33.3 ± 0.1 / 23.6 ± 0.4

Obr. 4.4: Tabuľka kombinácií materiálov zvolených pre systém čap/podložka v tribologickom testovaní [4]

Experimentálnym skúmaním opotrebenia pomocou špeciálne upraveného tribometra sa zaoberala práca autorov Colbert a spol. [6]. Ako bolo už viac krát spomínané v predošlých kapitolách, v rámci regulačného mechanizmu turbodúchadiel je nutné využiť suché klzné ložisko, ktoré je schopné operovať za prítomnosti vysokých teplôt alebo vákua. Tribometer spomínaný v tejto práci je schopný simulovať opotrebenie ložiska a čapu vo vákuu. Autori pozorovali opotrebenie pre rôzne konštrukčné prevedenia ložiska a rôzne vôle medzi komponentami.

4.3 METÓDY VÝPOČTU OPOTREBENIA KOMPONENTOV

V prvej fáze experimentu boli porovnávané tri geometrie ložiska, zobrazené na obrázku 4.5. Jednalo sa o úpravy hrán ložísk, kde ako prvé bolo skúmané ložisko s ostrými hranami, druhé so skosenými hranami, a napokon ložisko so zaoblenými hranami.



Obr. 4.5: Tri typy geometrie ložiska porovnávané v [6]

Čapy boli vyrobené z nehrdzavejúcej ocele s priemerom 10 mm. Ložiská boli taktiež zhotovené z nehrdzavejúcej ocele o šírke 10 mm. Neskôr sa komponenty upravili tak, aby medzi nimi bola vôľa $50 \mu\text{m} \pm 5 \mu\text{m}$.

Druhá fáza experimentu sa týkala zmeny počiatočnej vôle medzi čapom a ložiskom. Autori zvolili ako materiál pre všetky ložiská polyetylén s ultra-vysokou molekulovou hmotnosťou (UHMWPE). Pre čap bol materiál zachovaný ako pri prvom experimente. Ložiská boli opracované pomocou CNC stroja na vôle 200, 10, 8 a $3 \mu\text{m} \pm 10 \mu\text{m}$. Zataženie, počet otáčok za minútu, kontaktné tlaky aj dĺžka sklzu bola rovnaká pre všetky skúšky.

Keďže vo viacerých systémoch počiatočná kontaktná geometria nezodpovedá geometrii za ustáleného stavu, skúmali autori aj zmenu kontaktného uhlu zalomenia. Porovnávané boli ložiská, z ktorých jedno bolo opracované na presah o hodnote $150 \mu\text{m}$, a druhé s vôľou o hodnote $350 \mu\text{m}$.

Výsledky experimentov práce Colbert a spol. [6] ukázali, že geometria ložiska má enormný vplyv na jeho životnosť, pretože pri ložisku s ostrými hranami došlo k poruche už pri 1 000 klzných cykloch, zatiaľ čo pri ložisku so skosenými hranami až po 35 000 klzných cykloch. Najlepšie výsledky zaznamenalo ložisko so zaoblenými hranami, u ktorého nedošlo k poškodeniu v celej dĺžke experimentu, a teda 60 000 cyklov.

Rôzne konštrukčné vôle pri experimente ukázali, že väčšie kontaktné uhly zalomenia by mali produkovať väčšie krútiace momenty, a to kvôli prítomnosti protichodných zložiek síl, ktoré nepodporujú normálové zataženie.

Tribologické testovanie je pomerne efektívna metóda odhadu opotrebenia, ktorá môže pri vývoji regulačných mechanizmov turbodúchadiel a výbere materiálov pre ich komponenty značne znížiť náklady na to vynaložené.

4.3.3 Výpočet opotrebenia v spojení s MKP

Pri výpočte opotrebenia je taktiež možné vychádzať z teórie, ktorá bola prezentovaná v práci Schmidta a spol. [18]. Autori sa zamerali na výpočet opotrebenia s využitím výpočtového MKP softvéru Abaqus, pričom spôsob riešenia danej problematiky bol založený

4.3 METÓDY VÝPOČTU OPOTREBENIA KOMPONENTOV

na modeli opotrebenia definovanom podľa Archarda [2]. Ten slúži na výpočet objemu opotrebenia a má znenie

$$V_W = K \frac{F_n}{H} s_f. \quad (4.9)$$

Veličina K predstavuje bezrozmerný koeficient opotrebenia, F_n je normálová sila, H zastupuje tvrdosť materiálu mäkšieho komponentu v skúmanej dvojici a s_f je klzná vzdialenosť. Za predpokladu, že je tvrdosť materiálu konštantná, je možné koeficient K a veličinu H skombinovať do bezrozmerného koeficientu opotrebenia k . Ten sa môže pre jednotlivé komponenty líšiť. Upravený tvar rovnice je

$$V_W = k F_n s_f. \quad (4.10)$$

Na prispôbenie vzorca pre MKP analýzu autori Schmidt a spol. využili poznatkov, že Archardov vzorec môže byť použitý aj na lokálnej úrovni. Objemové opotrebenie môže byť tak vypočítané pre každý uzol i individuálne, pre konečný počet uzlov N v kontakte na povrchu pomocou vzťahu

$$V_{W,i} = k F_{n,i} s_{f,i}. \quad (4.11)$$

$F_{n,i}$ je normálová sila v uzlovom kontakte a $s_{f,i}$ klzná vzdialenosť uzlu kontaktu. Celkové objemové opotrebenie je teda súčtom objemových opotrebení vo všetkých uzloch a má tvar

$$\sum_{i=1}^N V_{W,i} = V_W. \quad (4.12)$$

Pre stanovenie hĺbky opotrebenia h_i v konkrétnom uzle je potrebné vydeliť rovnicu 4.11 kontaktnou plochou v uzle A_i

$$\frac{V_{W,i}}{A_i} = k \frac{F_{n,i}}{A_i} s_{f,i}. \quad (4.13)$$

Výsledná hĺbka opotrebenia v uzle je

$$h_i = k p_i s_{f,i}, \quad (4.14)$$

kde p_i predstavuje kontaktný tlak v uzle.

Výpočet opotrebenia s využitím metódy konečných prvkov je presnou a spoľahlivou metódou, ktorou sa bude zaoberať aj v praktická časť diplomovej práce.

5 Voľba výpočtovej metódy

Zvolenou výpočtovou metódou na dosiahnutie cieľov diplomovej práce bude spočiatku multibody simulácia v softvéri MSC Adams View na analýzu dynamiky mechanizmu a síl pôsobiacich v kontakte medzi telesom čapu a ložiska. Neskôr bude vykonaná analýza pomocou metódy konečných prvkov v softvéri Ansys Workbench, kde bude skúmaný kontaktný tlak pôsobiaci na hlavný čap v rámci jedného pracovného zdvihu mechanizmu. Po exportovaní výsledkov analýzy bude pre všetky konštrukčné návrhy prezentované v práci analyticky spočítané opotrebenie podľa Archarda [2]. Keďže budú výpočty uvažované na jeden pracovný zdvih, tak možno konštatovať, že podstatou tejto výpočtovej metódy nebude vypočítať presné hodnoty opotrebenia počas celej prevádzky mechanizmu, ale skôr zistiť rozdiel v opotrebení nových konštrukčných návrhov oproti pôvodnému.

5.1 Použitý softvér a hardvér na výpočet

Simulácie použité v tejto práci boli vytvorené prostredníctvom softvérov MSC Adams View a Ansys Workbench. Všetky výpočty prebiehali na jednom počítači, pričom v priebehu výpočtov simulácií neboli spustené žiadne procesy, ktoré by mohli vo výraznej miere ovplyvniť výpočtové časy.

Technické špecifikácie použitej zostavy sú:

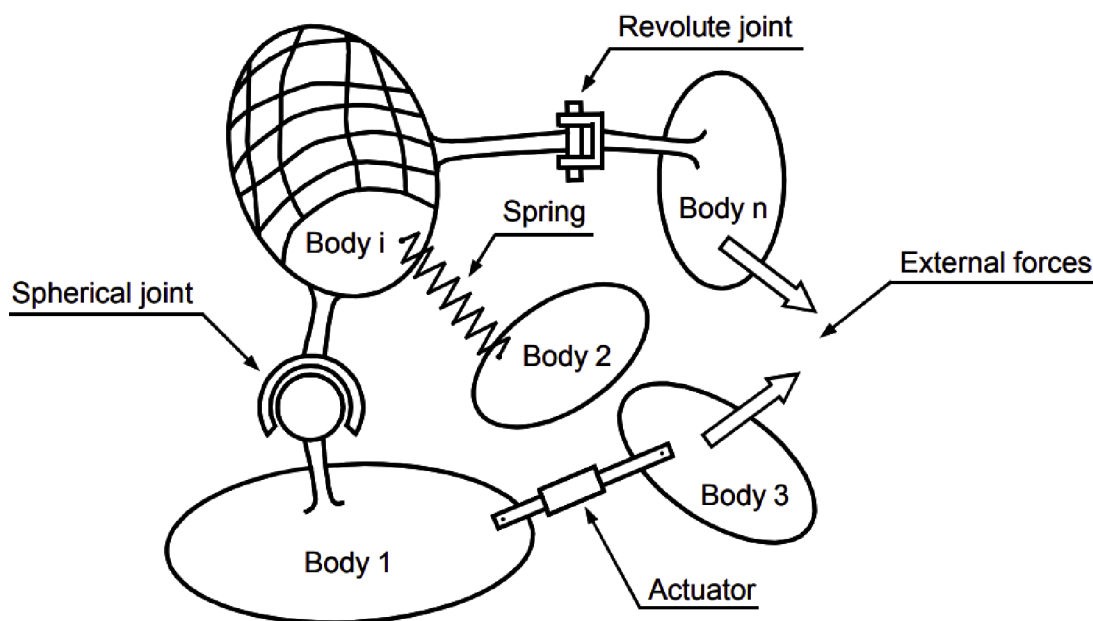
- Operačný systém: Windows 10 Home 64-bit
- Fyzická pamäť: DDR3 RAM 8 GB
- CPU: Intel(R) Core(TM) i5-5200U
- Frekvencia procesora: 2,20 GHz
- Počet jadier procesora: 2
- Grafická karta: NVIDIA GeForce 920M
- Pamäť grafickej karty: 4 GB
- Disk: HGST Travelstar 5K1000 HDD
- Kapacita disku: 1 TB
- Systémový disk: Crucial BX500 SSD
- Kapacita systémového disku: 480 GB

6 Analýza síl pôsobiacich na mechanizmus

Prvým krokom k zisteniu opotrebenia hlavného čapu mechanizmu regulačného ventilu turbíny je analýza síl pôsobiacich na mechanizmus a následné odvodenie sily pôsobiacej v kontakte medzi čapom a ložiskom, v ktorom je čap uložený. Prostriedkom na dosiahnutie vyššie spomenutého zámeru bude v rámci tejto diplomovej práce softvér MSC Adams, ktorý je zameraný na multibody simuláciu.

6.1 Úvod do MBS

Multibody simulácia (MBS) je metóda numerickej simulácie sústavy viazaných telies, taktiež známej pod názvom multibody system, pomocou ktorej je možné skúmať kinematické veličiny a dynamické správanie danej sústavy. Multibody systém možno definovať ako súbor tuhých alebo pružných telies, ktorých relatívny pohyb je obmedzený kinematickými kĺbmi a správanie je určené na základe zaťažovacích síl. Telesá tohto systému sú v priestore definované svojou geometriou, ťažiskom a základnými fyzikálnymi vlastnosťami, ako sú napríklad hmotnosť a moment zotrvačnosti. Sily pôsobiace na systém môžu byť napríklad výsledkom pružín, tlmičov, aktuátorov alebo externých síl [14]. Všeobecná reprezentácia multibody systému je zobrazená na obr. 6.1



Obr. 6.1: Schematická reprezentácia všeobecného multibody systému [14]

6.2 MSC Adams

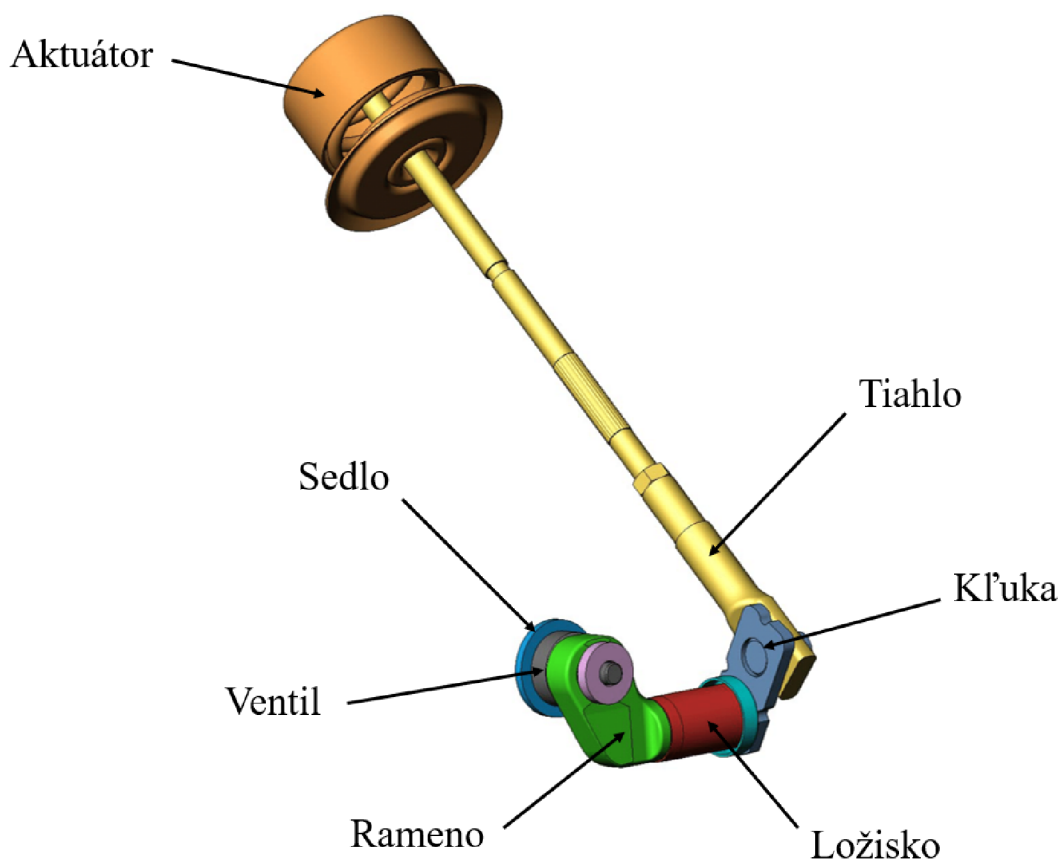
Softvér Adams od spoločnosti MSC Software Corporation je celosvetovo najpoužívanejší simulačný softvér na multi-body dynamiku, schopný vytvárať a testovať virtuálne prototypy, ktoré vizuálne aj matematicky dokážu simulovať reálne správanie celého pohybu komplexných mechanických systémov. Názov Adams je skratkou pre Automatizovanú Dynamickú Analýzu Mechanických Systémov (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems). Softvér je tvorený z viacerých modulov, ktoré spolu rozširujú možnosti simulácie systémov v rozpätí od jednoduchých až po sofistikované. Srdcom celého programu je modul Adams/Solver, ktorý na základe vstupných parametrov poskladá matematický model celej zostavy. Adams/View je užívateľsky prívetivé grafické rozhranie, ktoré dopĺňa funkcionality Adams/Solveru, umožňujúce vytváranie vlastných modelov alebo importovanie rôznych CAD modelov. Výsledky simulácií vykonaných za pomoci predošlých modulov možno skúmať a vyhodnocovať v module Adams/PostProcessor. Za zmienku taktiež stoja ďalšie moduly ako napríklad Adams/Car, Adams/Flex, Adams/Machinery a mnoho iných [15].

6.3 Tvorba MBS modelu

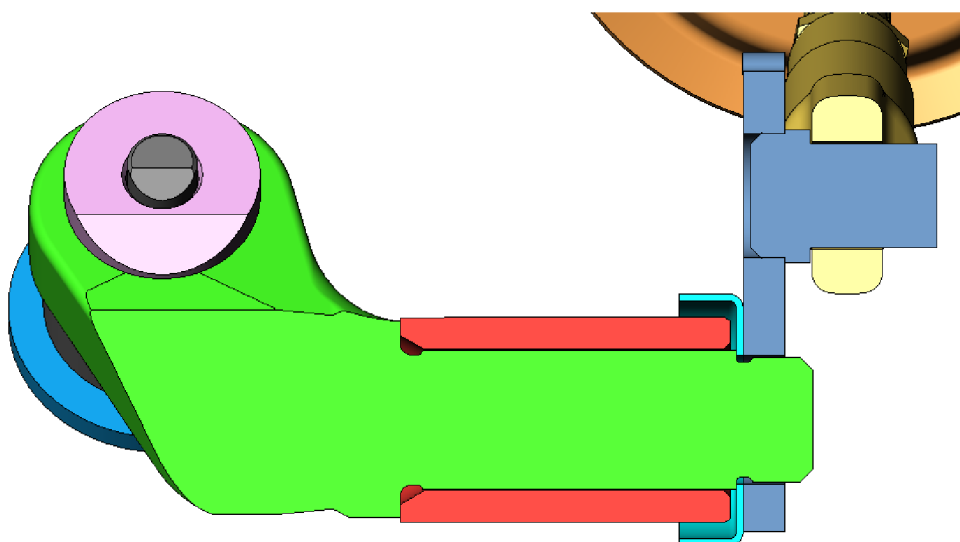
V tejto kapitole bude priblížený postup vytvárania modelu pre simuláciu v softvéri Adams. Spomenutá bude použitá geometria, väzby zvolené medzi jednotlivými komponentami, zadané vlastnosti kontaktov a zaťaženie mechanizmu.

6.3.1 Geometria

Pôvodná geometria mechanizmu, zobrazená na obr. 6.2, sa skladá z hlavných prvkov, akými sú pneumatický aktuátor s pružinou, tiahlo aktuátora, kľuka spojujúca tiahlo s ramenom mechanizmu, ložisko, spomínané rameno mechanizmu, ktorého čap je osadený v ložisku a ďalej ventil dosadajúci do sedla turbínovej skrine. Detail uloženia hlavného čapu je znázornený na obr. 6.3.

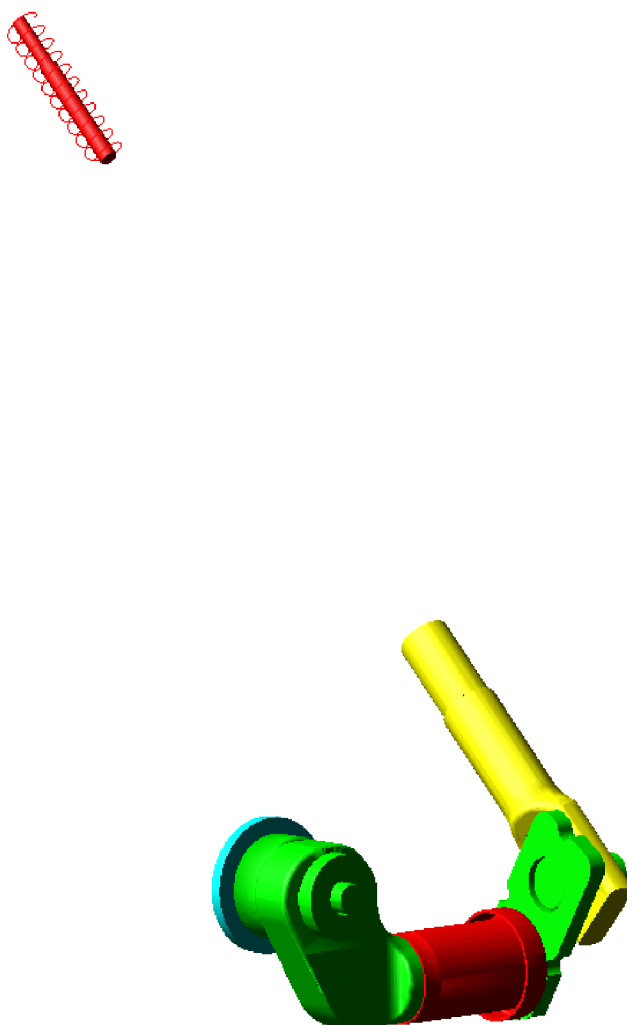


Obr. 6.2: Model geometrie obtokového ventilu použitého v diplomovej práci



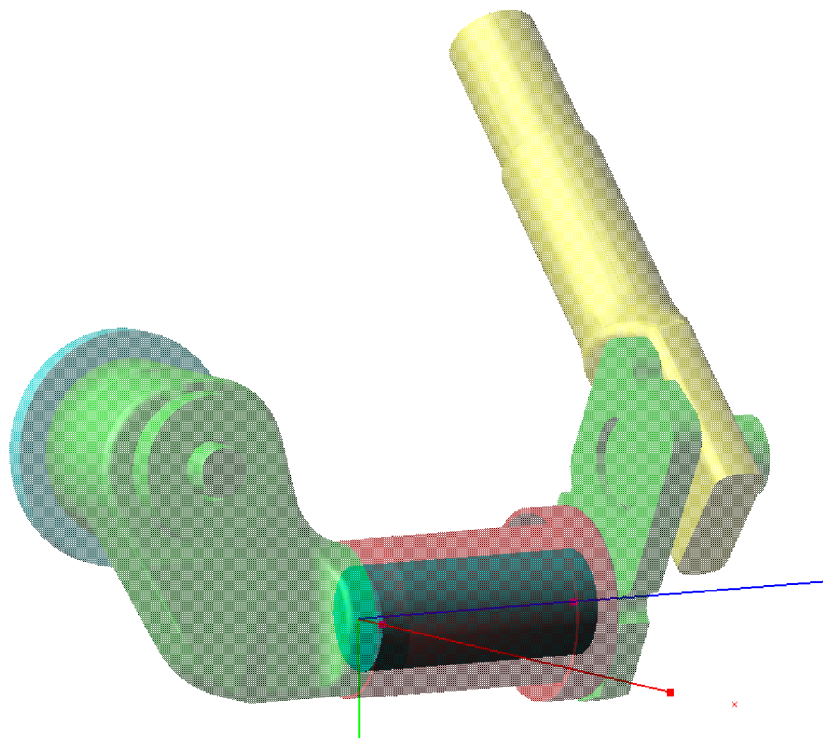
Obr. 6.3: Detail uloženia hlavného čapu v ložisku

Pôvodný model mechanizmu bol za účelom zjednodušenia simulácie upravený odstránením aktuátorovej časti mechanizmu. Odstránená bola celá geometria aktuátora s pružinou a takmer celá časť tiahla. Na zostávajúcu časť geometrie reprezentujúcu tiahlo bol na mieste, kde končí aktuátor v pôvodnom modeli, umiestnený prvok pružiny z prostredia Adams, nahradzujúci pružinu z reálneho modelu. Taktiež bol model rozdelený do 4 častí, ktoré sú na obr. 6.4 znázornené rôznymi farbami. Zelenou farbou je vymedzená geometria ramena s čapom, na ktorú bol pevne pripevnený ventil a taktiež kluka mechanizmu. V skutočnosti je ventil mechanizmu v ramene uložený so značnou vôľou, avšak pre potreby tejto diplomovej práce nieje táto skutočnosť podstatná, a teda bolo možné túto vôľu zanedbať a následne predpokladať, že všetky spomenuté časti tvoria jedno teleso. Červenou farbou je označené ložisko spolu so zarážkou zamedzujúcou pohyb v axiálnom smere. Žltou farbou je označená zostávajúca časť tiahla aktuátora a modrou sedlo turbínovej skrine.



Obr. 6.4: Úprava geometrie pre simuláciu v softvéri MSC Adams

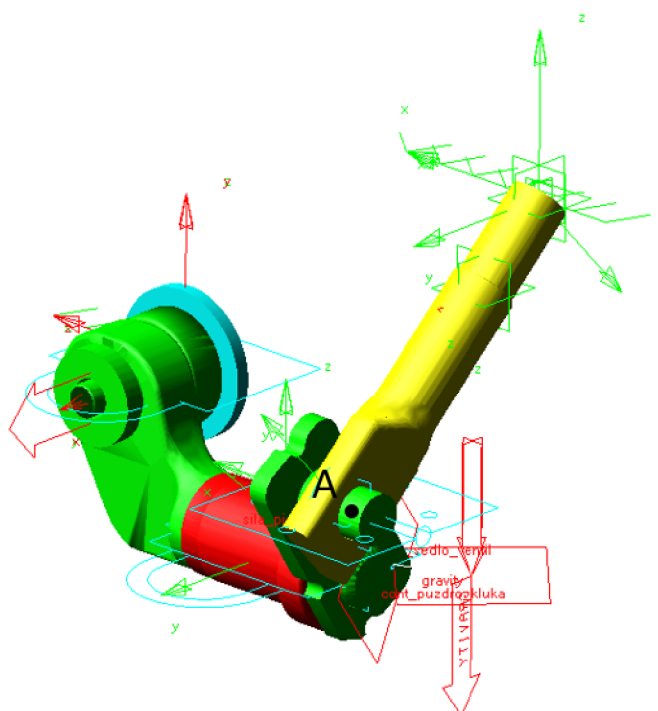
Ďalšou úpravou vykonanou na modeli bolo nahradenie importovanej geometrie čapu valcom z prostredia Adams View, a to najmä z dôvodu ulahčenia priebehu simulácie. Vložený valec bol navrhnutý s rovnakými rozmermi, aby správne reprezentoval pôvodný čap importovanej geometrie. Pre lepšiu predstavu je nahradenie čapu znázornené na obr. 6.5.



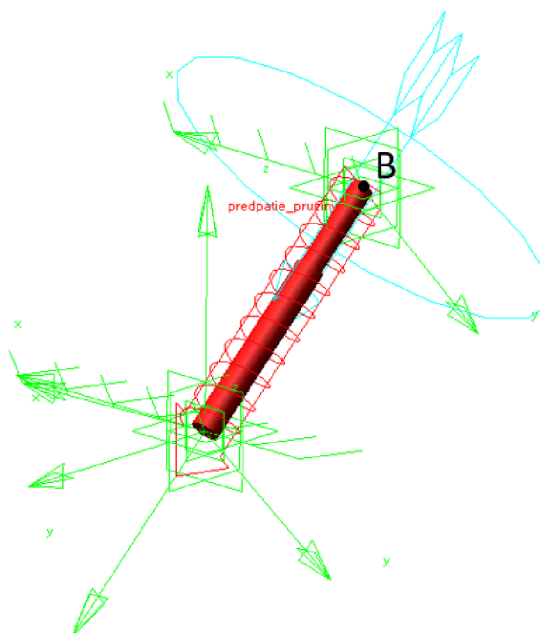
Obr. 6.5: Geometria čapu z prostredia Adams View, nahradzujúca pôvodný čap

6.3.2 Väzby

Model mechanizmu obtokového ventilu bol v softvéri Adams View zaväzbený pomocou viacerých väzieb. Ako fixné súčasti pripevnené o zem v prostredí softvéru boli nastavené telesá sedla a ložiska, pretože v realite sú súčasťou turbínovej skrine turbodúchadla. Zafixovaná bola taktiež zarážka, ktorá zabraňuje posuvu čapu v axiálnom smere a do softvéru bola nahratá ako súčasť ložiska. Tiahlo aktuátora bolo zaopatrené rotačnou väzbou v bode A spolu s čapom, na ktorom je osadené, ako je možné vidieť na obr. 6.6. Na konci prvku pružiny, ktorý nahrádza aktuátorovú pružinu zo skutočného modelu, bola do bodu B podľa obr. 6.7 vložená primitívna paralelná väzba na zabezpečenie správneho pohybu mechanizmu odpovedajúcemu správaniu skutočného modelu.



Obr. 6.6: Snímok modelu hlavnej časti mechanizmu s väzbami z prostredia Adams View



Obr. 6.7: Snímok prvku pružiny z prostredia Adams View

6.3.3 Kontakty

Pre simuláciu boli zvolené 3 kontakty:

- Kontakt ventilu mechanizmu a sedla turbínovej skrine
- Kontakt čapu ramena a ložiskovej panvice
- Kontakt kľuky a púzdra na zabezpečenie posuvu v axiálnom smere

Hlavným sledovaným kontaktom z vyššie spomenutých je práve kontakt čapu ramena a ložiskovej panvice, v ktorom bude v neskorších krokoch diplomovej práce vyhodnocovaná sila pôsobiaca na tento kontakt. Vlastnosti tohoto kontaktu je možné vidieť na obrázku 6.8. Ostatné kontakty nadobúdali rovnaké hodnoty, s tým rozdielom, že v nich bolo zanedbané trenie.

Modify Contact	
Contact Name	cont_lozisko_cap
Contact Type	Solid to Solid
I Solid(s)	novy_cap
J Solid(s)	SOLID6
<input checked="" type="checkbox"/> Force Display	Red
Normal Force	Impact
Stiffness	1.0E+05
Force Exponent	1.5
Damping	10.0
Penetration Depth	1.0E-02
<input type="checkbox"/> Augmented Lagrangian	
Friction Force	Coulomb
Coulomb Friction	On
Static Coefficient	0.3
Dynamic Coefficient	0.1
Stiction Transition Vel.	100.0
Friction Transition Vel.	1000.0
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Apply"/> <input type="button" value="Close"/>	

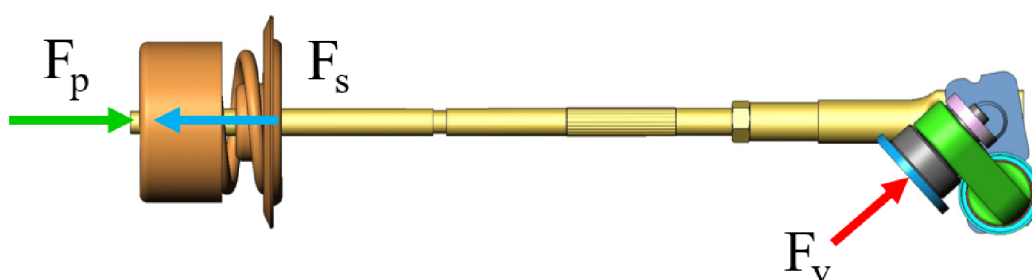
Obr. 6.8: Nastavenie vlastností kontaktnej dvojice ložisko-čap v prostredí Adams View

6.3.4 Zaťaženie

Pre získanie sily pôsobiacej v kontaktnej dvojici ložisko-čap je nevyhnutné predpísať sily ovplyvňujúce mechanizmus regulačného ventilu turbíny počas prevádzky. Týmito silami sú:

- Sila predpätia pružiny - F_s
- Sila pôsobiaca na ventil - F_v
- Sila pôsobiaca na piest aktuátora - F_p

Náčrt síl pôsobiacich na mechanizmus je znázornený na obrázku 6.9.

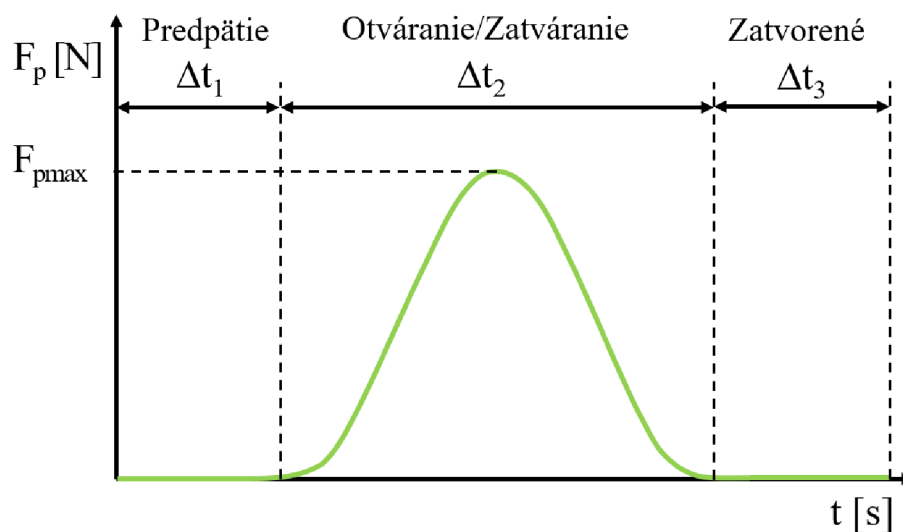


Obr. 6.9: Náčrt síl pôsobiacich na mechanizmus

Priebeh simulácie je možné rozdeliť na 3 základné fázy:

- Fáza predpätia
 - Sila predpätia pružiny - $F_s = 50 \text{ N}$
 - Sila pôsobiaca na ventil - $F_v = 7,9 \text{ N}$
 - Dĺžka trvania fázy predpätia - $\Delta t_1 = 0,1 \text{ s}$
- Fáza otvárania/zatvárania ventilu
 - Maximálna sila pôsobiaca na piest aktuátora - $F_p = 80 \text{ N}$
 - Dĺžka trvania fázy otvárania/zatvárania - $\Delta t_2 = 0,3 \text{ s}$
- Fáza zatvorenia
 - Dĺžka trvania fázy zatvorenia - $\Delta t_3 = 0,1 \text{ s}$

Hodnoty, ktoré nadobúda sila predpätia pružiny F_s a sila pôsobiaca na ventil F_v sú v priebehu celej dĺžky trvania simulácie konštantné. Priebeh sily pôsobiacej na piest aktuátora F_p je znázornený na obr. 6.10.



Obr. 6.10: Priebeh sily pôsobiacej na piest aktuátora

Mimo vyššie spomenutých síl bola taktiež v rámci simulácie zadaná gravitačná sila o hodnote $F_G = 9,81$ N.

6.4 Výpočet kontaktnej sily

Ako bolo už spomínané v predošlých kapitolách, výpočet kontaktnej sily bude realizovaný simuláciou v softvéri MSC Adams. Najskôr bude prevedený výpočet sily pri pôvodných rozmeroch čapu a ložiska, pričom bude rovnako zachovaná pôvodná vôľa medzi dvoma kontaktnými telesami. V ďalšej časti tejto kapitoly bude skúmaný vplyv zmeny vôle medzi telesami pomocou zmeny geometrie hlavného čapu.

6.4.1 Nastavenie simulácie

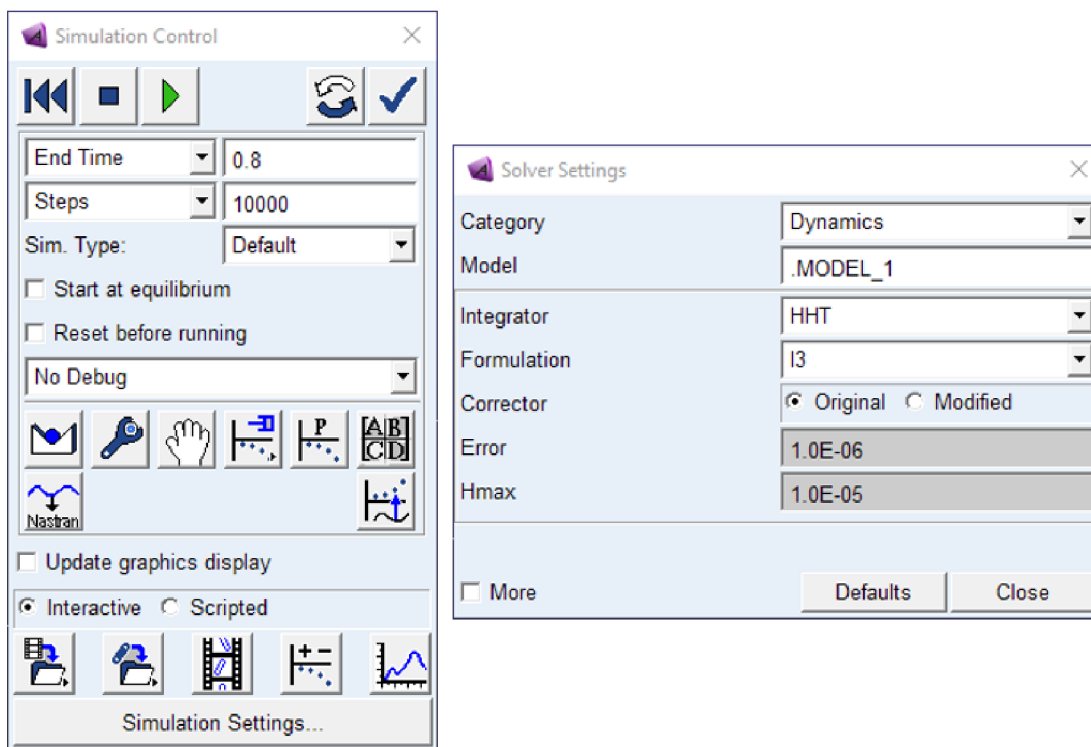
Na zabezpečenie kvalitnej a presnej simulácie bolo potrebné nastaviť správne podmienky simulácie. Z toho dôvodu bola prevedená citlivostná analýza na presnosť a maximálnu veľkosť integračného kroku. Výsledky tejto analýzy je možné vidieť v tabuľke č. 6.1.

Tabuľka 6.1: Citlivostná analýza na presnosť a maximálnu veľkosť integračného kroku

Varianta	Error	Hmax	Počet krokov	Čas výpočtu	Max. sila [N]
1	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	1000	5 min 18 s	7,0997
2	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	1000	43 min 20 s	7,0814
3	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	10000	5 min 04 s	7,1510
4	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-5}$	10000	3 min 26 s	7,1511
5	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	10000	33 min 09 s	7,1521
6	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	10000	0 min 48 s	7,2326
7	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	35000	44 min 20 s	7,1542

Z uvažovaných alternatív bola vybraná varianta č. 4, z dôvodu malého rozdielu vo výslednej sile a značnému ušetreniu výpočtového času oproti ostatným variantám.

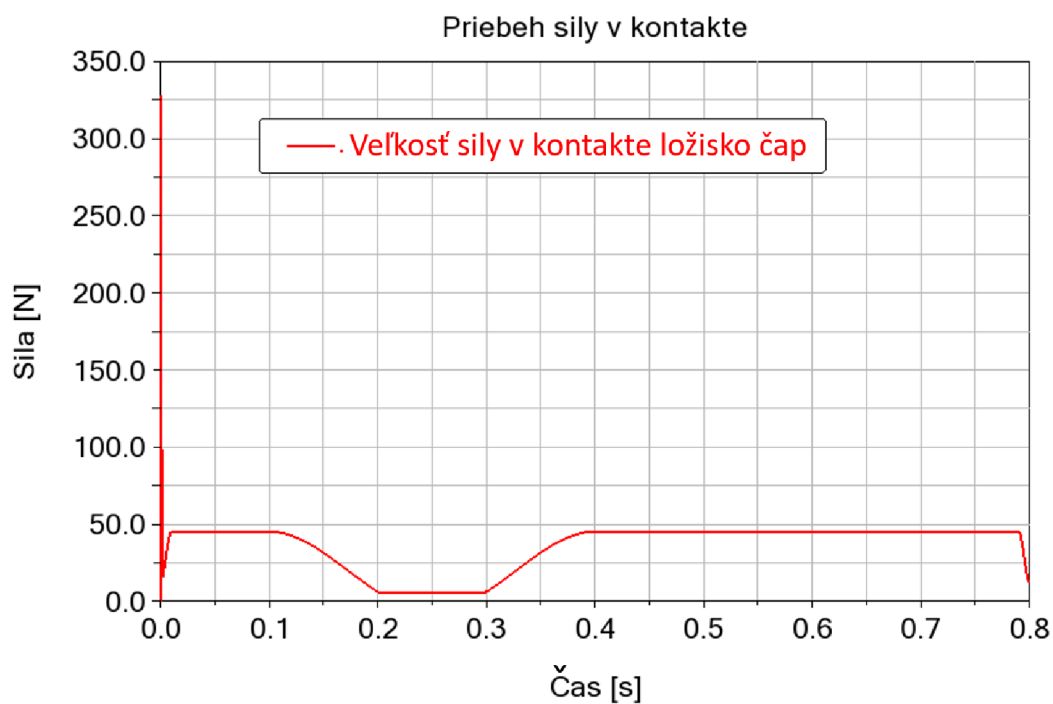
Nastavenie a podmienky simulácie sú zobrazené na obr. 6.11. Simulovaný dej bude trvať 0,8 s, bude vykreslený na 10 000 krokov, pričom maximálna veľkosť integračného kroku je $1 \cdot 10^{-5}$ a presnosť chyby $1 \cdot 10^{-6}$. Použitý integrátor je typu HHT.



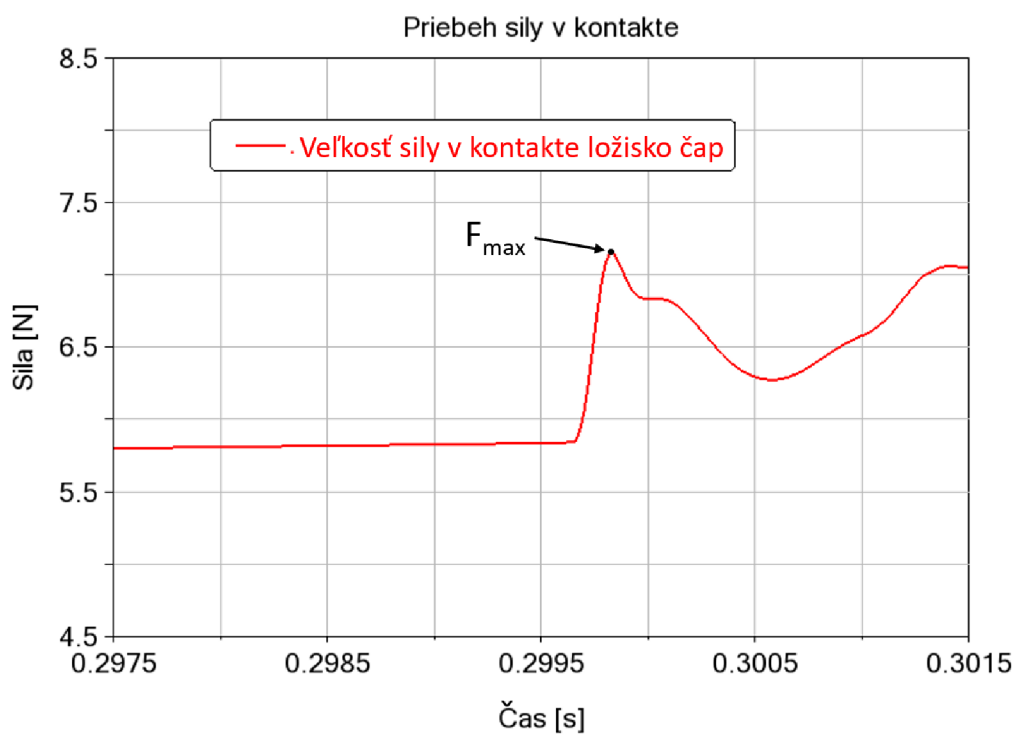
Obr. 6.11: Nastavenie simulácie v softvéri Adams View

6.4.2 Kontaktná sila pri pôvodných rozmeroch

Po úspešnej simulácii bol vykreslený celkový priebeh sily pôsobiacej v kontakte dvojice telies, ktorý je znázornený na obrázku 6.12. Dôležitým úsekom v priebehu sily je moment zatvárania ventilu mechanizmu, odohrávajúci sa približne v čase $t = 0,3$ s, pretože tu dochádza k najvýznamnejšej výchylke v celkovom priebehu sily. Priblíženie tohto časového úseku je možné vidieť na obr. 6.13, na ktorom je vyznačená maximálna hodnota sily, nadobúdajúca hodnoty $F_{max} = 7,1511$ N. Táto sila bude zároveň považovaná za výslednú kontaktnú silu pre pôvodný konštrukčný návrh dvojice telies v rámci účelov diplomovej práce.



Obr. 6.12: Priebeh sily v kontakte ložiska a čapu

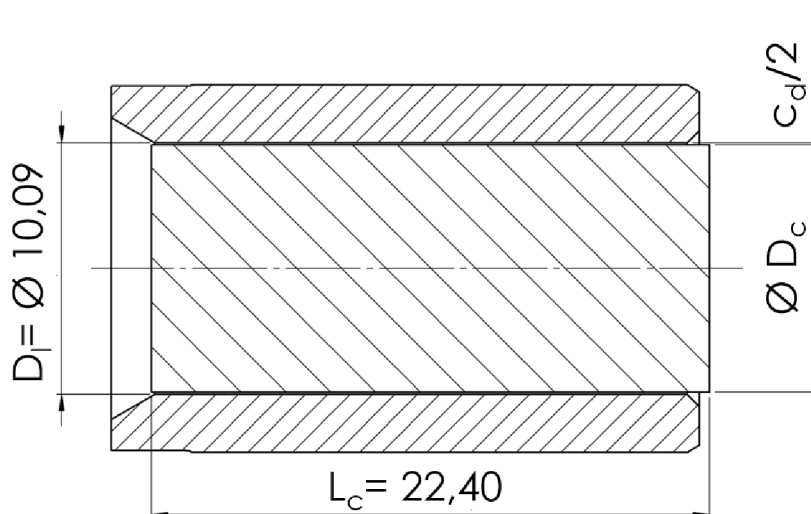


Obr. 6.13: Priblížená skúmaná časť priebehu sily v kontakte ložiska a čapu

6.4.3 Kontaktná sila pre rôzne rozmery čapu

Okrem výpočtu sily pôsobiacej na kontaktnú dvojicu telies pri pôvodnom konštrukčnom návrhu bolo v záujme diplomovej práce zistiť rozdiel v kontaktnej sile pri zvolení rôznych veľkostí radiálnej vôle c_d . Odlišné veľkosti vôle medzi telesami môžu vplývať na veľkosť pôsobiacej sily v kontakte, ktorá má významný dopad na výsledný kontaktný tlak a zároveň celkové opotrebenie hlavného čapu mechanizmu. Jej zmena bola vykonávaná prostredníctvom nastavovania rôznych veľkostí priemeru čapu, tento spôsob bol zvolený najmä kvôli jednoduchosti alternácie rozmerov čapu v prostredí Adams v rámci nastaveného modelu. Geometria ložiska zostala v tejto fáze zachovaná.

Meneným rozmerom bol teda priemer čapu D_c a z toho následne odvodená radiálna vôľa c_d . Dĺžka ložiska L_l zostala zachovaná, rovnako ako aj vnútorný priemer ložiska D_l . Náčrt geometrie oboch súčastí so sledovanými rozmermi je možno vidieť na Obr. 6.14.



Obr. 6.14: Náčrt telies sledovanej kontaktnej dvojice so skúmanými rozmermi

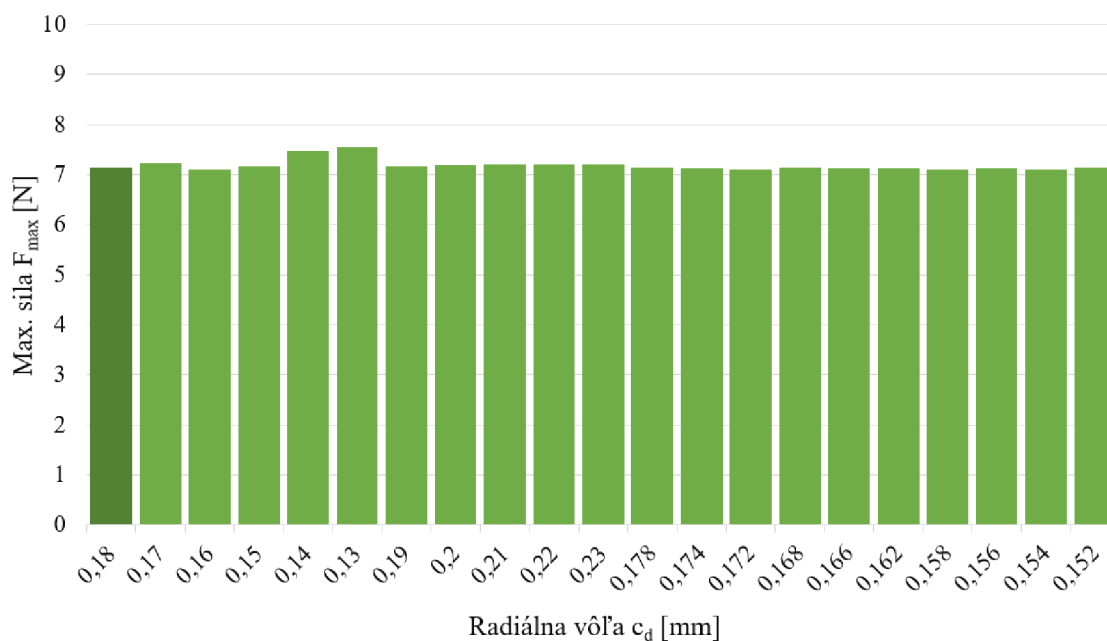
Podmienky a nastavenia simulácie boli zadefinované rovnakým spôsobom a s rovnakými hodnotami ako pri pôvodnom konštrukčnom návrhu. Analyzovaných bolo 20 nových návrhov priemeru čapu, ktoré boli spolu s odpovedajúcimi radiálnymi vôľami a výslednými maximálnymi silami zapísané v tabuľke 6.2. Taktiež sú v tabuľke uvedené dosiahnuté hodnoty pôvodného návrhu, slúžiace na porovnanie s novými verziami.

Pre jednoduchšiu predstavu boli hodnoty maximálnej sily pôsobiacej v kontakte pre všetky varianty vykreslené do grafu 6.15. Pôvodná varianta s hodnotou radiálnej vôle $c_d = 0,18$ mm je farebne odlišená od ostatných variánt.

Z tabuľky 6.2, rovnako ako aj z grafu 6.15 je jednoznačné, že zmeny radiálnej vôle na základe menenia priemeru čapu majú zanedbateľný vplyv na výslednú silu pôsobiacu v kontakte. Z uvedeného dôvodu sa práca v ďalšom kroku zameria na skúmanie zmien geometrie ložiska, pričom rozmery hlavného čapu ostanú zachované.

Tabuľka 6.2: Návrhy priemeru čapu a vôle medzi telesami kontaktnej dvojice

Návrh	Priemer D_c [mm]	Vôľa c_d [mm]	Max. sila [N]	v čase [s]
Pôvodný	9,91	0,18	7,1511	0,2998
1	9,92	0,17	7,228	0,2996
2	9,93	0,16	7,111	0,2994
3	9,94	0,15	7,1645	0,2992
4	9,95	0,14	7,4842	0,2990
5	9,96	0,13	7,5569	0,2987
6	9,90	0,19	7,1762	0,3000
7	9,89	0,20	7,1928	0,3003
8	9,88	0,21	7,1976	0,3005
9	9,87	0,22	7,2024	0,3007
10	9,86	0,23	7,2056	0,3009
11	9,912	0,178	7,1509	0,2998
12	9,916	0,174	7,1291	0,2997
13	9,918	0,172	7,1145	0,2996
14	9,922	0,168	7,1443	0,2996
15	9,924	0,166	7,1353	0,2995
16	9,928	0,162	7,1337	0,2994
17	9,932	0,158	7,1013	0,2994
18	9,934	0,156	7,1249	0,2993
19	9,936	0,154	7,1064	0,2993
20	9,938	0,152	7,1419	0,2992



Obr. 6.15: Grafické porovnanie maximálnych síl pre rôzne varianty vôle

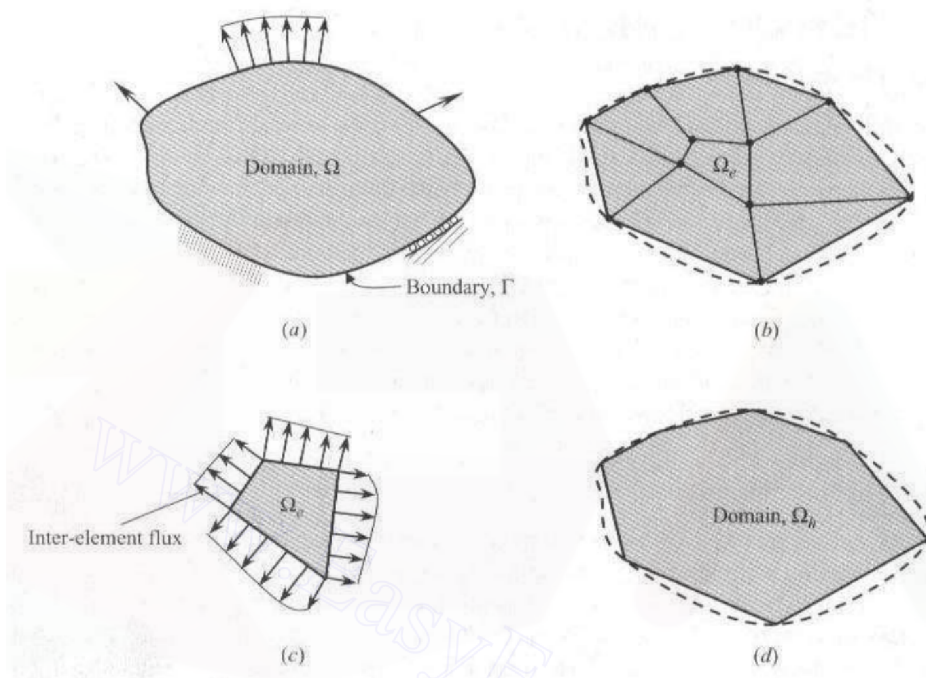
7 Analýza kontaktu pomocou metódy konečných prvkov

Táto kapitola sa bude zaoberať analýzou v softvéri Ansys, ktorý na riešenie problémov využíva metódu konečných prvkov. Najskôr bude stručne predstavený pojem metódy konečných prvkov spolu so softvérom Ansys. Následne bude ukázaný postup práce využitý pri analýze, ktorej výsledkom by mali byť výstupy umožňujúce výpočet opotrebenia hlavného čapu mechanizmu regulačného ventilu turbíny.

7.1 Úvod do MKP

Metóda konečných prvkov (MKP) je numerická metóda slúžiaca na riešenie matematických a inžinierskych problémov. Charakteristickými oblasťami, ktoré táto metóda rieši sú štruktúrna analýza, prevod tepla, prúdenie tekutín alebo elektromagnetický potenciál. MKP pomáha získavať približné riešenia v diskretných bodoch pomocou numerických výpočtov parciálnych diferenciálnych rovníc [12].

Metóda spočíva v diskretizácii spojitého kontinua do určitého konečného počtu prvkov. Teda geometricky komplexná oblasť Ω zobrazená na obr. 7.1(a) je rozdelená do viacerých jednoduchých podoblastí 7.1(b), nazývaných konečné prvky Ω_e , ktoré sú posudzované ako nezávislé oblasti 7.1(c). V každom konečnom prvku prebieha riešenie rovníc. Nakoniec sú vzťahy zo všetkých prvkov zložené a vrátené na ich pôvodné miesto v rámci celkovej počiatkovej oblasti, ako je možné vidieť na obr. 7.1(d) [10].



Obr. 7.1: Reprezentácia diskretizácie pomocou dvojrozmerných domén množinou trojuholníkov a štvorholníkov [10]

Pomocou tejto metódy môžeme v na to určených softvéroch simulovať priebehy napätia, deformácií alebo napríklad vlastných frekvencií. Taktiež je táto metóda vhodná na riešenie kontaktných problémov, ktoré nám vedia poskytnúť informácie o silách pôsobiacich v kontakte alebo kontaktnom tlaku, a práve to bude predmetom práce.

7.2 Ansys Workbench

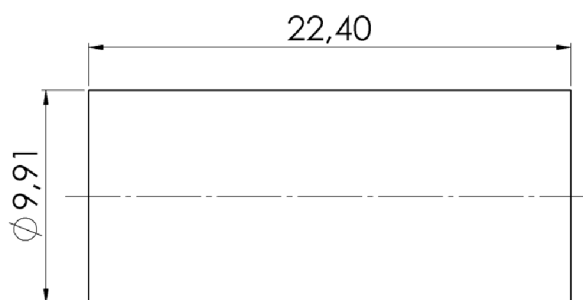
Ansys je jedným z najpoužívanejších prostriedkov na MKP simulácie. Pôvodné prostredie softvéru, obsahujúce riešič Ansys Mechanical APDL ovládaný najmä prostredníctvom príkazov v príkazovom riadku, bolo postupom času rozšírené o nadstavbu Ansys Workbench. Rovnako aj táto nadstavba používa spomenutý riešič, ktorý umožňuje vykonávanie rôznych typov analýz akými sú štrukturálne, termodynamické, akustické a mnohé iné. Výhodou tejto nadstavby je najmä jednoduchosť a užívateľsky prívetivé prostredie, ktoré odstraňuje nepríjemné obmedzenia pôvodného prostredia. Workbench spája dohromady všetky balíčky od spoločnosti Ansys, akými sú napríklad softvér Ansys Mechanical, Ansys Fluent alebo SpaceClaim a dovoľuje užívateľom integrovať dáta z rôznych inžinierskych simulácií pre efektívnejšie vytvorenie presných modelov [1].

7.3 Pôvodný konštrukčný návrh

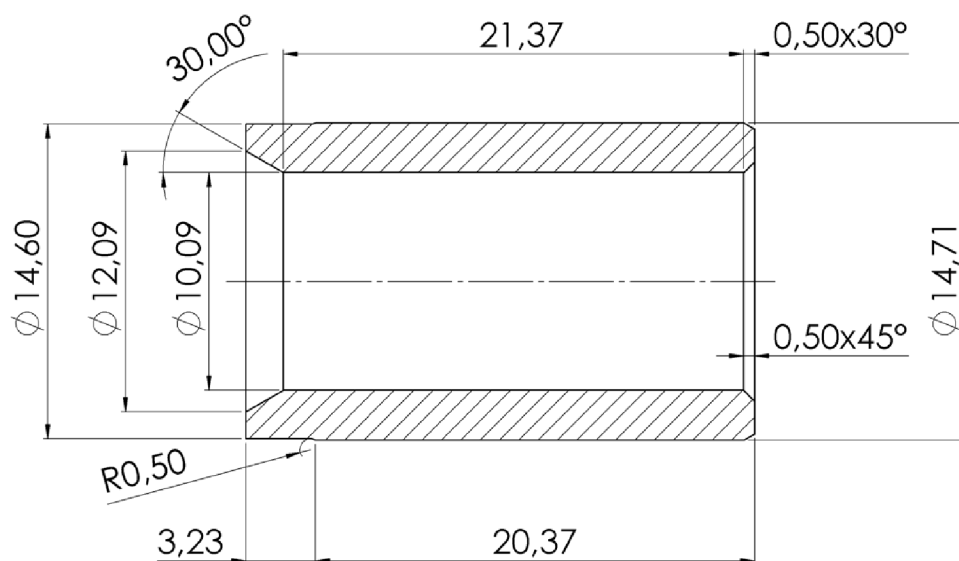
Nasledujúca časť práce bude venovaná vymedzeniu podmienok zavedených pre analýzu, vytvoreniu 3D modelu optimalizovaného pre potreby práce, ktorý má zachované pôvodné rozmery a predstaveniu podstatných veličín vstupujúcich do analýzy.

7.3.1 Geometria pôvodného modelu

Geometria znázornená v tejto kapitole reprezentuje súčasti relevantné v rámci analýzy kontaktu medzi hlavným čapom ramena mechanizmu a ložiskom, v ktorom je čap osadený. Schematický náčrt čapu spolu s rozmermi je vyobrazený na obr. 7.2, pričom náčrt ložiska s jeho rozmermi možno nájsť na obr. 7.3.

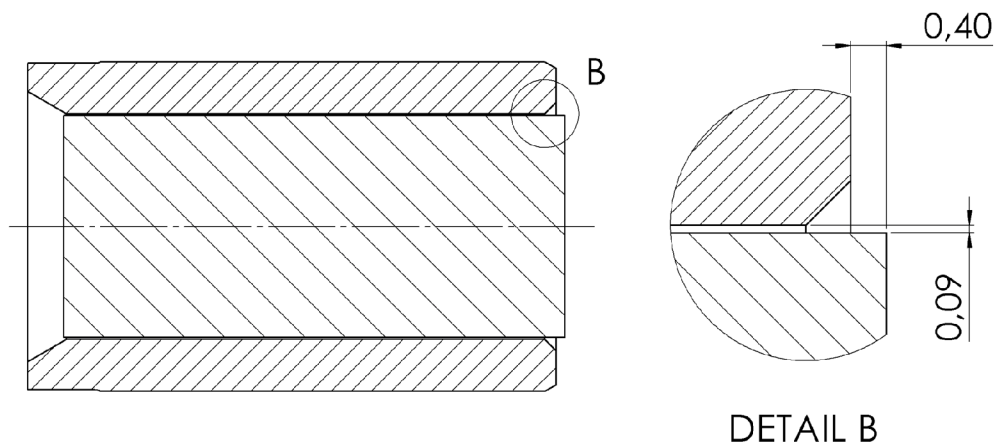


Obr. 7.2: Náčrt geometrie hlavného čapu



Obr. 7.3: Náčrt geometrie ložiska

Pôvodné uloženie hlavného čapu v ložisku je znázornené na obrázku 7.4 spolu s vyznačenými kótami popisujúcimi odsadenie jednej geometrie od druhej.



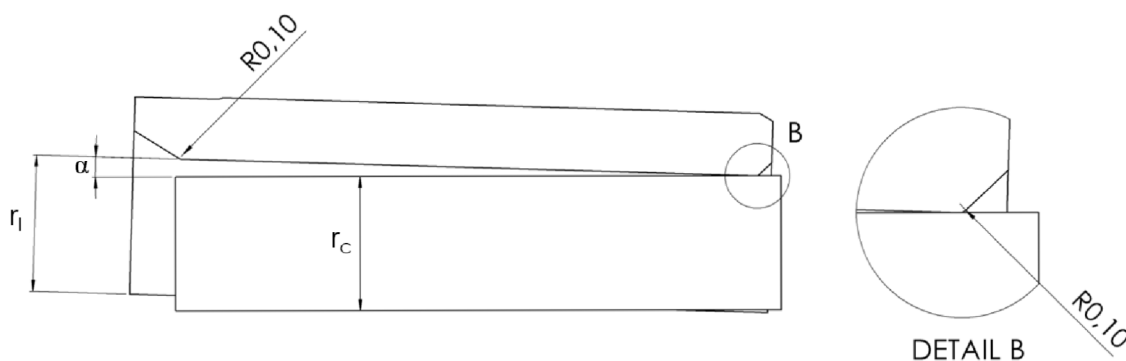
Obr. 7.4: Náčrt uloženia hlavného čapu v ložisku

7.3.2 Tvorba modelu

Pre účely analýzy v softvéri Ansys bolo výhodné kvôli uľahčeniu práce a zníženiu výpočtového času zjednodušiť model geometrie ložiska. Súčasti boli symetricky orezané na 1/4 pôvodných rozmerov. Medzi čapom a ložiskom bol zadaný kontaktný uhol $\alpha = 0,4826^\circ$ a ostré hrany na ložisku, prichádzajúce do kontaktu s čapom boli zaoblené na polomer

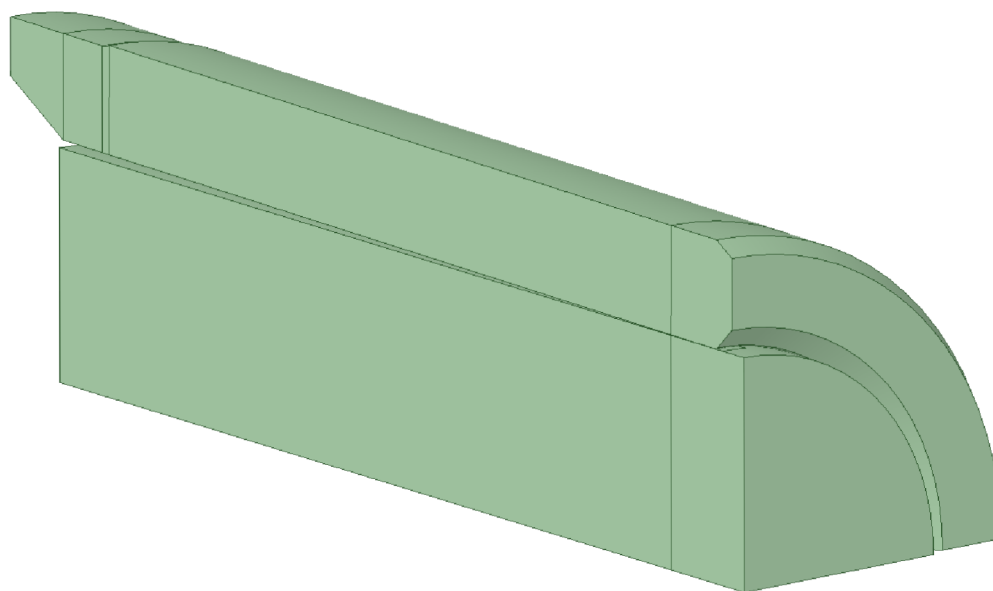
$R = 0,1$ mm. Táto úprava bola zvolená z dôvodu zabezpečenia konvergencie výsledkov výpočtov.

Na obrázku 7.5 je možné vidieť schému modelu s vyznačeným polomerom čapu r_c a vnútorným polomerom ložiska r_l . Kontaktný uhol α je na schéme pre lepšiu predstavu zväčšený.



Obr. 7.5: Náčrt geometrie s ohľadom na úpravy pred simuláciou

Model bol vytvorený v prostredí SpaceClaim, ktorý je súčasťou balíčku Ansys a zobrazený je na obr. 7.6. Ako je možné vidieť na spomínanom obrázku, určité plochy modelu boli rozdelené na viaceré segmenty. Táto úprava bola prevedená z dôvodu vytvorenia mapovanej siete a optimalizácie jej kvality, ktorá bude preberaná v nasledujúcej časti.

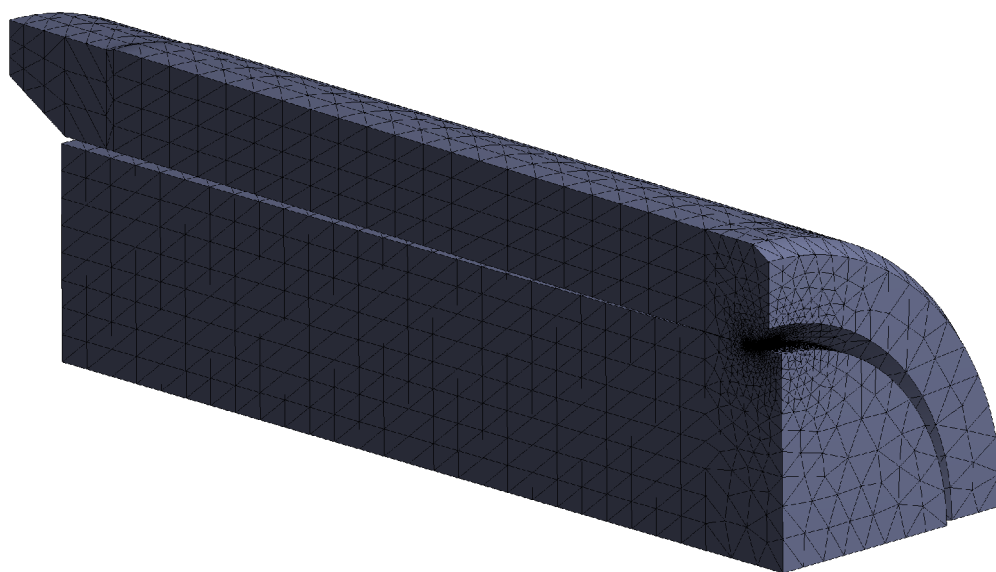


Obr. 7.6: Výsledný tvar modelu vytvoreného v prostredí SpaceClaim

7.3.3 Tvorba siete

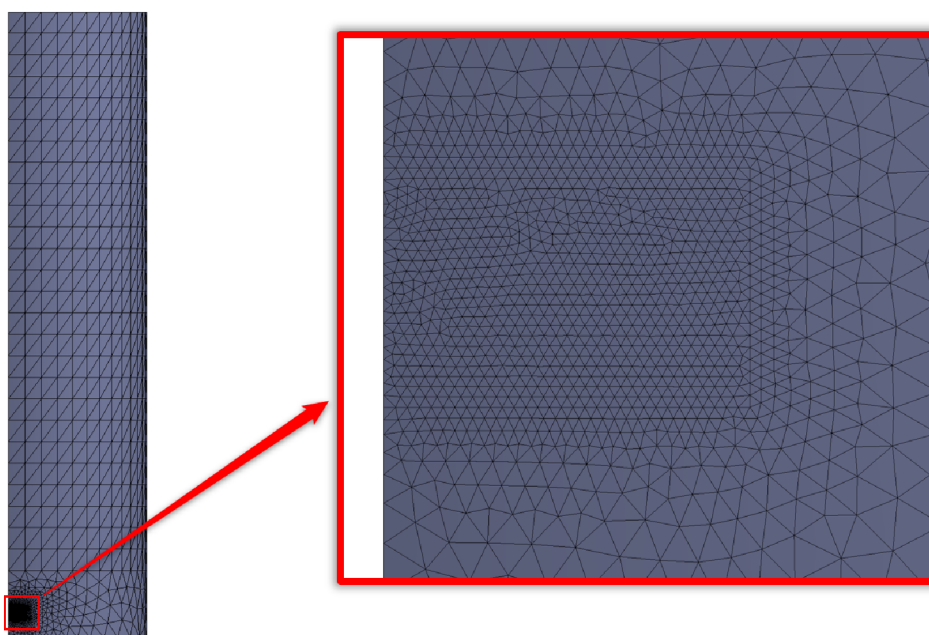
Sieť konečných prvkov má pri numerických výpočtoch veľmi významný dopad na presnosť riešenia. Preto je potrebné dbať na kvalitu a jemnosť siete, ktorá hrá vo výpočtoch kontaktných úloh veľkú rolu. Pre optimalizáciu kvality siete boli plochy modelu, zobrazeného na obr. 7.6, rozdelené na viaceré segmenty. Táto úprava umožňovala vytvorenie mapovanej siete a zároveň aj jej zjemnenie v miestach kontaktu čapu a ložiska.

Telesá boli vysietované kvadratickými prvkami typu SOLID 187, ktorý má 10 uzlov, pričom v každom uzle 3 stupne voľnosti. Maximálna veľkosť prvku v celom modeli je 0,8 mm. Vysietovaný model je znázornený na obr. 7.7.



Obr. 7.7: Vysietovaná geometria modelu

Za účelom určenia správneho výsledku kontaktnej úlohy bola vykonaná citlivostná analýza pre zvolenú sieť, nachádzajúcu sa v oblasti kontaktu. Zobrazenie tejto kontaktnej plochy, podliehajúcej citlivostnej analýze, možno vidieť na obr. 7.8 spolu s jej pozíciou v rámci celého modelu čapu.



Obr. 7.8: Detail sieťovania kontaktnej plochy

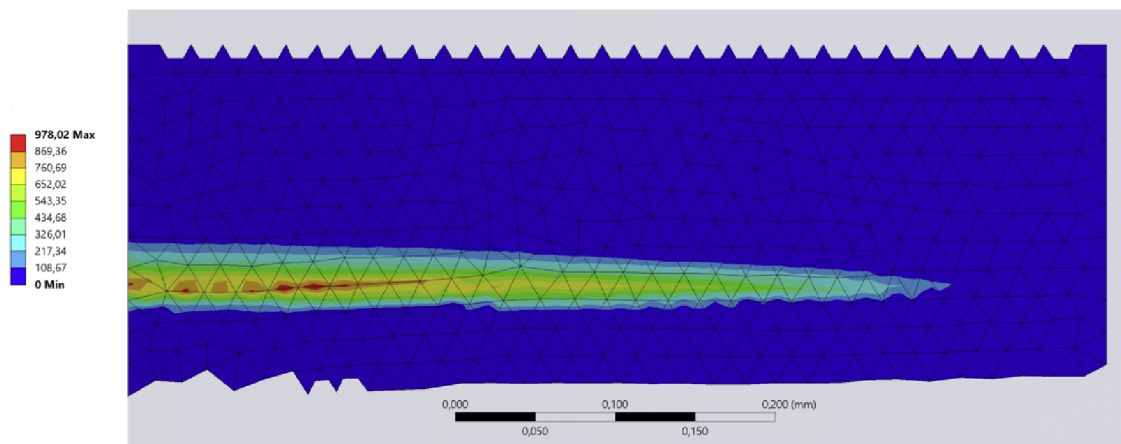
Citlivostná analýza

V rámci citlivostnej analýzy boli porovnávané 4 rôzne veľkosti prvku, a teda 0,02 mm, 0,01 mm, 0,008 mm a 0,007 mm. Kritérium, podľa ktorého boli jednotlivé varianty siete porovnávané, bol výsledný kontaktný tlak na ploche čapu. Zhrnutie výsledkov, spolu s počtami prvkov a uzlov každej varianty je k dispozícii v tabuľke 7.1.

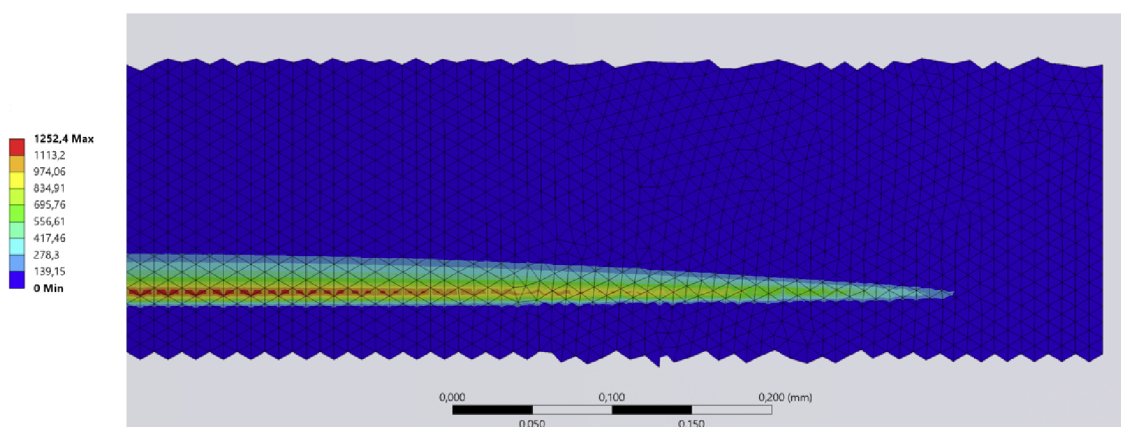
Tabuľka 7.1: Hodnoty maximálneho tlaku pre rôzne veľkosti prvkov v kontaktnej ploche

Veľkosť prvku [mm]	Počet prvkov			Počet uzlov			Max. tlak [MPa]
	Ložisko	Čap	Celkovo	Ložisko	Čap	Celkovo	
0,02	29936	40787	70723	44472	59812	104284	978,02
0,01	67148	107662	174810	97739	155059	252798	1252,40
0,008	92000	157442	249442	133139	225674	358813	1490,10
0,007	112996	196808	309804	163119	281277	444396	1517,40

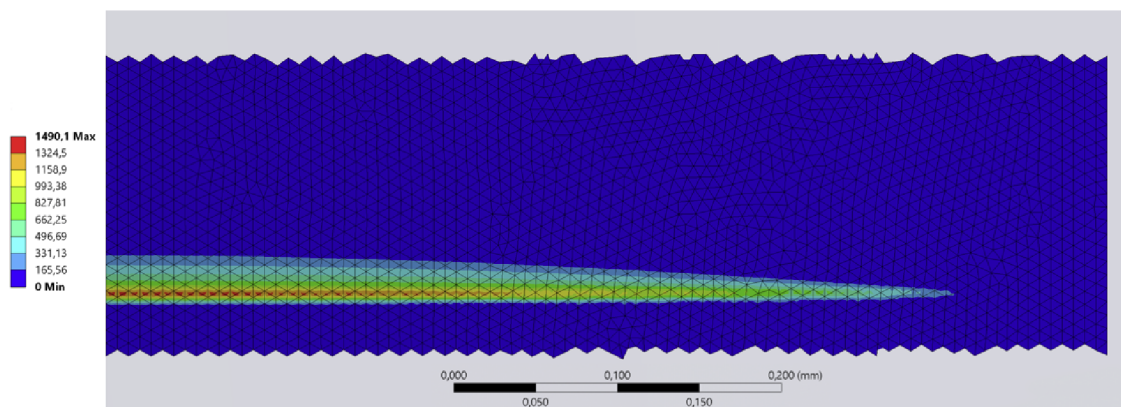
Okrem toho sú výsledné hodnoty tlaku pre všetky 4 varianty zobrazené na obr. 7.9 pre veľkosť prvku 0,02 mm, obr. 7.10 pre veľkosť prvku 0,01 mm, obr. 7.11 pre veľkosť prvku 0,008 mm a obr. 7.12 pre veľkosť prvku 0,007 mm.



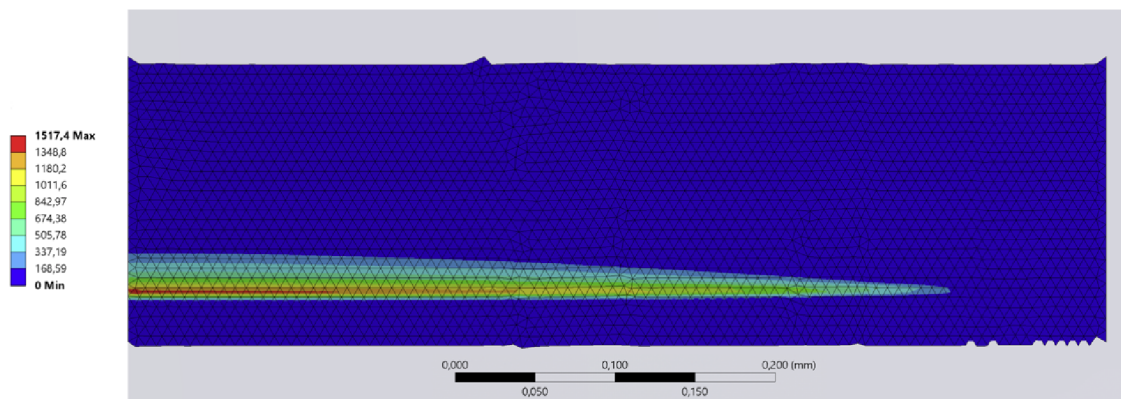
Obr. 7.9: Výsledný tlak [MPa] pre sieť s veľkosťou prvku 0,02 mm na kontaktnej ploche



Obr. 7.10: Výsledný tlak [MPa] pre sieť s veľkosťou prvku 0,01 mm na kontaktnej ploche

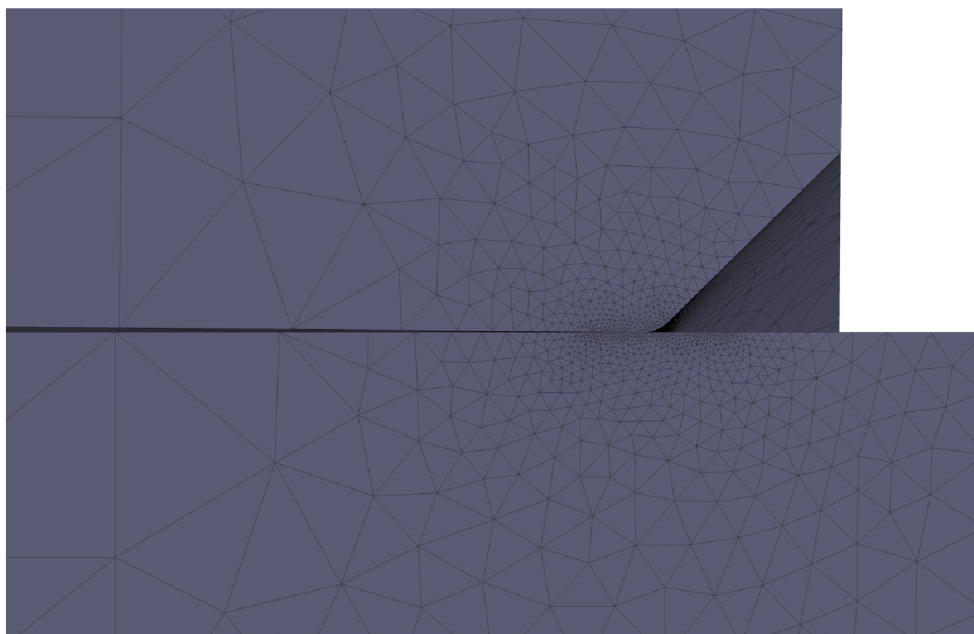


Obr. 7.11: Výsledný tlak [MPa] pre sieť s veľkosťou prvku 0,008 mm na kontaktnej ploche



Obr. 7.12: Výsledný tlak [MPa] pre sieť s veľkosťou prvku 0,007 mm na kontaktnej ploche

Zvolenou variantou pre výpočet bola sieť s veľkosťou prvku 0,008 mm. Celkový počet prvkov v modeli je 249 442 a počet uzlov je 358 813. Na obr. 7.13 je možné vidieť finálnu sieť v oblasti kontaktu so zaoblením vnútornej hrany polomerom 0,1 mm, respektíve v rámci diplomovej práce reprezentujúcim ostrú hranu.

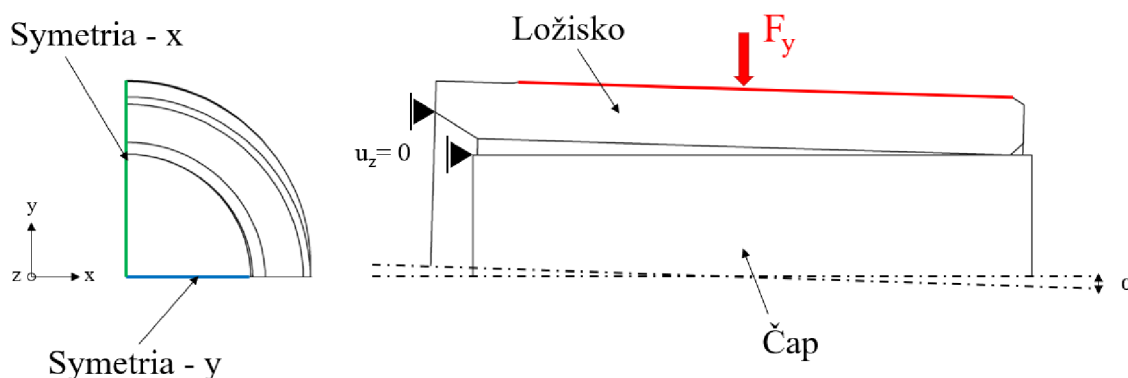


Obr. 7.13: Detail na vysieťovanú geometriu ložiska so zaoblením vnútornej hrany s polomerom 0,1 mm

7.3.4 Okrajové podmienky

Okrajové podmienky boli pre analýzu navrhnuté tak, že pre štvrtinový model boli zavedené podmienky symetrie v dvoch smeroch. Symetria v smere osi x bola aplikovaná na plochy obidvoch telies a symetria v smere osi y bola zavedená na spodnú plochu čapu. Axiálny posuv dvojice telies bol zabezpečený predpísaním nulového posuvu v smere osi z,

ktorý bol aplikovaný do bodu na konci oboch telies. Následne bol na vonkajšiu plochu ložiska nastavený posuv v smere osi y , ktorý reprezentuje zaťažovaciu silu v tomto smere. Pre lepšiu predstavu sú okrajové podmienky znázornené na obr. 7.14.



Obr. 7.14: Okrajové podmienky

7.3.5 Kontaktné podmienky

Pre analýzu bol nastavený kontakt formulovaný pomocou Augmentovanej Lagrangeovej metódy a s koeficientom trenia $f = 0,2$. Zvolená hodnota bola vybraná ako kompromis, pretože v skutočnosti je veľmi náročné ju presne určiť a môže sa pohybovať v rozmedzí od 0,05 až po 0,5. Dôvodom tohto rozsahu hodnôt sú mnohokrát nečistoty, ktoré sa do prostredia dostávajú a ich identifikácia je pomerne neľahká. V jeden moment, napríklad na začiatku prevádzky turbodúchadla je prostredie suché, neskôr sa doň dostanú výfukové plyny, postupom času tam presiakne olej, ktorý sa stretne so zahriatými výfukovými plynmi a nastáva karbonizácia vrstvy povrchu telies, pričom následne sa táto vrstva môže z telesa odlupnúť a je teda možné konštatovať, že situácia v prostredí sa neustále mení a je ťažké ju predikovať.

7.3.6 Model materiálu

Podľa Schmidta a spol. [18] vyhodnotenie opotrebenia na mikroskopickú úroveň bežne vyžaduje definovanie plastických vlastností materiálu. Avšak aplikácia modelu opotrebenia vyvinutého Archardom [2] poskytuje výhodu toho, že mikroskopické efekty sú aproximované makroskopickým kontaktným správaním v kombinácii s empirickým koeficientom opotrebenia. Z toho dôvodu a pretože žiadne plastické deformácie na makroskopickú úroveň nie sú očakávané, je postačujúce použiť lineárny elastický materiálový model. Využitie elastického modelu materiálu taktiež poskytuje možnosť zanedbať vplyv teploty pôsobiacej na mechanizmus.

Vybraným materiálom pre oboje kontaktné telesá bola nehrdzavejúca oceľ AISI 304L, ktorej materiálové vlastnosti sú zobrazené v tabuľke 7.2.

Tabuľka 7.2: Súhrn materiálových vlastností nehrdzavejúcej ocele AISI 304L

E [GPa]	μ [-]	ρ [kg/m ³]	R_e [MPa]	k [mm ² /N]
200	0,29	7900	450	$5 \cdot 10^{-7}$

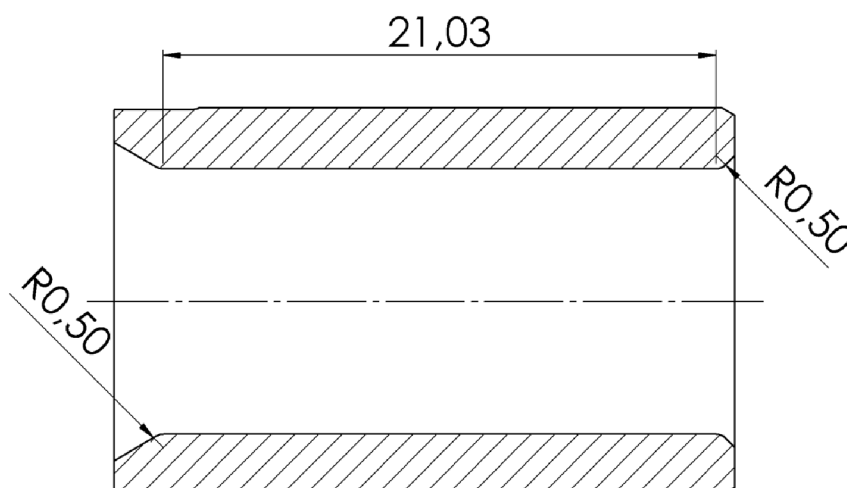
Pričom E je Youngov modul pružnosti, μ Poissonovo číslo, ρ hustota materiálu, R_e medza sklzu a k koeficient opotrebenia čapu, ktorý bol prebratý z práce Schmidta a spol. [18] na základe podobnosti použitého materiálu a rozmerov čapu. Pôvodná hodnota medze sklzu pre tento materiál je $R_e = 210$ MPa. Avšak v skutočnosti býva často čap zaopatrený povrchovou úpravou, najčastejšie nitridovaním. V takomto prípade sa medza sklzu materiálu zvyšuje a podľa Bottoliho a spol. [3] dosahuje pre materiál AISI 304L hodnotu zapísanú v tabuľke vyššie. Medza sklzu po tejto povrchovej úprave bude slúžiť ako referenčný parameter pre výsledné hodnoty kontaktného tlaku.

7.4 Konštrukčný návrh A

Nový konštrukčný návrh kopíroval nastavenia analýzy pôvodného konštrukčného návrhu. Pracovný model bol vysietovaný kvadratickými prvkami typu SOLID 187 s celkovým počtom prvkov 308 642, počtom uzlov 442 389 a veľkosťou prvku na kontaktnej ploche 0,008 mm. Rovnako boli pre nový konštrukčný návrh zavedené totožné okrajové podmienky ako pri pôvodnom návrhu.

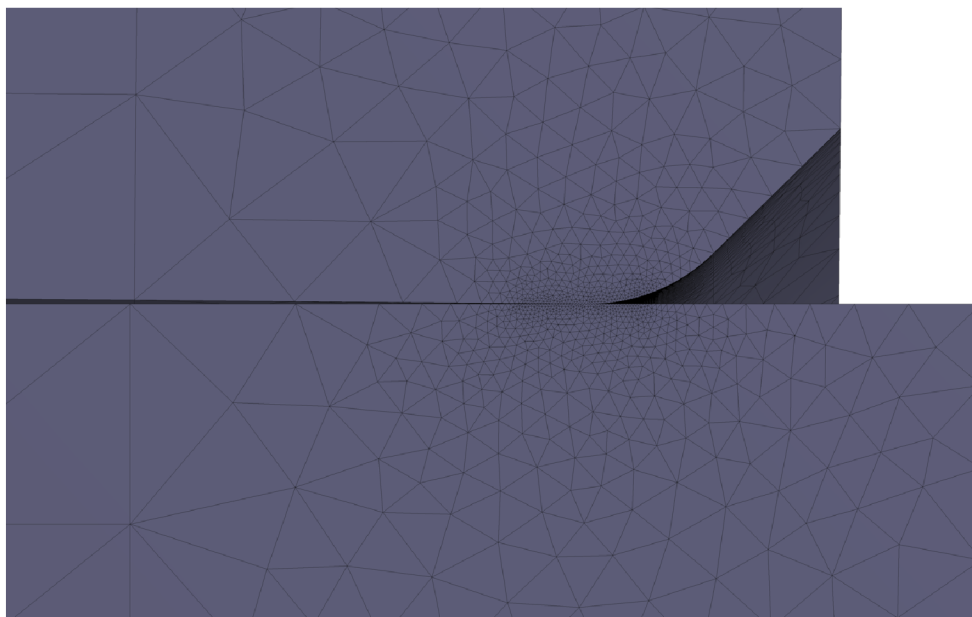
7.4.1 Geometria konštrukčného návrhu A

Zmena geometrie pre súčasný konštrukčný návrh spočívala v zaoblení vnútornej hrany ložiska na polomer 0,5 mm. Zároveň bola so zaoblením zmenená aj dĺžka styčnej plochy ložiska. Náčrt novej geometrie ložiska so zvýraznenými zmenami je možné vidieť na obr. 7.15.



Obr. 7.15: Návrh ložiska so zaoblením vnútornej hrany s polomerom 0,5 mm

Vysieťovaný výsledný model v oblasti kontaktu, po zaoblení vnútornej hrany o polomer 0,5 mm, je znázornený na obr. 7.16.



Obr. 7.16: Detail na vysieťovanú geometriu ložiska so zaoblením vnútornej hrany s polomerom 0,5 mm

7.4.2 Zataženie a kontaktný uhol

V dôsledku zmenšenia dĺžky styčnej plochy ložiska, odvodeného od zmeny polomeru zaoblenia vnútornej hrany, bolo nutné prepočítať zatažovaciu silu F_y pre konštrukčný návrh A. Prepočet bol realizovaný jednoduchou momentovou rovnicou. Zároveň bol pre túto variantu zmenený aj kontaktný uhol α . Hodnoty prepočítaných veličín sú:

- Zatažovacia sila - $F_y = 7,26$ N
- Kontaktný uhol - $\alpha = 0,4905^\circ$

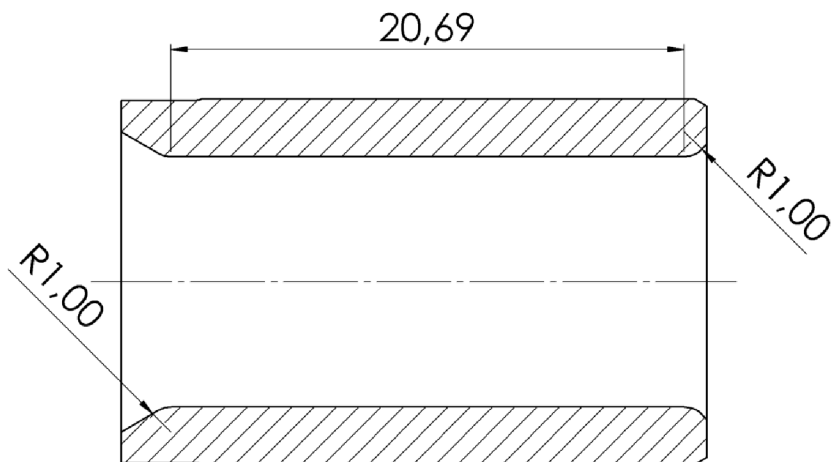
7.5 Konštrukčný návrh B

Rovnako ako predošlý, aj tento konštrukčný návrh kopíroval nastavenia analýzy pôvodného konštrukčného návrhu. Model bol vysieťovaný kvadratickými prvkami typu SOLID 187 s celkovým počtom prvkov 348 205, počtom uzlov 498 310 a veľkosťou prvku na kontaktnej ploche 0,008 mm. Taktiež boli pre nový konštrukčný návrh zavedené totožné okrajové podmienky ako pri pôvodnom návrhu.

7.5.1 Geometria konštrukčného návrhu B

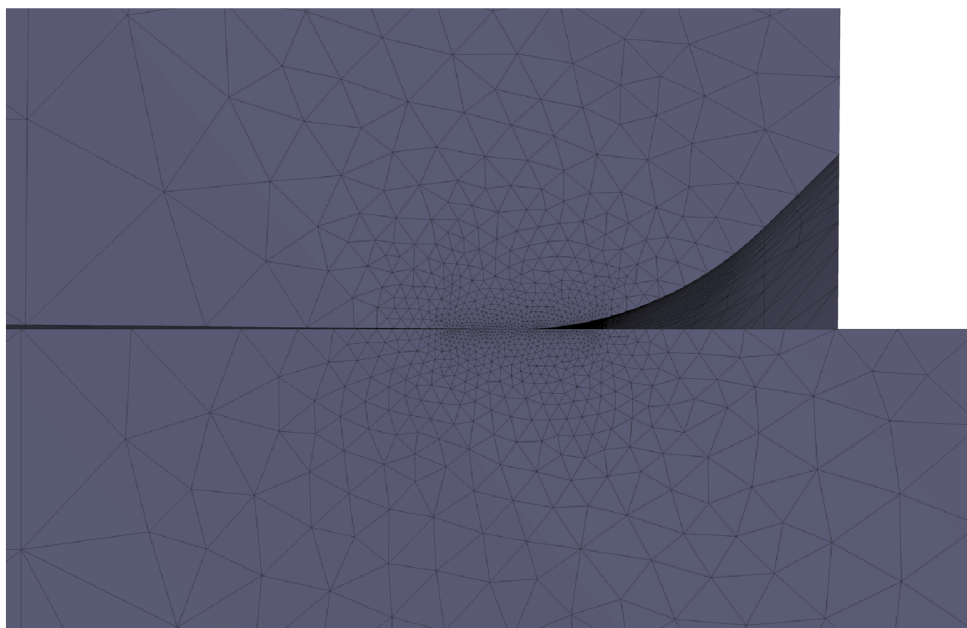
Zmena geometrie pre tento konštrukčný návrh spočívala, rovnako ako pri predošlom návrhu, v zaoblení vnútornej hrany ložiska, avšak tentokrát s polomerom 1 mm. Náčrt

geometrie nového ložiska s vyznačeným polomerom zaoblenia a dĺžkou styčnej plochy je možné vidieť na obr. 7.17.



Obr. 7.17: Návrh ložiska so zaoblením vnútornej hrany s polomerom 1 mm

Vysietovaný výsledný model v oblasti kontaktu, po zaoblení vnútornej hrany o polomer 1 mm, je znázornený na obr. 7.18.



Obr. 7.18: Detail na vysietovanú geometriu ložiska so zaoblením vnútornej hrany s polomerom 1 mm

7.5.2 Zataženie a kontaktný uhol

Na základe zmenšenia dĺžky styčnej plochy ložiska bolo nutné aj pre tento prípad prepočítať zatažovaciu silu F_y . Prepočet bol znova realizovaný jednoduchou momentovou rovnicou. Zároveň bol pre túto variantu zmenený aj kontaktný uhol α . Hodnoty prepočítaných veličín sú:

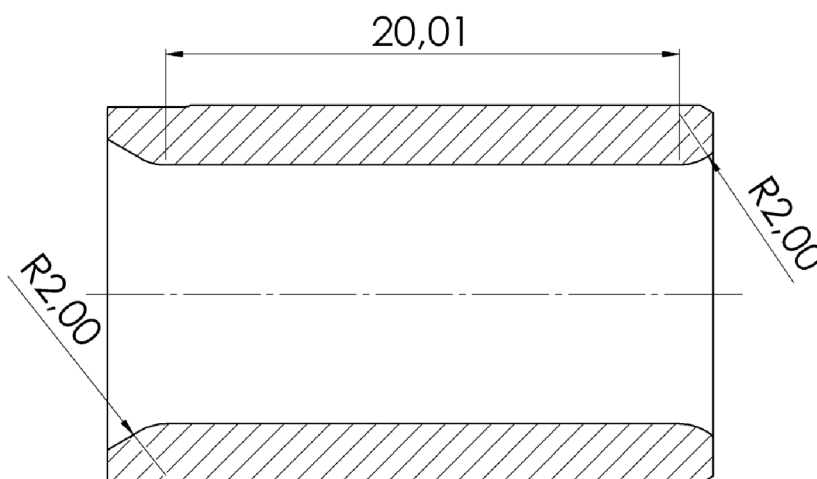
- Zatažovacia sila - $F_y = 7,38$ N
- Kontaktný uhol - $\alpha = 0,4986^\circ$

7.6 Konštrukčný návrh C

Pre posledný konštrukčný návrh boli zavedené rovnaké podmienky nastavenia analýzy ako pri predošlých konštrukčných návrhoch. Model ložiska a čapu bol vysietovaný kvadratickými prvkami typu SOLID 187 s celkovým počtom prvkov 381 974 a počtom uzlov 546 403, pričom veľkosť prvku na kontaktnej ploche ostala nezmenená a jej veľkosť činí 0,008 mm. Pre konštrukčný návrh C boli taktiež zavedené totožné okrajové podmienky ako pri pôvodnom návrhu.

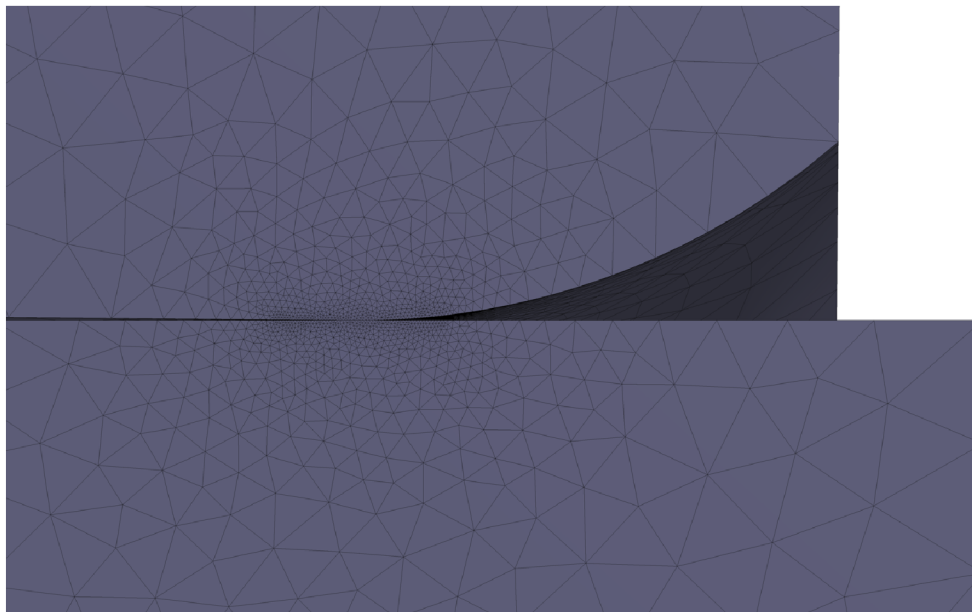
7.6.1 Geometria konštrukčného návrhu C

Zaoblenie vnútornej hrany ložiska bolo pre tento konštrukčný návrh zmenené na polomer 2 mm. Zároveň sa zmenšenie dĺžky styčnej plochy dostalo na hodnotu 20,01 mm. Náčrt geometrie ložiska pre konštrukčný návrh C s vyznačeným polomerom zaoblenia a dĺžkou styčnej plochy je možné vidieť na obr. 7.19.



Obr. 7.19: Návrh ložiska so zaoblením vnútornej hrany s polomerom 2 mm

Vysietovaný výsledný model v oblasti kontaktu, po zaoblení vnútornej hrany o polomer 2 mm, je znázornený na obr. 7.20.



Obr. 7.20: Detail na vysietovanú geometriu ložiska so zaoblením vnútornej hrany s polomerom 2 mm

7.6.2 Zataženie a kontaktný uhol

Takisto ako pri predošlých konštrukčných návrhoch, tak aj pre tento bolo nevyhnutné prepočítať zatažovaciu silu F_y . Prepočet bol znova realizovaný rovnakým spôsobom ako pri ostatných návrhoch. Zároveň bol zmenený aj kontaktný uhol α . Hodnoty prepočítaných veličín sú:

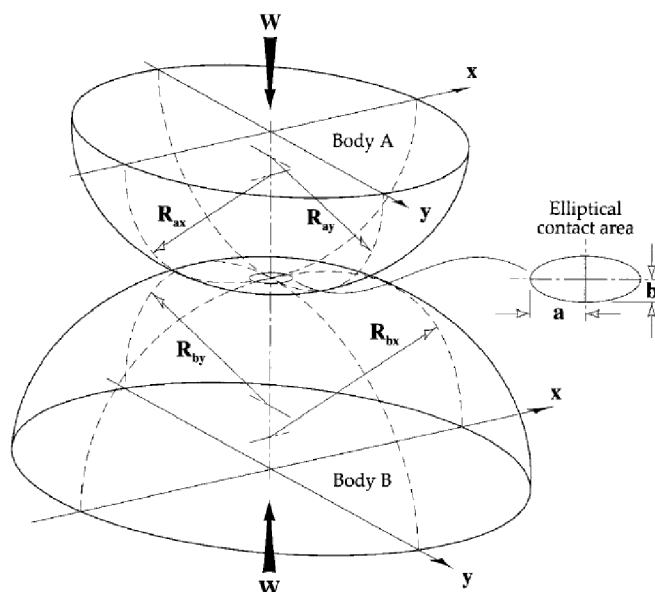
- Zatažovacia sila - $F_y = 7,63$ N
- Kontaktný uhol - $\alpha = 0,5154^\circ$

7.7 Výpočet kontaktného tlaku podľa Hertza

Na overenie výsledkov z analýzy v softvéri Ansys Workbench je vhodné analyticky spočítať referenčnú hodnotu kontaktného tlaku podľa Hertzovej teórie.

Pre sledovanú dvojicu komponentov je v rámci účelov výpočtu podľa Hertzovej teórie zvolený všeobecný prípad geometrie telies s kontaktnou plochou v tvare elipsy, ktorého znázornenie je možné vidieť na obr. 7.21.

7.7 VÝPOČET KONTAKTNÉHO TLAKU PODĽA HERTZA



Obr. 7.21: Všeobecný prípad Hertzovej teórie s kontaktnou plochou v tvare elipsy [20]

Tento typ kontaktu bol vybraný najmä z dôvodu zaoblenia hrany, zvoleného pre ložiskovú panvicu, ktorá je v kontakte s čapom v sledovanej dvojici, a kontaktnému uhlu medzi telesami. Výpočet kontaktného tlaku bol však realizovaný len pre konštrukčný návrh C, kde polomer zaoblenia hrany dosahuje hodnoty 2 mm. Pre všetky ostatné konštrukčné prevedenia uvedené v práci neboli splnené podmienky Hertzovej teórie a k dotyku telies dochádza mimo polomeru zaoblenia.

Rozmery relevantné pre výpočet kontaktného tlaku konštrukčného návrhu s polomerom zaoblenia hrany 2 mm sú:

- Teleso A - Ložisko

Polomer v osi x - $R_{Ax} = 5,045$ mm

Polomer v osi y - $R_{Ay} = 2$ mm

Youngov modul pružnosti - $E_A = 2 \cdot 10^5$ MPa

Poissonovo číslo - $\mu_A = 0,29$

- Teleso B - Čap

Polomer v osi x - $R_{Bx} = 4,955$ mm

Polomer v osi y - $R_{By} = \infty$ mm

Youngov modul pružnosti - $E_B = 2 \cdot 10^5$ MPa

Poissonovo číslo - $\mu_B = 0,29$

Prvým krokom k dosiahnutiu výsledku je výpočet redukovaného polomeru R' pomocou vzťahu

$$\frac{1}{R'} = -\frac{1}{R_{Ax}} + \frac{1}{R_{Bx}} + \frac{1}{R_{Ay}} + \frac{1}{R_{By}}. \quad (7.1)$$

7.7 VÝPOČET KONTAKTNÉHO TLAKU PODĽA HERTZA

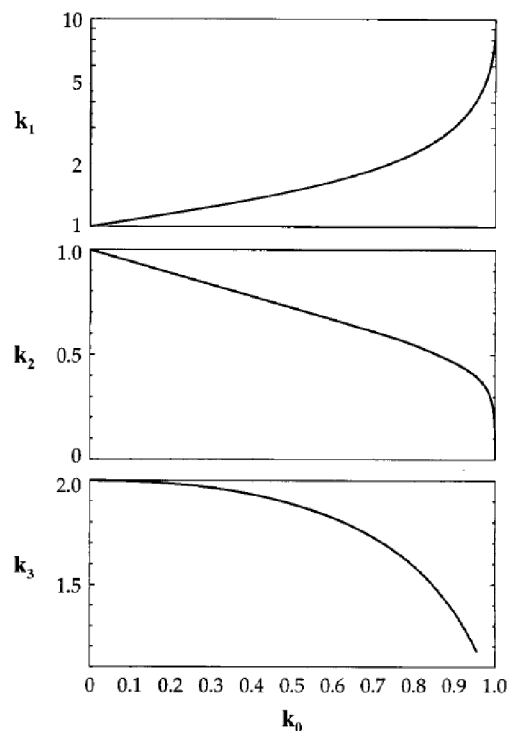
Ďalším krokom je výpočet redukovaného modulu pružnosti E'

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \mu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \mu_B^2}{E_B} \right). \quad (7.2)$$

Nasledujúcim krokom je implementácia vzorca

$$k_0 = \frac{\left[\left(-\frac{1}{R_{Ax}} - \frac{1}{R_{Ay}} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_{Bx}} - \frac{1}{R_{By}} \right)^2 + 2 \left(-\frac{1}{R_{Ax}} - \frac{1}{R_{Ay}} \right) \left(\frac{1}{R_{Bx}} - \frac{1}{R_{By}} \right) \cos 2\phi \right]^{\frac{1}{2}}}{\left(-\frac{1}{R_{Ax}} + \frac{1}{R_{Ay}} + \frac{1}{R_{Bx}} + \frac{1}{R_{By}} \right)}, \quad (7.3)$$

kde k_0 je kontaktný koeficient a ϕ je uhol medzi rovinou obsahujúcou minimálny hlavný polomer zakrivenia telesa A a rovinou obsahujúcou minimálny hlavný polomer zakrivenia telesa B. Na základe k_0 je možné určiť ďalšie kontaktné koeficienty k_1 a k_2 , pomocou ich spoločnej závislosti zobrazenej na obr. 7.22.



Obr. 7.22: Graf závislosti kontaktných koeficientov k_1 , k_2 a k_3 na k_0 [20]

Následne je nutné zistiť rozmery poloos kontaktnej elipsy, ktoré je možné vypočítať podľa Stachowiaka a spol. [20] pomocou vzorcov

$$a = k_1 \left(\frac{3WR'}{E'} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (7.4)$$

7.7 VÝPOČET KONTAKTNÉHO TLAKU PODLA HERTZA

$$b = k_2 \left(\frac{3WR'}{E'} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (7.5)$$

kde a je hlavná poloos kontaktnej elipsy, b je vedľajšia poloos kontaktnej elipsy a W je zatažujúca sila. Dopsiaľ vypočítané hodnoty sa vložia do posledného vzťahu na výpočet kontaktného tlaku p_{max}

$$p_{max} = \frac{3W}{2\pi ab} \quad (7.6)$$

a po dosadení všetkých vypočítaných hodnôt vychádza kontaktný tlak

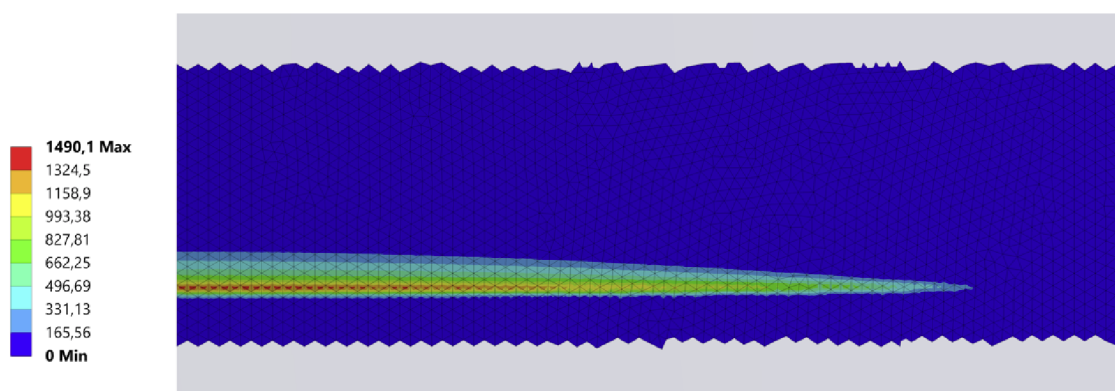
$$p_{max} = 603,46 \text{ MPa}. \quad (7.7)$$

8 Zhrnutie výsledkov

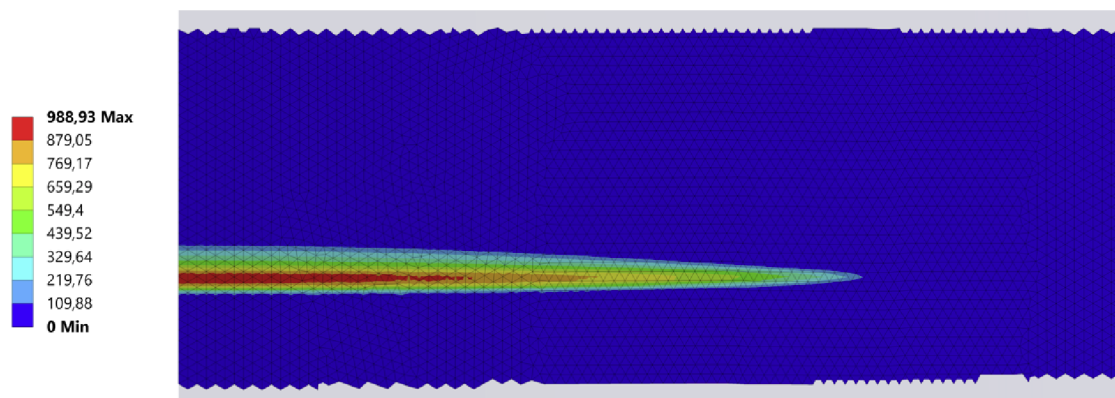
V rámci tejto kapitoly budú zhrnuté zistené výsledky analýz zo softvéru Ansys Workbench. Na základe výsledkov bude zároveň vypočítané a porovnané opotrebenie pre jednotlivé konštrukčné varianty.

8.1 Kontaktný tlak

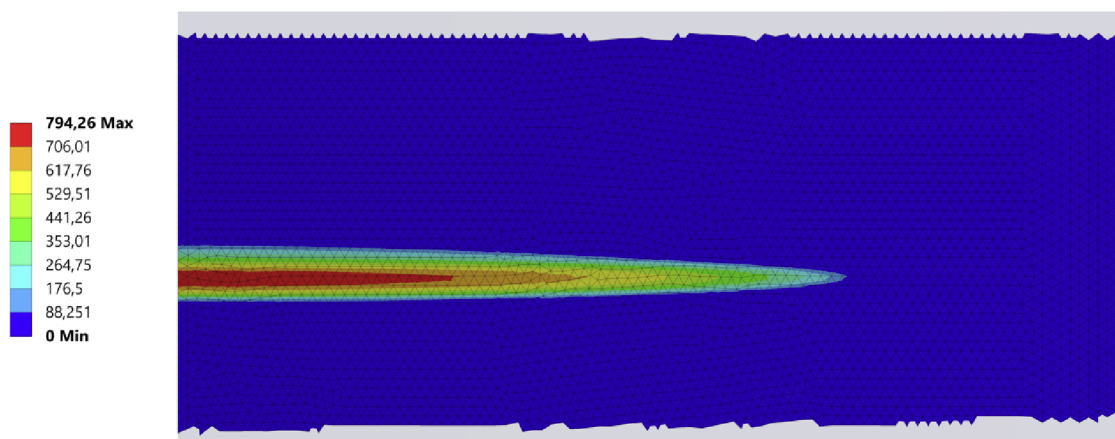
Výsledky kontaktných tlakov pôsobiacich na plochu čapov porovnávaných konštrukčných návrhov sú znázornené v nasledujúcich obrázkoch.



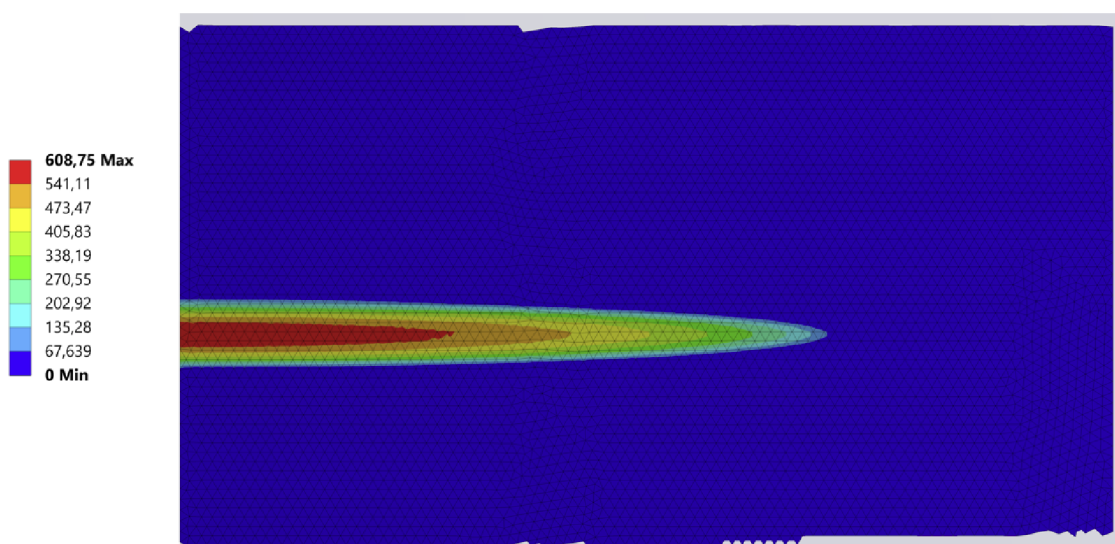
Obr. 8.1: Výsledok kontaktného tlaku [MPa] pri zaoblení hrany s polomerom 0,1 mm



Obr. 8.2: Výsledok kontaktného tlaku [MPa] pri zaoblení hrany s polomerom 0,5 mm



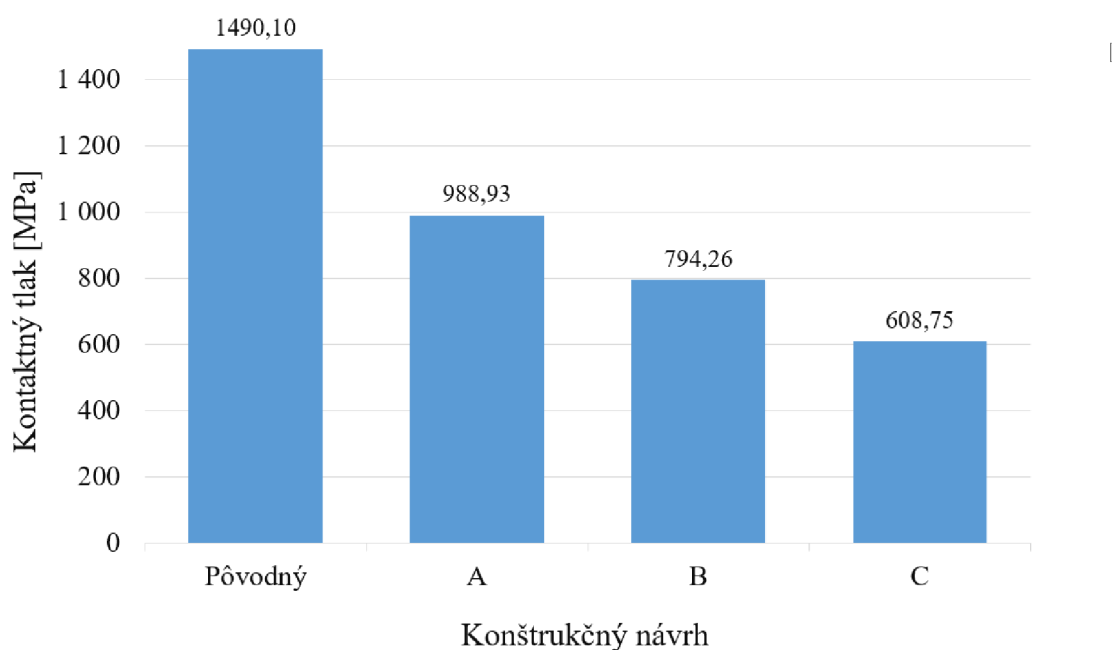
Obr. 8.3: Výsledok kontaktného tlaku [MPa] pri zaoblení hrany s polomerom 1 mm



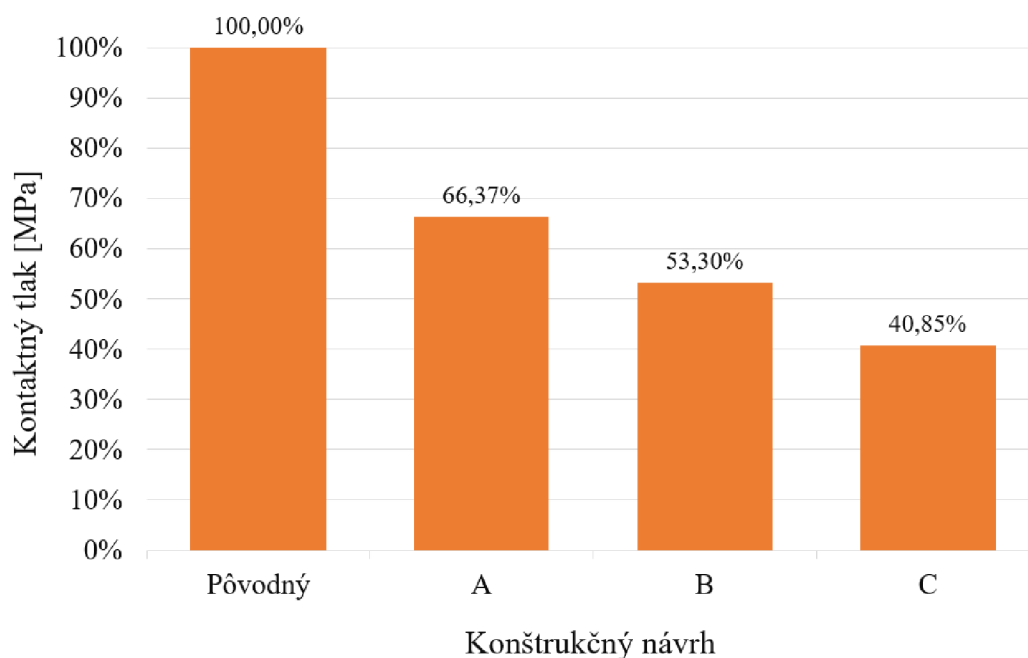
Obr. 8.4: Výsledok kontaktného tlaku [MPa] pri zaoblení hrany s polomerom 2 mm

Na základe obr. 8.4 možno usúdiť, že hodnota maximálneho kontaktného tlaku zisteného pomocou analýzy v softvéri Ansys Workbench odpovedá maximálnemu kontaktnému tlaku vypočítanému pre tú istú konštrukčnú variantu pomocou Hertzovej teórie v predošlej časti práce.

Hodnoty maximálnych kontaktných tlakov pre jednotlivé konštrukčné varianty boli pre lepšiu predstavivosť vykreslené v grafe 8.5. Zároveň boli hodnoty výsledných maximálnych tlakov pre jednotlivé konštrukčné návrhy vyjadrené v % a relatívne porovnané k maximálnemu kontaktnému tlaku pre pôvodné konštrukčné riešenie. Toto porovnanie je znázornené v grafe 8.6.



Obr. 8.5: Graf výsledných maximálnych kontaktných tlakov jednotlivých konštrukčných návrhov

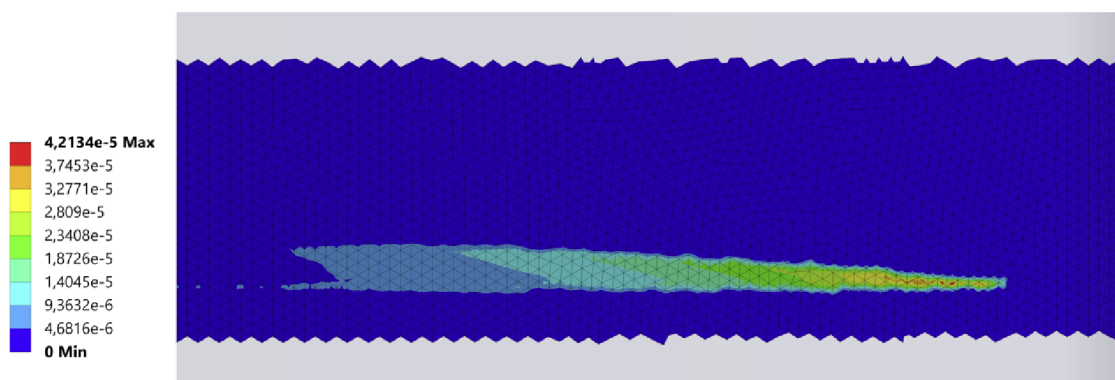


Obr. 8.6: Graf porovnania maximálnych kontaktných tlakov pre jednotlivé konštrukčné návrhy vyjadrených v %

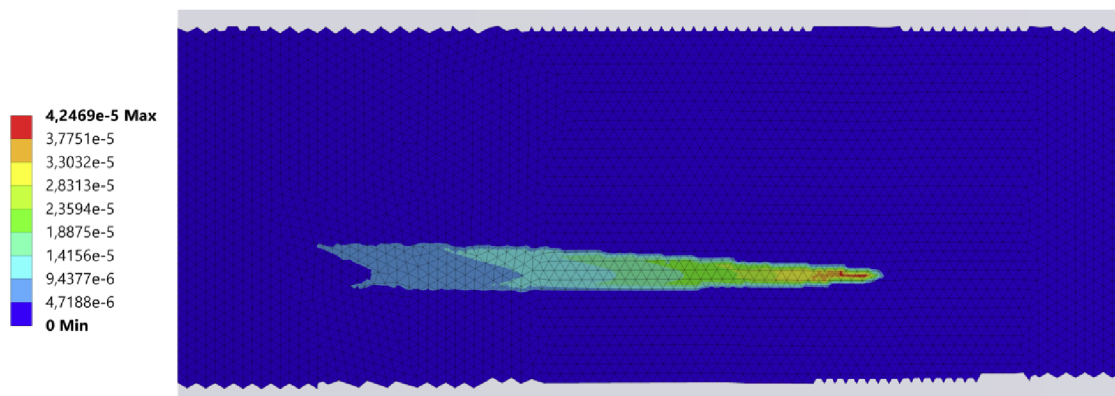
Na základe vyššie zobrazených výsledkov je možné pozorovať významné zníženie kontaktného tlaku pri každej variante v porovnaní s pôvodným konštrukčným riešením. Bohužiaľ sa ani u jedného z návrhov nepodarilo dostať pod medzu sklzu materiálu $R_e = 450$ MPa.

8.2 Klzná vzdialenosť

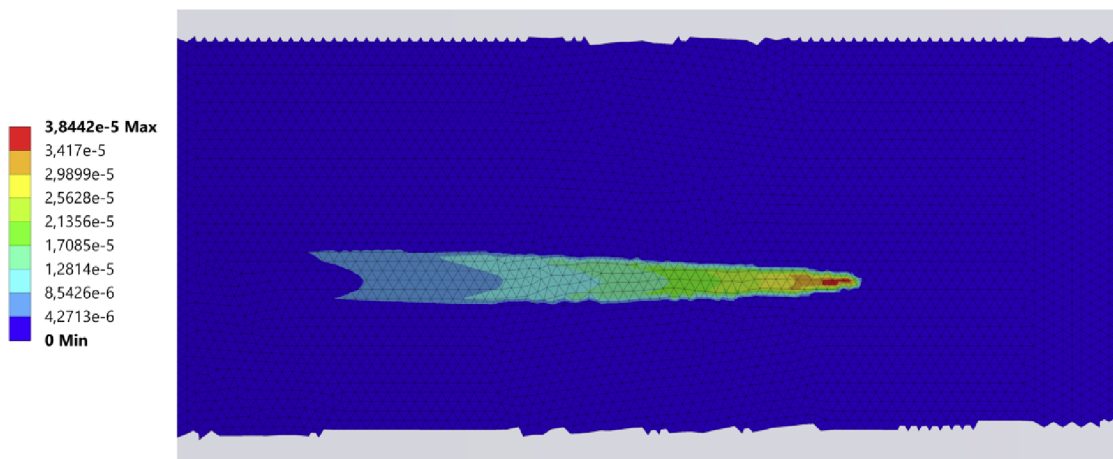
Dôležitým parametrom pre výpočet opotrebenia podľa Archarda [2] je klzná vzdialenosť. Vykreslenie klzných vzdialeností pre jednotlivé porovnávané varianty je možné nájsť na nasledujúcich obrázkoch.



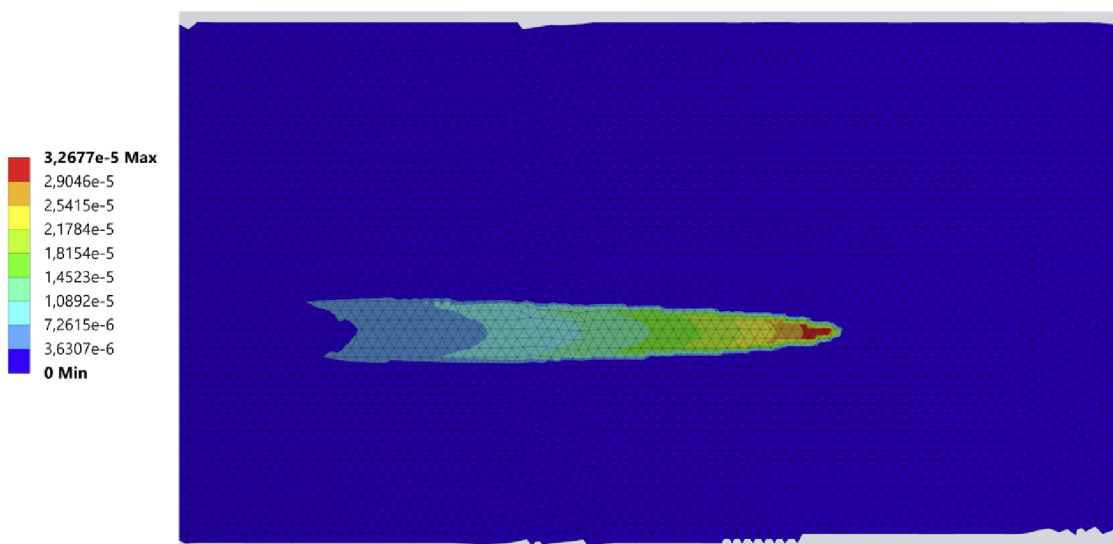
Obr. 8.7: Výsledná klzná vzdialenosť [mm] pri zaoblení hrany s polomerom 0,1 mm



Obr. 8.8: Výsledná klzná vzdialenosť [mm] pri zaoblení hrany s polomerom 0,5 mm



Obr. 8.9: Výsledná klzná vzdialenosť [mm] pri zaoblení hrany s polomerom 1 mm



Obr. 8.10: Výsledná klzná vzdialenosť [mm] pri zaoblení hrany s polomerom 2 mm

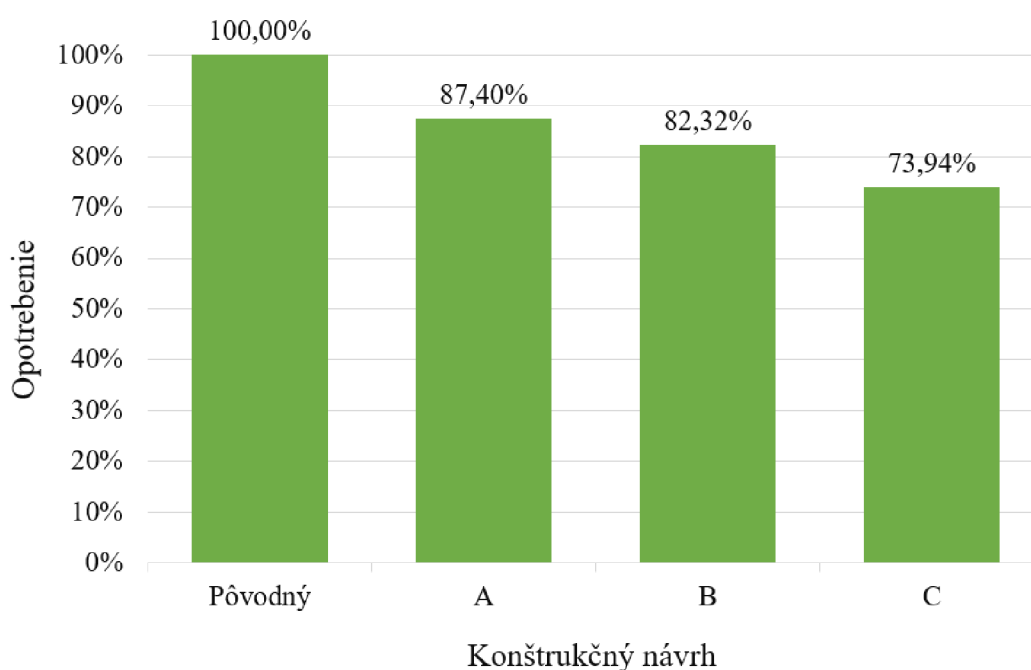
8.3 Opotrebenie hlavného čapu

Ako bolo spomínané v predošlých kapitolách, výpočet opotrebenia hlavného čapu za jeden pracovný zdvih mechanizmu bude prevedený prostredníctvom rovníc 4.11 a 4.12. Na výpočet bolo nutné exportovať z analýz porovnávaných variánt normálovej sily a klznú vzdialenosť jednotlivých uzlov a zapracovať ich do vzorca na výpočet opotrebenia. Výsledné hodnoty objemového opotrebenia spolu s opotrebením prepočítaným na hmotnosť odobraného materiálu sa pre porovnávané varianty nachádzajú v tabuľke 8.1.

Tabulka 8.1: Výsledné opotrebenie pre jednotlivé konštrukčné návrhy

Konštrukčný návrh	Zaoblenie hrany [mm]	Opotrebenie [mm ³]	Opotrebenie [g]
Pôvodný	0,1	$3,4281 \cdot 10^{-11}$	$2,7082 \cdot 10^{-13}$
A	0,5	$2,9963 \cdot 10^{-11}$	$2,3671 \cdot 10^{-13}$
B	1	$2,8211 \cdot 10^{-11}$	$2,2286 \cdot 10^{-13}$
C	2	$2,5348 \cdot 10^{-11}$	$2,0025 \cdot 10^{-13}$

Pre lepšiu predstavivosť hodnôt výsledného opotrebenia jednotlivých konštrukčných návrhov je opotrebenie vyjadrené v % a relatívne porovnané s pôvodným konštrukčným návrhom, ktorý v grafe 8.11 dosahuje 100%.



Obr. 8.11: Porovnanie opotrebenia jednotlivých variánt vyjadreného v %

Záver

Cieľom diplomovej práce bola analýza opotrebenia hlavného čapu mechanizmu regulačného ventilu turbíny a návrh nových konštrukčných riešení uloženia čapu, umožňujúcich zníženie opotrebenia.

Prvou z možných úprav vedúcich k zníženiu opotrebenia bola zmena priemeru hlavného čapu a od neho odvodenej radiálnej vole medzi telesami. Skúmanie zmien spomenutých parametrov v softvéri MSC Adams ukázalo, že vplyv týchto zmien na silu pôsobiacu v kontakte medzi čapom a ložiskom mechanizmu je zanedbateľný, a vhodnejším prístupom bude sledovanie opotrebenia na základe zmeny geometrie ložiska. V rámci analýzy v softvéri Ansys Workbench, kde bol sledovaný vplyv zaoblenia vnútornej hrany ložiska na výsledný kontaktný tlak, bolo zistené zníženie pôsobiaceho kontaktného tlaku pri nových konštrukčných návrhoch až o približne 60% oproti pôvodnému riešeniu. Tieto výrazné zmeny tlaku sa prejavili aj na výslednom opotrebení. Na základe zistených výsledkov možno konštatovať, že vďaka novým konštrukčným prevedeniam uloženia čapu, bolo možné znížiť výsledné opotrebenie na jeden pracovný zdvih mechanizmu až o približne 26%. Takéto zníženie opotrebenia by mohlo mať významný dopad na životnosť mechanizmu regulačného ventilu turbíny.

Jedným z obmedzení využitého spôsobu výpočtu opotrebenia je to, že kvôli neznalosti viacerých materiálových vlastností a premenných vstupujúcich do procesu regulácie tlaku pomocou tohto mechanizmu, bol využitý na výpočet iba elastický model materiálu. Tento fakt zapríčinil to, že výsledné kontaktné tlaky pre jednotlivé konštrukčné varianty slúžili skôr ako elastické porovnávacie napätia, a nie ako reálne napätia vzniknuté v kontakte. V skutočnosti by totižto pri daných hodnotách napätia dochádzalo k plastizácii materiálu. Napriek tomu bolo elastické napätie dostatočné pre účely porovnania jednej konštrukčnej varianty voči druhej. Taktiež je dôležité spomenúť, že v rámci práce v softvéri Ansys Workbench nebolo simulované opotrebenie v rámci celého pracovného cyklu mechanizmu regulačného ventilu turbíny, ale opotrebenie bolo vypočítané pre 1 pracovný zdvih mechanizmu. Základnou podstatou tohoto prístupu nebolo teda vypočítať presné opotrebenie, ale skôr zistiť rozdiel v opotrebení nových variant oproti pôvodnému konštrukčnému návrhu.

Aj napriek tomu, že pri použití danej metódy bolo zistené výrazné zníženie opotrebenia, pre zlepšenie výsledkov práce by mohol byť v budúcnosti analyzovaný celý priebeh pracovného cyklu mechanizmu. Pozitívne dopady na zníženie opotrebenia hlavného čapu mechanizmu okrem tých, ktoré sú spomenuté v práci, by mohlo priniesť taktiež použitie kvalitnejších materiálov pre komponenty čapu a ložiska. Ďalším návrhom by mohlo byť predĺženie geometrie ložiska, a tým následné zníženie sily pôsobiacej v kontaktnej dvojici. Pre budúce práce zaoberajúce sa touto problematikou je rovnako odporúčané využitie plastického modelu materiálu.

Zoznam použitej literatúry

- [1] Ansys Workbench product overview. Ansys, [cit. 2022-2-05].
URL <https://www.ansys.com/products/ansys-workbench>
- [2] Archard, J.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, ročník 24, 09 1953: s. 981 – 988, doi:10.1063/1.1721448.
- [3] Bottoli, F.; Winther, G.; Christiansen, T. L.; ai.: Low-temperature nitriding of deformed austenitic stainless steels with various nitrogen contents obtained by prior high-temperature solution nitriding - metallurgical and materials transactions a. 05 2016.
URL <https://link.springer.com/article/10.1007/s11661-016-3559-7>
- [4] Burkinshaw, M.; Blacker, D.: The high temperature tribological performance of turbocharger wastegate materials. *Institution of Mechanical Engineers - 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*, 12 2014: s. 289–298, doi:10.1533/978081000342.289.
- [5] Chattopadhyay, R.: *Surface wear : analysis, treatment, and prevention*. ASM International, 2001, ISBN 0-87170-702-0,9781615030606,1615030603,9780871707024.
- [6] Colbert, R.; Alvarez, L.; Hamilton, M.; ai.: Edges, clearances, and wear: Little things that make big differences in bushing friction. *Wear*, ročník 268, 01 2010: s. 41–49, doi:10.1016/j.wear.2009.06.030.
- [7] Dickrell, D.: Evolution of Wear in a Two-Dimensional Bushing. *Tribology Transactions*, ročník 47, 04 2004, doi:10.1080/05698190490439175.
- [8] Gwidon Stachowiak, A. W. B.: *Engineering Tribology, Third Edition*. Butterworth-Heinemann, tretie vydanie, 2005, ISBN 9780080531038,9780750678360,0750678364.
- [9] Heisler, H.: *Advanced Engine Technology*. Chapman & Hall, 1998, ISBN 0340568224,9780340568224.
- [10] J.N., R.: *An Introduction to the Finite Element Method*. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, McGraw-Hill Medical Publishing, tretie vydanie, 2009, ISBN 0071267611,9780071267618.
- [11] Jääskeläinen, H.: Fixed Geometry Turbochargers. *DieselNet Technology Guide*, 10 2014.
URL https://dieselnet.com/tech/air_turbo_fixed.php
- [12] Logan, D. L.: *A First Course in the Finite Element Method*. Cengage Learning, piate vydanie, 2011, ISBN 0495668257,9780495668251.
- [13] Lánik, O.: Přepřňování (2. díl): turbodmychadla. *AUTO.CZ*, 07 2004, [cit. 2022-2-05].
URL <http://www.auto.cz/preplnovani-2-dilturbodmychadla-16765>
- [14] Moreira, P.; Silva, M.; Flores, P.: Ground Foot Interaction in Human Gait: Modelling and Simulation. 10 2010.

- [15] Adams Real Dynamics for Functional Virtual Prototyping. MSC Software, 09 2013, [cit. 2022-27-03].
- [16] Wastegate - Turbine Bypass. Turboservis Užice, 2018, [cit. 2022-2-05].
URL <https://www.turboservis.rs/en/turbokompresori/wastegate>
- [17] Salehi, R.; Vossoughi, G.; Alasty, A.: Modeling and Estimation of Unmeasured Variables in a Wastegate Operated Turbocharger. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, ročník 136, 05 2014: str. 052601, doi:10.1115/1.4025498.
- [18] Schmidt, A.; Schmidt, T.; Grabherr, O.; ai.: Transient wear simulation based on three-dimensional finite element analysis for a dry running tilted shaft-bushing bearing. *Wear*, ročník 408, 05 2018, doi:10.1016/j.wear.2018.05.008.
- [19] Schwarz, J.; Andrews, D.: *Considerations for gas stand measurement of turbocharger performance*. 12 2014, ISBN 9780081000335, doi:10.1533/978081000342.253.
- [20] Stachowiak, G.; Batchelor, A.: Engineering Tribology: Fourth Edition. *Engineering Tribology: Fourth Edition*, 09 2013: s. 1–852.
- [21] Toussaint, L.; Marques, M.; Morand, N.; ai.: Improvement of a turbocharger by-pass valve and impact on performance, controllability, noise and durability. 12 2014: s. 137–146, doi:10.1533/978081000342.137.
- [22] Watanabe, P.; Júnior, M.; Takabatake, L.: Wear Analysis of By Pass Valves Applied on Regulated-Two-Stages Turbocharger. 08 2014, s. 288–303, doi:10.5151/engpro-simea2014-42.
- [23] Wilton-Smith, K.; Khan, Z.; Saeed, A.; ai.: Accelerated corrosion tests of wastegated turbocharger's adjustable and fixed end links. 06 2014, ISBN 9781845647742, s. 501–508, doi:10.2495/HPSM140461.

Zoznam použitých skratiek a symbolov

Skratky

CAD	Počítačom podporovaný dizajn (z anglického Computer-aided design)
CPU	Processor (z anglického Central processing unit)
MBS	Multibody simulácia
MKP	Metóda konečných prvkov
UHMWPE	Polyetylén s ultra-vysokou molekulovou hmotnosťou
VGT	Premenlivá geometria turbodúchadla (z anglického Variable-geometry turbocharger)
VNT	Premenlivé natočenie lopatiek turbíny (z anglického Variable-nozzle turbine)

Symboly

F_{cyl}	сила vyvolaná tlakovým rozdielom v aktuátorovom valci
P_{cyl}	tlak v aktuátorovom valci
P_{amb}	atmosférický tlak
F_{sp}	сила pružiny
X_0	počiatočný posuv
X_{WG}	posuv ventilu
F_{flow}	сила vyvolaná prúdom výfukových plynov
K_{sp}	tuhosť pružiny v aktuátore
A_{cyl}	plocha piestu v aktuátore
ω	uhlová rýchlosť
F_v	vertikálna sila
ΔR	zmena polomeru čapu
K_S	koeficient opotrebenia čapu
F	сила

A	oblasť opotrebenia
lw	hlbka opotrebenia
z	dĺžka opotrebenia
t	čas
L	dĺžka ložiska
F_1	zložka sily od tlaku výfukových plynov
F_2	zložka sily od aktuátora
K, k	bezrozmerný koeficient opotrebenia
F_n	normálová sila
H	tvrdosť materiálu
s_f	klzná vzdialenosť
V_W	objemové opotrebenie
N	počet uzlov
$F_{n,i}$	normálová sila pôsobiaca v konkrétnom uzle
$s_{f,i}$	klzná vzdialenosť uzlu
$V_{W,i}$	objemové opotrebenie pre konkrétny uzol
h_i	hlbka opotrebenia v konkrétnom uzle
A_i	kontaktná plocha uzlu
F_s	sila predpätia pružiny
F_v	sila pôsobiaca na ventil
F_p	sila pôsobiaca na piest aktuátora
$\Delta t_1, t_2, t_3$	dĺžka trvania fáz simulácie
F_G	gravitačná sila
F_{max}	maximálna sila
D_c	priemer čapu
c_d	radiálna vôľa
L_l	dĺžka ložiska
D_l	vnútorný priemer ložiska

L_c	dĺžka čapu
Ω	komplexná oblasť
Ω_e	konečný prvok
R_{Ax}, R_{Bx}	polomer telies v osi x
R_{Ay}, R_{By}	polomer telies v osi y
E	Youngov modul pružnosti
μ	Poissonovo číslo
R'	redukovaný polomer
E'	redukovaný modul pružnosti
k_0, k_1, k_2, k_3	kontaktné koeficienty
ϕ	uhol medzi rovinami obsahujúcimi minimálne hlavné polomery zakrievania telies
π	Ludolfovo číslo
W	zaťaženie
a	hlavná poloos kontaktnej elipsy
b	vedľajšia poloos kontaktnej elipsy
p_{max}	maximálny kontaktný tlak
R	polomer
α	kontaktný uhol
r_c	polomer čapu
r_l	vnútorný polomer ložiska
r_1, r_2	dĺžka ramien
f	koeficient trenia
F_y	zaťažovacia sila v osi y
ρ	hustota
R_e	medza klzu