



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ANALÝZA ODVALOVÁNÍ ROLNY NA ČEPU TURBODMÝCHADLA

ROLLING ANALYSIS OF TURBOCHARGER PIN ROLLER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Master's thesis

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. MARTIN PAZOUR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

DOC. ING. PAVEL NOVOTNÝ, PH.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Pazour

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Analýza odvalování rolny na čepu turbodmychadla

v anglickém jazyce:

Rolling Analysis of Turbocharger Pin Roller

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní práce je popis pohybu rolny za provozních podmínek při změně směru rotace, analýza vlivu tření na poměr vnějšího a vnitřního průměru rolny, studie deformací a návrh metodiky hodnocení kontaktních napětí.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše metod řešení daného problému
- 2) Popis pohybu rolny za provozních podmínek
- 3) Analýza vlivu tření
- 4) Analýza vlivu vůle
- 5) Volba nových rozměrů a materiálů
- 6) Návrh metodiky hodnocení
- 7) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] PÍŠTĚK, V. Aplikovaná mechanika. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1984
- [2] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991
- [3] FEMFAT MAX and BASIC Users Manual. St. Valentin: Magna Powertrains, 2005
- [4] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Mechanika těles - Pružnost a pevnost I. Nakladatelství VUT v Brně, 1992

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 1.12.2012



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je popis pohybu roleru u VNT turbodmychadla. Diplomová práce je vytvořena ve spolupráci s vývojovým střediskem firmy Honeywell v Brně. Práce obsahuje rešerši zabývající se ovládáním turbodmychadel a možnosti řešení kontaktních úloh. V práci je dále rozebrána problematika statického a dynamického namáhání. Tato namáhání jsou podložena počítačovými výpočty v programu Ansys. V závěru jsou doporučeny jakých rozměru a součinitelů tření je nejvhodnější použít z hlediska minimálního opotřebení kontaktních součástí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kontakt, namáhání, unášeč, roler, čep, nozzle ring, Ansys, VNT, turbodmychadlo, tlak

ABSTRACT

The subject of the diploma thesis is a description of movement of a roller which is a part of turbocharger. The diploma thesis is created in cooperation of the research department of Honeywell in Brno. The thesis consists of review concerning operating of turbochargers and possibilities of solving contact problems. Then static and dynamic conditions in contact are treated in the following part. Contact pressures are generated using numerical simulation in Ansys software. In the conclusion sizes and coefficients of friction which are recommended as the most suitable to achieve minimal wear of the components in contact.

KEYWORDS

Contact, strain, unison ring, roller, pin, nozzle ring, Ansys, VNT, turbocharger, pressure



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAZOUR, M. *Analýza odvalování rolny na čepu turbodmýchadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 88 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Radkovi Jandorovi, Ph.D. za pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce, dále bych rád poděkoval doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D. za vedení diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mě při studiu podporovali, zvláště děkuji svým rodičům za trpělivost a finanční zázemí během celého mého studia.



OBSAH

1	Úvod	11
1.1	Formulace problému	11
1.2	Definice cílu diplomové práce	11
2	Úvod do problematiky turbodmychadel	13
2.1	Princip činnosti a konstrukce turbodmychadla	13
2.2	Regulace Turbodmychadel	15
2.2.1	Regulace pomocí odpouštění výfukových plynů před turbínou	16
2.2.2	Regulace šířky statoru turbíny	16
2.2.3	Regulace směrovou klapkou v bezlopatkovém statoru turbíny	17
2.2.4	Regulace natočením lopatek statoru turbíny	18
3	Teoretické řešení odvalování	20
3.1	Normálové zatěžování	20
3.1.1	Hertzova kontaktní teorie	20
3.1.2	Johnsonova teorie	25
3.1.3	Radzimovského teorie	25
3.1.4	Goldsmithův model	26
3.1.5	Lankaraniho a Nikravesiho model	26
3.2	Tečné zatěžování	26
3.2.1	Kalkerova teorie	27
3.2.2	Model Shena, Hedricka a Elkinse	28
3.3	Numerické řešení	29
3.4	Porovnání kontaktního tlaku dle Hertze a MKP	29
3.4.1	Analytický výpočet	30
3.4.2	Výpočet pomocí MKP	31
3.5	Výběr metody řešení	33
4	Statické zatěžování	34
4.1	Vytvoření modelu	34
4.1.1	Geometrie modelu	34
4.2	Nastavení kontaktů	35
4.3	Diskretizace modelu geometrie	38
4.4	Vazby a zatížení	39
4.5	Nastavení řešiče	40
4.6	Analýza výsledku	40
4.7	Optimalizace rozměrů	42
4.8	Zhodnocení výsledků	46



5	Dynamické zatěžování.....	47
5.1	Kontakty.....	48
5.2	Diskretizace modelu geometrie.....	48
5.3	Vazby a zatížení.....	49
5.4	Nastavení řešiče	50
5.5	Analýza výsledků.....	50
5.6	Optimalizace vstupních parametrů	54
5.7	Zhodnocení výsledků.....	58
	Závěr.....	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů	65
	Seznam použitých obrázků.....	67
	Seznam použitých grafů	68
	Seznam použitých tabulek	69
	Seznam příloh.....	70



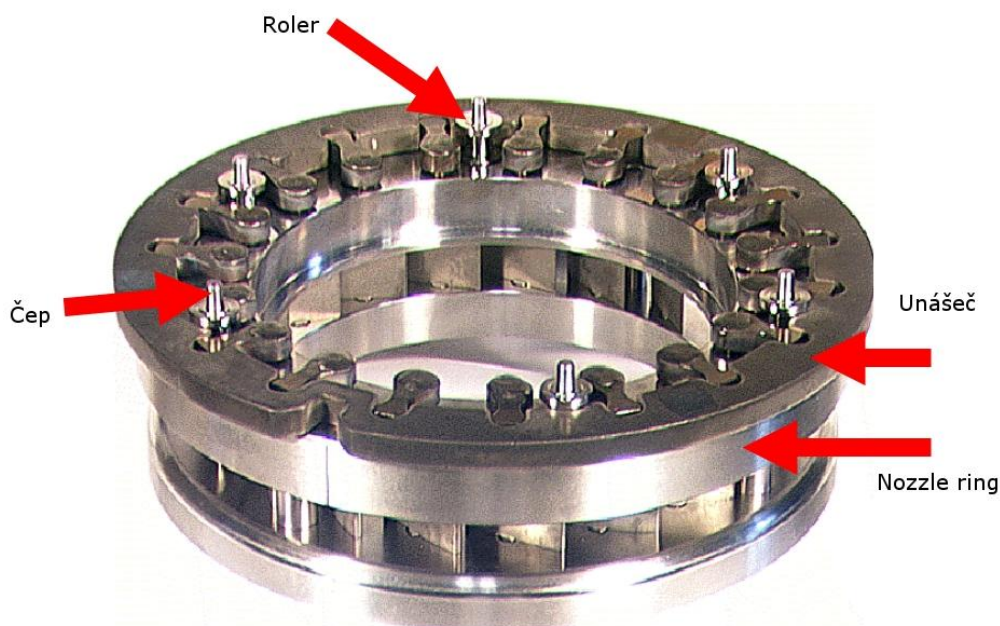
1 ÚVOD

1.1 FORMULACE PROBLÉMU

Při nastavování potřebného hmotnostního toku výfukových plynů na turbodmychadlu s variabilním nastavením lopatek dochází k mechanickému kontaktu mezi čepem, rolnou a ovládacím prstencem („unášečem“). Na základě teorie bude zkoumáno, za pomoci výpočtového modelování metodou konečných prvků s počítačovou podporou programu Ansys, napěťové rozložení, třecí práce a celková skluzová vzdálenost v kontaktních místech.

1.2 DEFINICE CÍLU DIPLOMOVÉ PRÁCE

Cílem diplomové práce je analýza odvalování rolny na čepu nozzle ringu turbodmychadla s variabilním nastavením geometrie lopatek statoru turbíny za běžných provozních podmínek. Následná optimalizace rozměru vnějšího a vnitřního průměru rolny, studie deformace a návrh metodiky hodnocení kontaktních napětí.

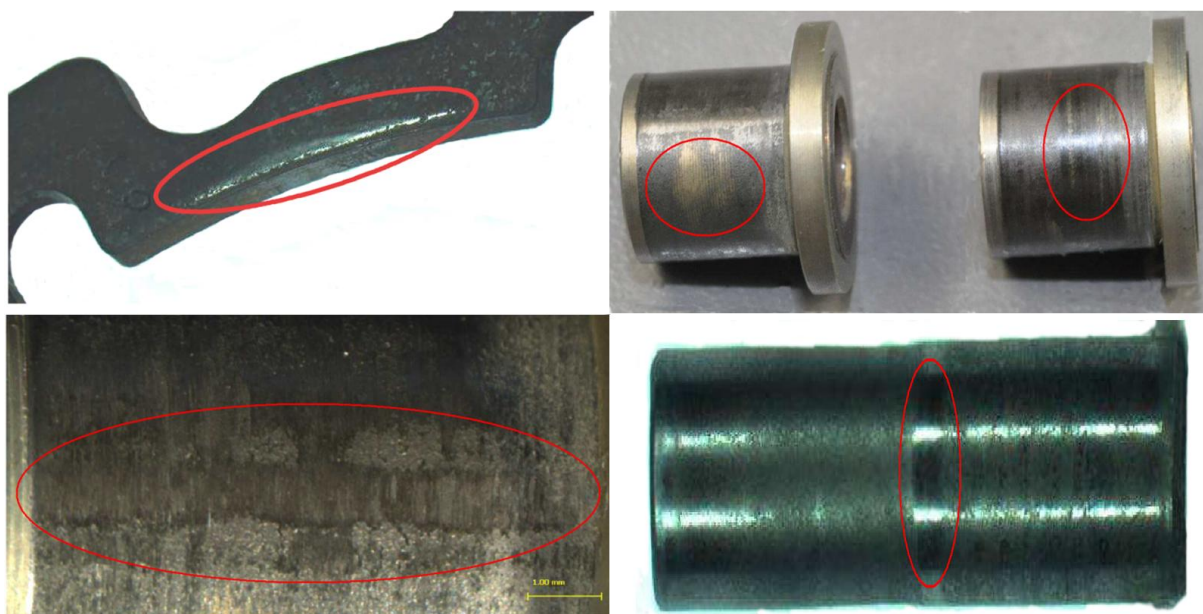


Obr. 1 Ovládací mechanismus VNT turbodmychadla [7]

Hlavním problémem při nastavování rozváděcího mechanismu je nadměrné opotřebování pohybujících součástí. Jednou z nejvíce namáhaných částí je roler. Při špatném návrhu rozměru a při příliš vysokém součiniteli tření, který se zvyšuje s nárůstem usazenin z výfukových spodin, dochází ke změně pohybu rolery. Rolery koná rotační pohyb kolem čepu, taktéž unášeč se otáčí kolem své osy a je v kontaktu s rolerem. Unášeč má za úkol natáčení všech lopatek na jednu, je ovládán pomocí aktuátoru. Rolery zamezují v radiálním a axiálním pohybu unášeči. Čepy jsou pevně ukotveny v nozzle ringu a umožňují rotační pohyb rolery.



Právě nevhodný konstrukční návrh způsobuje, že se rotační pohyby mění ve smýkání, a tím se životnost roleru, čepu a unášeče velmi zkracuje. Následně dochází k nesprávnému pracování celé sestavy turbodmyhadla.



Obr. 2 Lokální opotřebení [7]

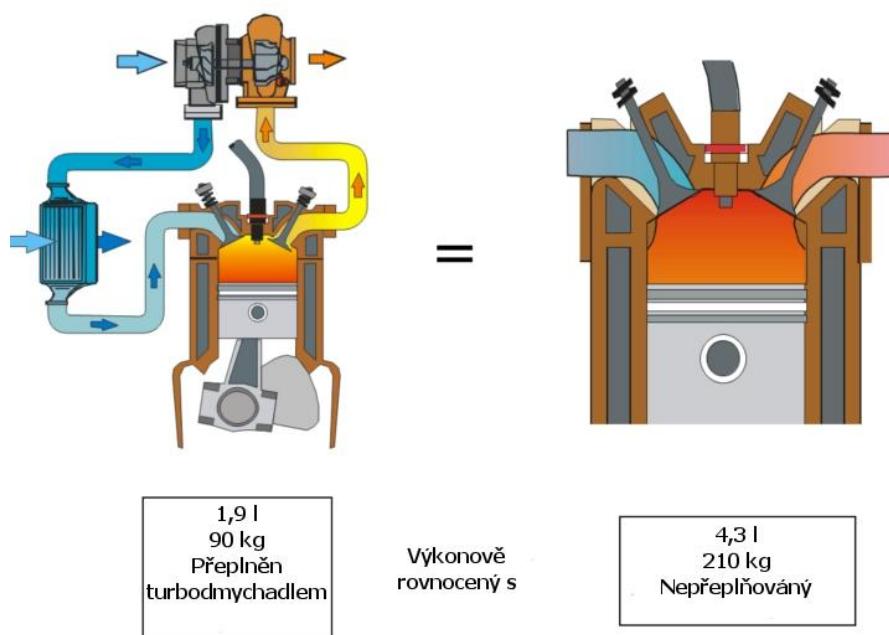


2 ÚVOD DO PROBLEMATIKY TURBODMYCHADEL

V současné době turbodmychadla u spalovacích motorů zažívají obrovský rozmach, je to jednak způsobeno současnou tendencí rekuperace jinak nevyužité energie toku výfukových plynů a jednak tzv. „Downsizingem“ – snižováním zdvihového objemu motoru, při zachování stejného nebo dokonce vyššího výkonu. Atmosférické motory jsou pomalu vytlačovány a nahrazovány přeplňovanými motory. V minulosti se přeplňovaly převážně motory diesellové, u benzinových byl problém s detonačním hořením nebo spíše hranicí detonačního spalování. [6],[7]

Hlavní výhody přeplňování: [6]

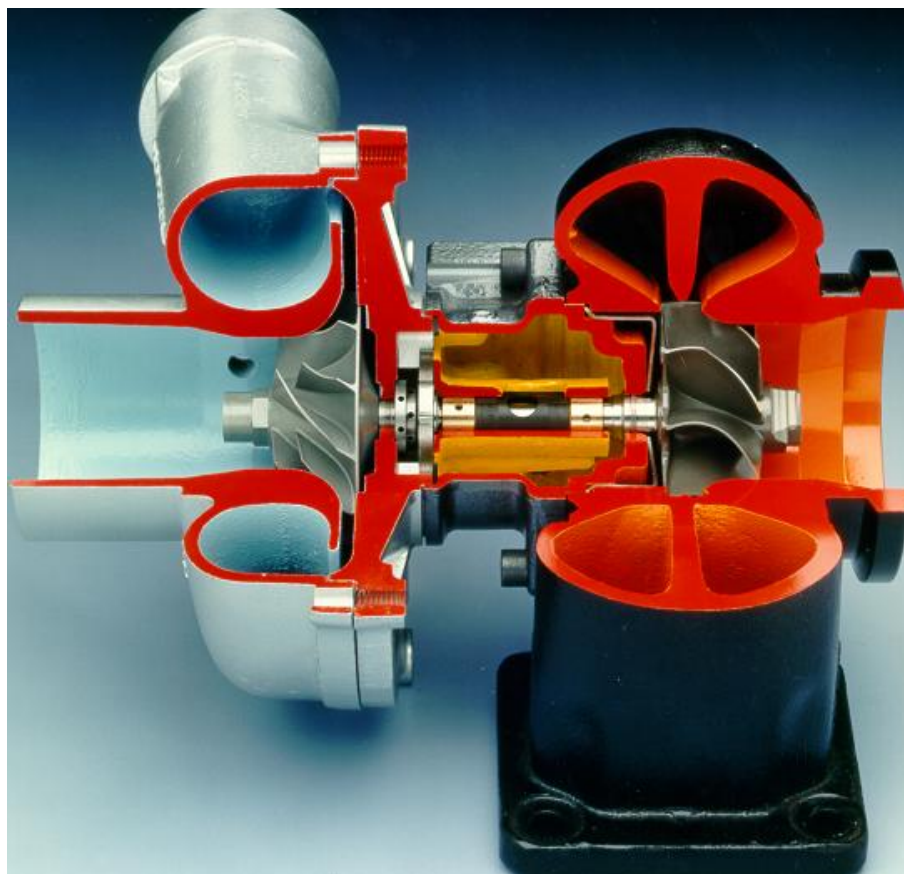
- Zvýšení efektivního výkonu motoru P_e
- Zlepšení energetické bilance motoru (minimalizace negativní plochy p-V diagramu)
- Lepší otáčková a momentová pružnost
- Zmenšení jednotky, takže menší zastavovací plocha ve vozidle
- Méně škodlivých látek v ovzduší
- Využití výfukových plynů



Obr. 3 Porovnání přeplňovaného a nepřeplňovaného motoru [6]

2.1 PRINCIP ČINNOSTI A KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

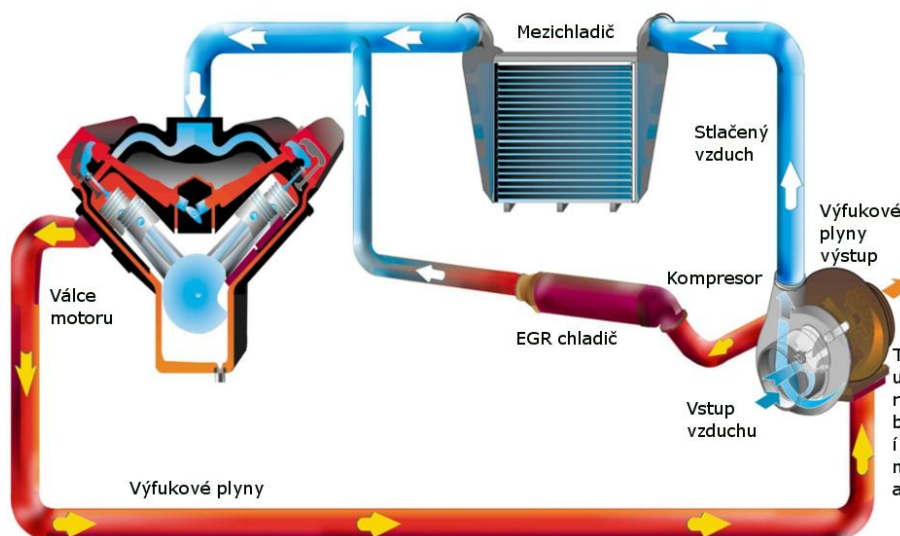
Turbodmychadlo je zařízení, které zvyšuje tlak vzduchu dopravovaného do spalovacího prostoru a je poháněno výfukovými plyny. Turbodmychadlo se skládá ze tří základních částí, *kompresorové, centrální (ložiskové) a turbínové* (viz Obr. 4). Kompresorová skříň je většinou vyrobena z hliníkové slitiny, zatímco centrální a turbínová část je vyrobena z temperované šedé litiny. Kompresorové kolo je vyrobeno z hliníkové slitiny a turbínové kolo většinou z niklové žáruvzdorné slitiny.



Obr. 4 Turbodmychadlo [7]

Turbína (pravá část turbodmychadla) je roztáčená proudem výfukových plynů vystupujících z motoru, které jsou díky spirálovitému tvaru skříně přiváděny kolmo k ose rotace. Turbínové kolo je umístěno na společné ose s kompresorovým (dmychadlovým) kolem, které nasává vzduch a za pomoci dmychadlové skříně (levá část turbodmychadla) jej stlačuje a přes mezichladič vzduchu dopravuje do spalovacího prostoru. Vzduch stlačený kompresorem má větší tlak nežli atmosférický, díky tomu vstupuje do spalovacího prostoru více vzduchu, takže může být přivedeno i více paliva. Toto je hlavní příčinou vyššího výkonu.

Prodleva mezi sešlápnutí akcelérátoru a záběrem motoru díky turbodmychadlu je nazýván turboefektem. Tento nežádoucí efekt je eliminován použitím dvojice kompresoru a turbodmychadla, nebo dvěma turbodmychadly.



Obr. 5 Schéma přeplňování spalovacího motoru [7]

V současné době vyráběné spalování motoru musí odpovídat přísným normám ohledně výfukových plynů. Jednou z možností snížení NO_x je použití EGR ventilu, který vrací část výfukových plynů zpět do sacího potrubí. Vedlejším účinkem popisovaného procesu je nárůst pevných částic, které jsou zachycovány filtrem pevných částic.

Otáčky turbodmychadla jsou velmi vysoké. Podle velikosti a konstrukce rotující součásti dosahují až $250\,000 \frac{1}{min}$. V těchto vysokých otáčkách nejsou klasická kuličková ložiska schopna pracovat, proto se používají speciální kuličková ložiska nebo fluidní (kapalinová), kde se součásti prakticky nedotýkají a mezeru mezi nimi vyplňuje olejová vrstva. Olej je dopravován z mazací soustavy motoru a následně chlazen v olejovém chladiči.

2.2 REGULACE TURBODMYCHADEL

Regulace turbodmychadel je hlavním nástrojem k výraznému zvýšení otáčkové a momentové pružnosti vznětových a zážehových motorů. Regulací lze dosáhnout maxima točivého momentu už při nízkých otáčkách, což vede k navýšení akcelerační schopnosti. Hlavními omezujícími faktory jsou maximální spalovací tlaky a teploty spalin před turbínou, u zážehových motorů ještě detonační hoření. [6]

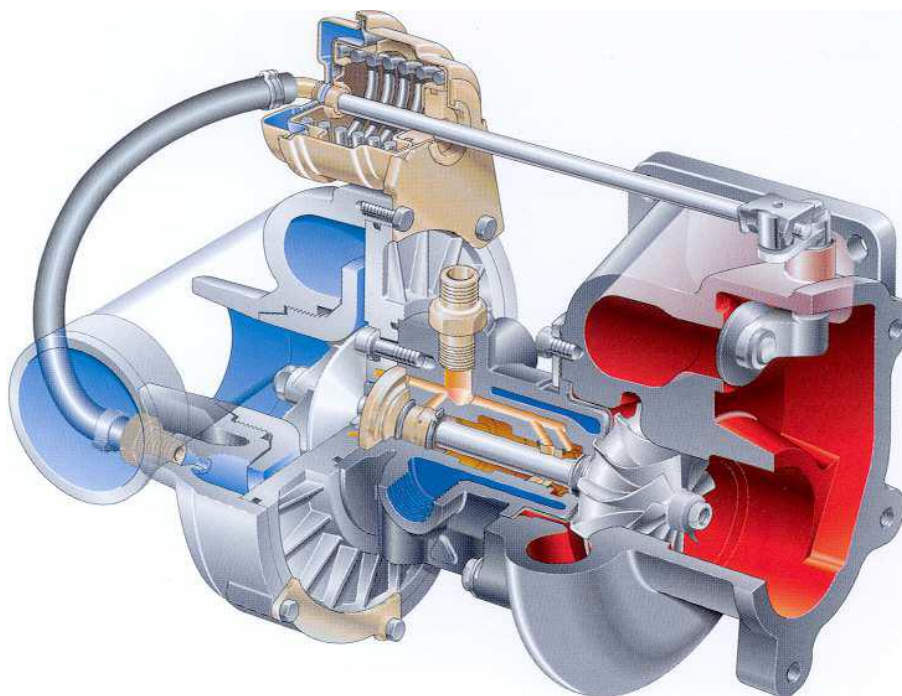
Turbodmychadlo lze regulovat mnoha způsoby, proto vyberu nejpoužívanější metody: [6]

- 1) Odpouštěním výfukových plynů před turbínou
- 2) Změnou geometrie lopatek
 - a) Změnou šířky statoru turbíny
 - b) Řídící směrovou klapkou v bezlopatkovém statoru turbíny
 - c) Natáčením lopatek statoru turbíny



2.2.1 REGULACE POMOCÍ ODPOUŠTĚNÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ PŘED TURBÍNOU

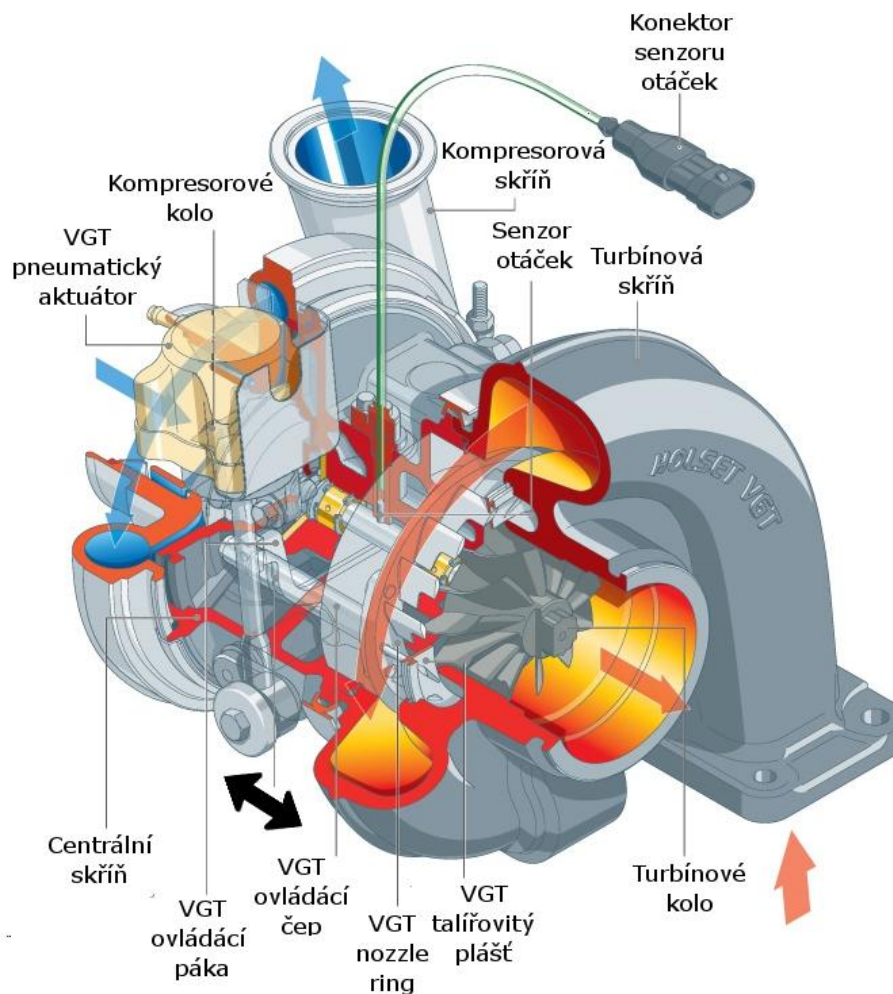
Jde o „wastegate“, nejjednodušší systém regulace, kde se odpouští část výfukových plynů dříve, než dorazí do turbíny. Ventil se podle potřeby otevře nebo zavře. Ovládání ventilu probíhá za pomoci samotného plnicího tlaku a vratné pružiny. Po překročení horní hranice plnicího tlaku se ventil otevře, a tím umožní přebytečným výfukovým spalinám odvod ze soustavy. Velkou nevýhodou je, že ventil zůstává uzavřen i při částečném zatížení, což má za následek nárůst ztrát a zhoršení účinnosti motoru. Tato nevýhoda může být eliminována pomocí elektronické regulace. Tento způsob regulace se používá pro optimalizaci během nízkých otáček, problém je zvyšování ztrát při vysokých otáčkách. [11]



Obr. 6 Turbodmychadlo s integrovaným obtokovým ventilem [12]

2.2.2 REGULACE ŠÍŘKY STATORU TURBÍNY

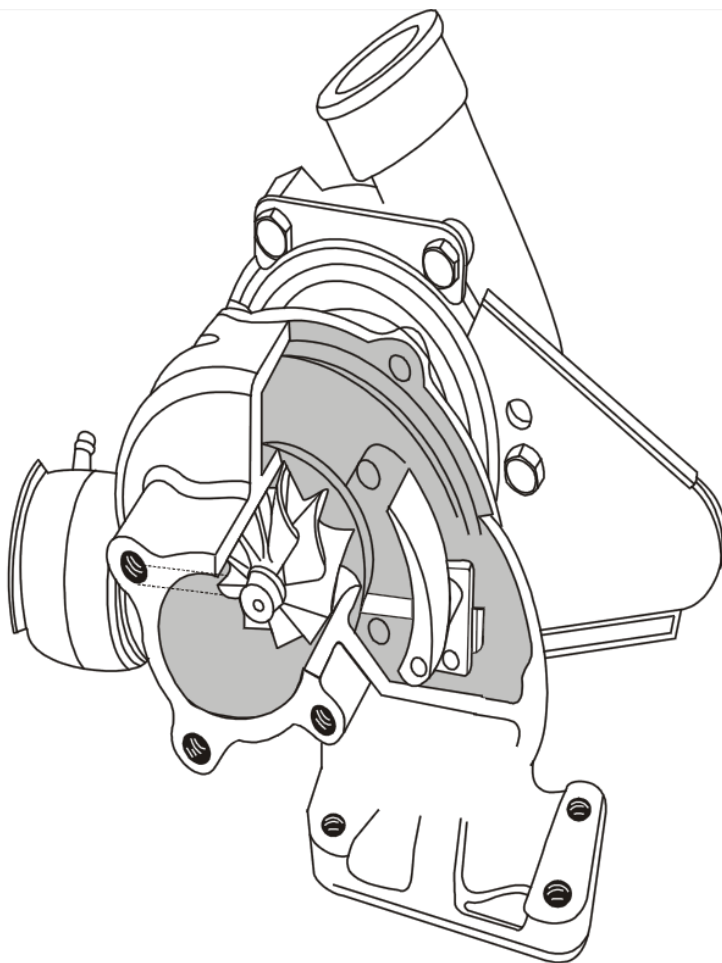
Regulace šířky statoru turbíny je poměrně jednoduchý systém, kde se mění průtočná plocha statoru za pomoci axiálně posuvného rozváděcího kola, na kterém jsou umístěné rozváděcí lopatky. Mechanismus je ovládán pneumaticky, ale dnes se postupně přechází na elektrické ovládání. Tento druh regulace má mnoho výhod oproti obtokovému ventilu. Hlavní výhoda je, že turbínou prochází celý hmotnostní tok výfukových plynů, tudíž jsme schopni využít maxima energie. Lopatky, které rozvádí výfukové plyny, jsou uloženy nepohyblivě a jsou natočeny na ideální úhel náběhu toku spalin na turbínové kolo po celém rozsahu otáček motoru. [6]



Obr. 7 VGT turbodmychadlo firmy Holset [13]

2.2.3 REGULACE SMĚROVOU KLAPKOU V BEZLOPATKOVÉM STATORU TURBÍNY

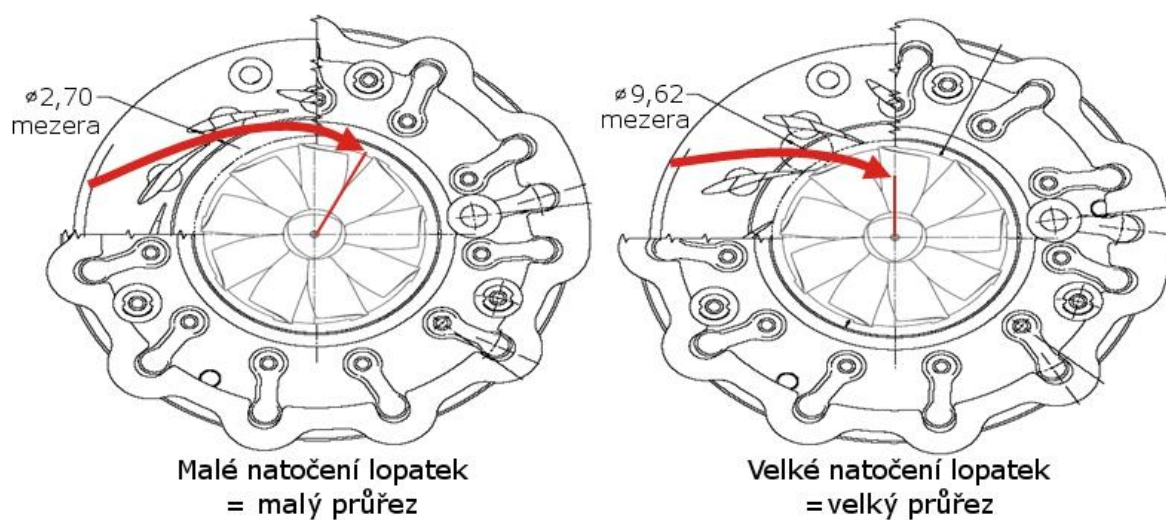
Směrová klapka je umístěna v rozváděcí skříni turbíny, která nemá žádné jiné přídavné lopatky. Jediná pohyblivá část je řídicí klapka, která je ovládána elektropneumatickým tlakem regulovaným v elektromagnetickém ventilu za pomoci membránové jednotky. Systém regulace pracuje na jednoduchém fyzikálním principu, a to na změně průtočného průřezu, to znamená, že dojde ke změně rychlosti proudění spalín. Při nízkých otáčkách motoru řídicí klapka zmenší průtočný průřez, proto výfukové plyny proudí rychleji, a tím zvýší rychlost otáčení turbínového kola a následně zajistí dostatečný plnicí tlak. Během zvyšování otáček motoru, s tím spojené zvětšování hmotnostního tlaku, se klapka otvírá, proto se průřez zvětšuje. Toto je hlavní výhoda oproti „wastegatu“, kde je část spalín odvedena bez užitku. Proto se někdy tyto dvě varianty kombinují. Po maximálním otevření směrové klapky je otevřen i „wastegate“, který se stará o konstantní hmotnostní průtok. [6]



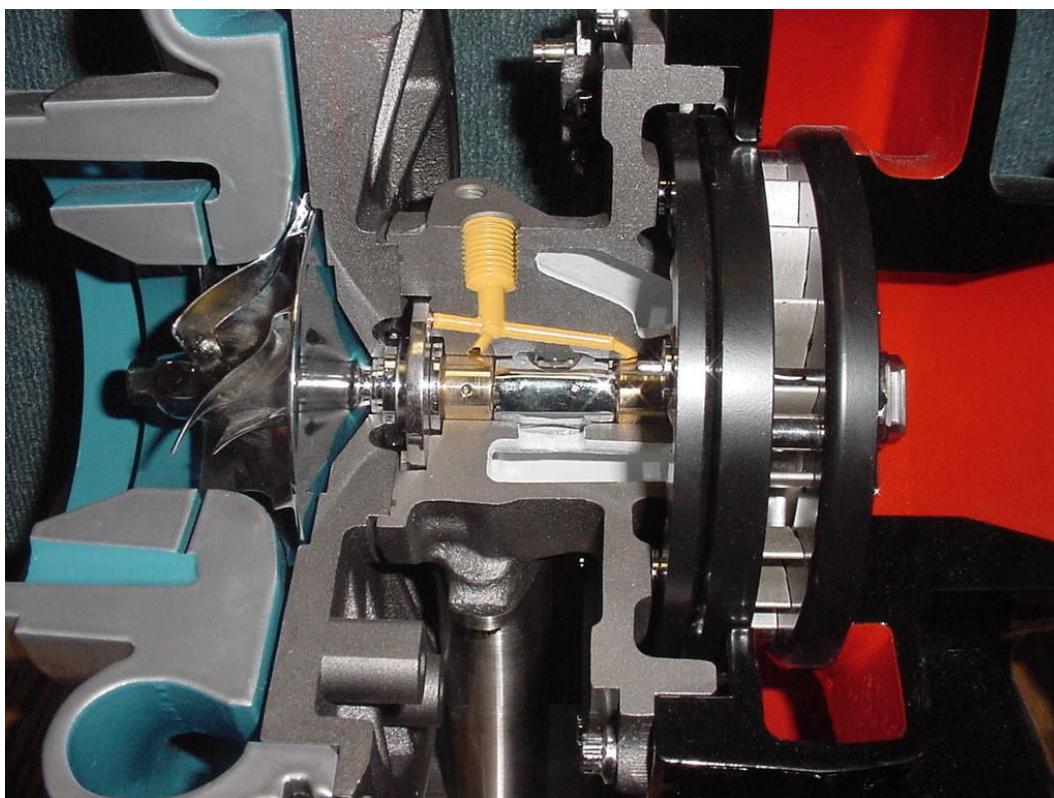
Obr. 8 Turbodmychadlo s řídicí směrovou klapkou [6]

2.2.4 REGULACE NATOČENÍM LOPATEK STATORU TURBÍNY

Další možnost řízení turbodmychadla je pomocí natočení lopatek statoru turbíny. Princip činnosti systému je velmi podobný jak u směrové klapky. Celý mechanismus je však složitější a náročnější. Natáčecí ústrojí se nachází v prostředí horkých plynů, dochází zde k usazování různých látek. Ovládání lopatek může být pomocí pneumatického nebo elektrického aktuátoru. Turbínou protéká stále plný hmotnostní tok, daný výkonností motoru a hmotností spotřebou paliva. Samotná konstrukce je navržena na maximální hmotnostní tok, aby při plném otevření nedocházelo k překročení maximálního dovoleného plnicího tlaku. Optimální geometrie lopatek odpovídá přibližně středu regulované oblasti.



Obr. 9 Funkce natáčení lopatek statoru turbíny [7]



Obr. 10 Turbodmychadlo s VNT (Variable Nozzle Turbo) [7]



3 TEORETICKÉ ŘEŠENÍ ODVALOVÁNÍ

V této kapitole se budu věnovat teoretickému řešení odvalování a popisu pohybu rolny. Hlavním druhem pohybu rolny je valení. Pohyb můžeme rozdělit na dvě složky normálovou a tečnou. Normálová složka brání pronikání těles do sebe a tečná složka vzniká v důsledku tření mezi tělesy v kontaktu.

Třecí síla je dána vztahem:

$$F_t = f \cdot N, \quad (1)$$

kde:

F_t	N	-	třecí síla
f	-	-	koeficient tření
N	N	-	normálová síla

3.1 NORMÁLOVÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Normálové silové zatěžování je kolmé k zatěžovací ploše kontaktu a popisuje vzájemné silové přenosy obou těles v kontaktu. Jsou-li kontaktní tělesa uvažována jako pružná, dochází k jejich deformaci v blízkosti kontaktních ploch. [16]

3.1.1 HERTZOVA KONTAKTNÍ TEORIE

V některých technických a fyzikálních oblastech se objevuje problém určení posunu a napětím ovlivněné oblasti dvou těles, které jsou v kontaktu. Tímto problémem se jako první začal zabývat německý vědec Heinrich Rudolf Hertz, který v roce 1882 zformuloval analytické řešení pro kontakt dvou hladkých nekonformních těles, které se mohou deformovat pouze elasticky. Teorie má tyto předpoklady [1]:

- Materiál je isotropický a homogenní
- V průběhu deformace musí být platný Hookův zákon
- Kontaktní plochy mají stejný obsah
- Materiály mají podobné mechanické vlastnosti
- Tvar kontaktu je elipsa
- Kontaktní povrch má konstantní zakřivení
- Kontaktní plocha je malá ve srovnání s ostatními rozměry

Kvůli velkému rozsahu Hertzovi teorie se budu věnovat zprvu kontaktu dvou koulí s různými poloměry a následně kontaktu dvou válců s odlišnými poloměry.

**KONTAKT DVOU KOULÍ**

Odvozené vzorce jsou přejaty z knihy *Contact mechanics* [1].

redukovaný modul pružnosti je:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}, \quad (2)$$

redukovaný poloměr je:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}, \quad (3)$$

(4)

rádius kontaktní plochy:

$$a = \frac{\pi p_o R}{2E^*} = \left(\frac{3NR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (5)$$

(6)

maximální Hertzův tlak:

$$p_o = \frac{3N}{2\pi a^2} = \left(\frac{6NE^{*2}}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (7)$$

Normálový posun δ popisuje přiblížení obou těles.[1]

normálový posun:

$$\delta = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9N^2}{16RE^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (8)$$

velikost kontaktní oblasti:

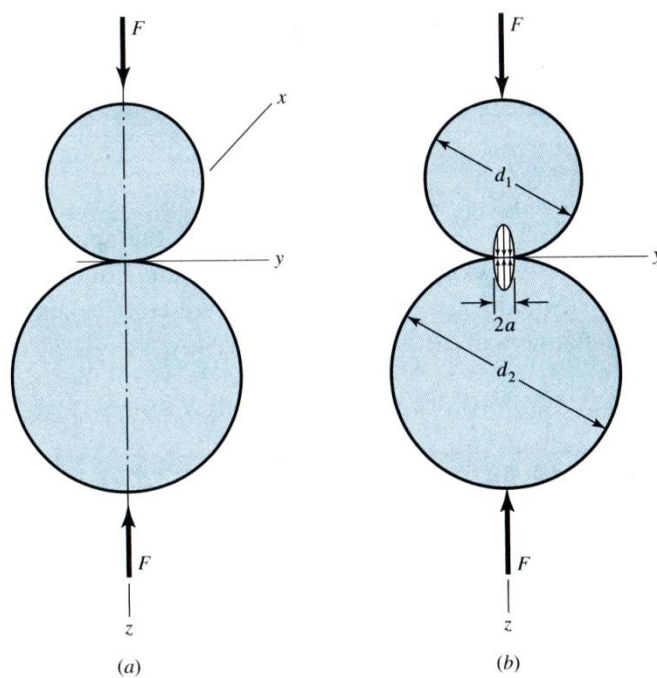
$$A = \pi a^2 = \pi R \delta, \quad (9)$$

maximální tlak leží na ose z a hlavní napětí mají hodnoty [4]:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -p_o \left[\left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \tan^{-1} \frac{1}{|z/a|} \right) (1 + \vartheta) - \frac{1}{2 \left(1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right], \quad (10)$$

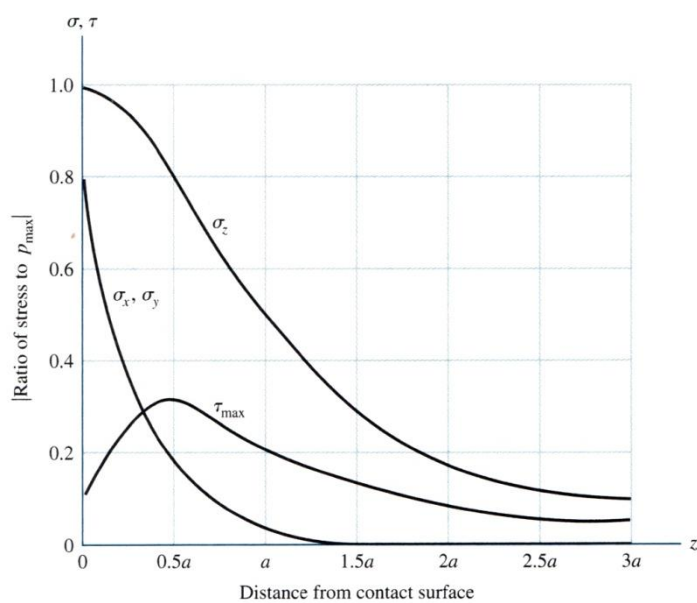
$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_o}{1 + \frac{z^2}{a^2}}, \quad (11)$$

$$\tau_{max} = \tau_{1/3} = \tau_{2/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}, \quad (12)$$



Obr. 11 a) Znáznornění působení síly na koule b) Rozložení kontaktního tlaku [4]

Na obrázku (b) vidíme rozložení kontaktního tlaku dvou koulí, zatížená oblast má tvar polokulový, maximální tlak se nachází uprostřed kontaktní oblasti.



Obr. 12 Průběh napětí v závislosti na velikosti kontaktní plochy dvou koulí[4]



Z grafu vyplývá, že maximální smykové napětí se nachází těsně pod povrchem koule ve vzdálenosti přibližně $z=0,48a$, právě kvůli vysokému napětí dochází v těchto oblastech k porušování soudržnosti materiálu a vznikají trhlinky, které se díky kontaktní únavě šíří na povrch a dochází ke vzniku pittingu.

kde:

A	m^2	- velikost kontaktní oblasti
a	m	- rádius kontaktní plochy
E^*	Pa	- redukovaný modul pružnosti v tahu
$E_{1,2}$	Pa	- modul pružnosti v tahu
N	N	- normálová síla
p_0	Pa	- maximální Hertzův tlak
R	m	- redukovaný poloměr
$R_{1,2}$	m	- poloměr tělesa 1 a 2
δ	m	- normálový posun
$\sigma_{1,2}$	Pa	- hlavní napětí
$\sigma_{X,Y,Z}$	Pa	- normálové napětí
τ_{max}	Pa	- maximální smykové napětí
$\nu_{1,2}$	-	- Poissonovo číslo

KONTAKT DVOU VÁLCŮ S PARALELNÍMI OSAMI

Kontakt mezi dvěma válci s paralelními osami se také nazývá liniový kontakt. Redukovaný poloměr a redukovaný modul pružnosti v tahu je počítán stejným způsobem jako pro kontakt dvou koulí. Vzorce jsou přejaty z *Contact mechanics* [1]

poloviční šířka kontaktu:

$$b = \left(\frac{2NR}{\pi E^*} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (13)$$

maximální Hertzův tlak:

$$p_0 = \frac{2N}{\pi b} = \left(\frac{NE^*}{\pi R} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (14)$$

normálový posun:

$$\delta \cong \frac{N}{\pi E^*} \left\{ \ln \left(\frac{8R_1}{b} \right) + \ln \left(\frac{8R_2}{b} \right) - 1 \right\}, \quad (15)$$

Mimo kontaktní oblast mají všechny napětí nulovou hodnotu, maximální napětí se nachází v ose z , napětí mají hodnotu [1]

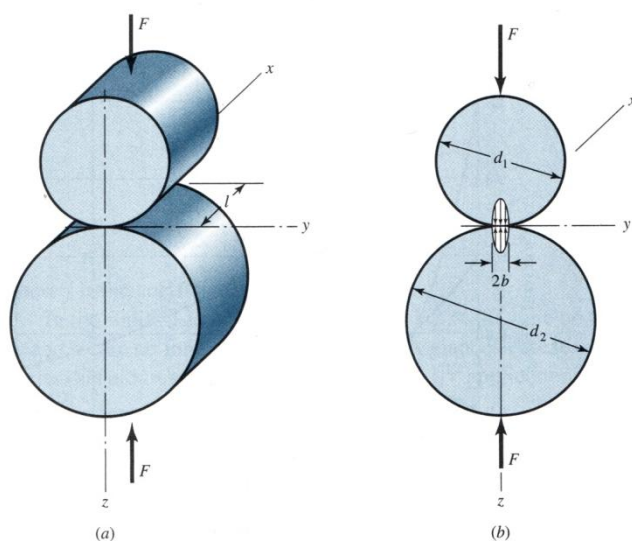
$$\sigma_x = \sigma_y = -\frac{p_0}{b} \left\{ (b^2 + 2z^2)(b^2 + z^2)^{-\frac{1}{2}} - 2z \right\}, \quad (16)$$



$$\sigma_z = -\frac{p_0}{b}(b^2 + z^2)^{-\frac{1}{2}}, \quad (17)$$

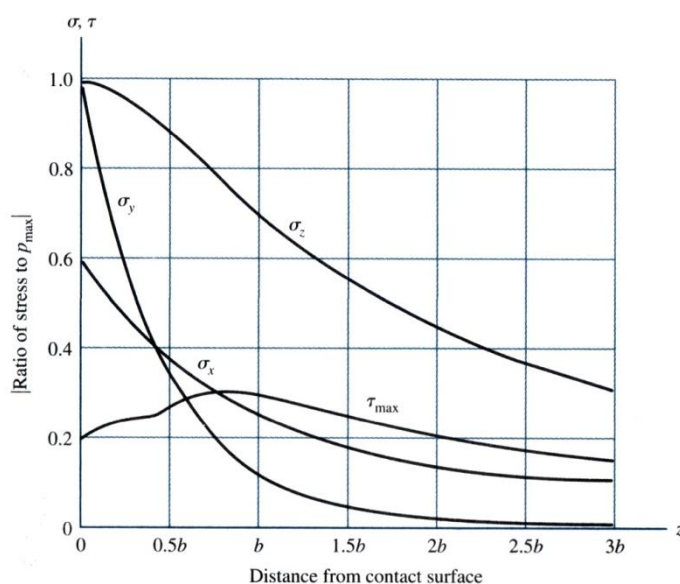
smykové napětí je dáno vztahem:

$$\tau_1 = -\frac{p_0}{b}\left\{z - z^2(b^2 + z^2)^{-\frac{1}{2}}\right\}, \quad (18)$$



Obr. 13 Kontakt dvou válců s paralelními osami [4]

Z obrázku (b) je patrná kontaktní elipsovité oblast, rozložená po celé kontaktní zóně se šířkou $2b$, maximální tlak se opět nachází uprostřed kontaktní oblasti na ose z .



Obr. 14 Průběh napětí v závislosti na velikosti kontaktní plochy dvou válců [4]

Smykové napětí má své maximum $\tau_{max}=0,30p_{max}$, to odpovídá poměru výšky a šířky kontaktní oblasti $z/b=0,78$, pro Poissonovu konstantu $\nu=0,30$.

3.1.2 JOHNSONOVA TEORIE

Johnson studie je založena na základě Hertzovy teorie (viz kapitola 3.1.1) o vzájemném kontaktu dlouhých kruhových válců s paralelními osami. Teorie platí pouze pro kontakt mezi dvěma válcovými tělesy, jak je schematicky ukázáno na Obr. 13 Kontakt dvou válců s paralelními osami [4]. Když jsou dva válce o různých průměrech a materiálech, které jsou uváděny do kontaktu silou F , potom jejich normálový posun δ je dán vztahem. [1]

$$\delta = \frac{N}{\pi E^*} \left\{ \ln \left(\frac{4\pi E^* \Delta R}{N} \right) - 1 \right\}, \quad (19)$$

Parametr ΔR je součet, resp. rozdíl poloměrů válců, může být použitý pro vnitřní, resp. pro vnější kontakt. Parametr koresponduje se vzdálenostmi mezi válcovými tělesy.

Zde nastává stejný problém, jako u Hertzovy teorie, že při postupném zatěžování válců se poloměry deformují, tím mění hodnotu parametru ΔR .

3.1.3 RADZIMOVSKÉHO TEORIE

Radzimovský se opírá o teorii Johnsona, ale má jiný náhled na redukci vzdáleností středu válcových těles. [14]

Normálový posun je dán:

$$\delta = \frac{N}{\pi E^*} \left[\frac{2}{3} + \ln \left(\frac{4R_1}{b} \right) + \ln \left(\frac{4R_2}{b} \right) \right], \quad (20)$$

Kde R_1 a R_2 jsou poloměry válců. Pro válce s různými materiálovými vlastnostmi je parametr poloviční šířky roven: [14]



$$b = 1,60 \left(\frac{NR}{E^*} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (21)$$

Redukovaný modul pružnosti E^* je vypočten stejným způsobem jako u Hertzovy teorie. Jsou-li materiálové vlastnosti obou válců totožné, pak lze vzorec parametru b redukovat. [14]

$$b = 2,15 \left(\frac{NR}{E} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (22)$$

Youngův modul pružnosti v tahu E není nijak přepočítáván. Je zde pouze upraven redukový poloměr R . [14]

$$R = \frac{R_1 R_2}{(R_1 \pm R_2)}, \quad (23)$$

Je-li ve jmenovateli součet, jde o kontakt dvou válců na vnější straně, naopak je-li ve jmenovateli rozdíl, jde o vnitřní kontakt válců. [14]

3.1.4 GOLDSMITHŮV MODEL

Za předpokladu, že přítláčná síla působí po celé délce a oba válce mají podobné materiálové vlastnosti, formuloval Goldsmith normálový posun, jako: [15]

$$\delta = \frac{N}{\pi E^*} \left[\ln \left(\frac{\pi E^*}{NR} \right) + 1 \right], \quad (24)$$

Redukovaný poloměr R je odvozen podle vzorce (23). Zpočátku byl model odvozen pouze pro vnitřní kontakt, ale po aplikování redukováného poloměru je možno tento vzorec použít pro obě varianty. [15]

3.1.5 LANKARANIHO A NIKRAVESHIOHO MODEL

Lankarani a Nikravesch vycházejí ze skutečnosti, že kontaktní síla může být explicitní funkcí normálového posunu. [15]

$$\delta = \left\{ \frac{3N}{4\pi E^* \sqrt{R}} \right\}^{\frac{1}{n}}, \quad (25)$$

Redukovaný poloměr R je odvozen podle vzorce (23) a redukový modul pružnosti v tahu je dle vzorce (2). Hodnota exponentu n je rovna 1,5 pro kontakt mezi kulovými tělesy. Za předpokladu jednotné síly rozložené po délce válce a zanedbání hraničních částí Hunt a Crossley navrhli použití exponentu n v rozmezí 1,0 až 1,5, čímž rozšířili původní Hertzovu teorii. [15]

3.2 TEČNÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Tečné silové zatížení je důsledek smykového tření mezi dvěma tělesy v kontaktu. Při vzájemném pohybu dvou těles, v našem případě valení, může docházet ke dvěma druhům smykového tření. Tření klidové (statické) působí, když jsou obě tělesa v kontaktu, ale vzájemné posuny jsou minimální, tělesa setrvávají na jednom místě. Druhým případem je dynamické smykové tření, v tomto případě se jedno těleso v kontaktní ploše pohybuje rychleji než druhé – dochází k prokluzu. Tento efekt je v našem případě nežádoucí, jelikož dochází k lokálnímu zvýšení teploty a následně k opotřebení obou součástí.



OPOTŘEBENÍ

Opotřebení je, jak už jsem zmínil, nežádoucí jev, který má za následek změnu povrchu nebo také rozměru součásti. Opotřebení může vést k trvalému poškození součásti.

Základní typy opotřebení, které mohou nastat v praxi: [17]

- Adhezní - vzniká v důsledku působení normálové síly, která zapříčiní vznik mikrosvarů, které jsou při relativním pohybu vytrhovány ze součásti.
- Abrazivní - vzniká při styku dvou povrchů, přičemž jeden je tvrdší dále při styku s abrazivními částicemi, důsledkem toho částice tvrdšího deformují povrch toho měkčího materiálu.
- Erozní – je způsobeno účinkem proudu částic v kapalině nebo v plynu, tímto působením dochází k oddělování materiálu.
- Kavitační – vzniká v důsledku kavitace
- Únavové – vyniká při cyklickém zatěžování povrchů, následně dochází ke tvoření podpovrchových mikrotrhlin, které přerůstají do pittingu (vydrolování materiálu)
- Vibrační – vzniká důsledek zatěžování normálovou silou a současně dochází ke kmitavému tangencionálnímu posuvu

3.2.1 KALKEROVA TEORIE

Kalkerova teorie je taktéž nazývána lineární teorií valivého kontaktu. Je založena na předpokladu, že na kontaktních plochách nenastává prokluz. Tečná síla a momenty okolo hlavních os mají lineární závislost na skluzech. [2]

Výpočet relativního podélného skluzu: [2]

$$v_x = \frac{v_{rel,x}}{V}, \quad (26)$$

Výpočet relativního příčného skluzu: [2]

$$v_y = \frac{v_{rel,y}}{V}, \quad (27)$$

Výpočet spinového prokluzu: [2]

$$\varphi_z = \frac{\omega_z}{V}, \quad (28)$$

Výpočet zatěžujících sil a momentu: [2]

$$F_x = -a * b * G * C_{11} * v_x, \quad (29)$$

$$F_y = -a * b * G * C_{22} * v_y - (a * b)^{\frac{3}{2}} * G * C_{23} * \varphi_z, \quad (30)$$

$$M_z = -(a * b)^{\frac{3}{2}} * G * C_{32} * v_y - (a * b)^2 * G * C_{33} * \varphi_z, \quad (31)$$



kde:

F_x, F_y	N	-	tečné síly
M_z	N/m	-	spinový moment
a, b	m	-	velikosti hlavních poloos v elipse
G	Pa	-	modul pružnosti v tahu
v_x	%	-	relativní podélný skluz
v_y	%	-	relativní příčný skluz
C_{11}, C_{22}	-	-	maximální Hertzův tlak
C_{23}, C_{32}	-	-	redukovaný poloměr
C_{33}	-	-	poloměr tělesa 1 a 2
φ_z	%	-	spinový skluz
V	m/s	-	rychlost valení
$v_{rel,x}$	m/s	-	relativní rychlost – složka x
$v_{rel,y}$	m/s	-	relativní rychlost – složka y
ω_z	rad/s	-	relativní úhlová rychlost okolo osy z

3.2.2 MODEL SHENA, HEDRICKA A ELKINSE

Model dle Shena, Hedricka a Elkinse dává dohromady Kalkerovu teorii a teorii dle Vermeulena a Johnsona. Teorie podle Vermeulena a Johnsona vytváří saturaci na vazbu adheze, proto největší hodnota tečné síly může být: [2], [16]

$$T = f \cdot N, \quad (32)$$

Saturace je zajištěna díky přepočtu tečných sil Kalkerovy teorie (viz 3.2.1) na: [2], [16]

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2}, \quad (33)$$

$$\omega' = \frac{T}{3 \cdot f \cdot N}, \quad (34)$$

$$\bar{T} = \left\{ \begin{matrix} f \cdot N \cdot [1 - (1 - \omega')^2] \\ f \cdot N \end{matrix} \right\} \text{ pro } \left(\begin{matrix} \omega' \leq 1 \\ \omega' > 1 \end{matrix} \right), \quad (35)$$

$$\bar{T}_x = \frac{T_x}{T} \cdot \bar{T}, \quad (36)$$

$$\bar{T}_y = \frac{T_y}{T} \cdot \bar{T}, \quad (37)$$

Saturovaná tečná síla má dvě složky $\bar{T}_x$ a $\bar{T}_y$. Spinový moment není v tomto modelu uvažován. [2], [16]

kde:

ω	-	-	součinitel saturace kontaktu
$\bar{T}_x$	N	-	saturovaná tečná síla
$\bar{T}_x, \bar{T}_y$	N	-	složky saturované tečné síly



3.3 NUMERICKÉ ŘEŠENÍ

Numerické řešení není naprosto přesné. Během tohoto postupu je otázka nalezení spojitých funkcí převedena na problematiku nalezení konečného počtu neznámých proměnných, pomocí kterých se hledané funkce aproximují. Tento proces je bez pomoci výpočetní techniky těžce zvládnutelný, kvůli tomu se numerické metody začaly používat ve vyšším měřítku až v druhé polovině 20. století. [9]

Numerické řešení je použitelné pro jakoukoli matematicky řešitelnou úlohu. Komplikovaná geometrie není pro tuto metodu žádnou překážkou, jsme však omezeni kapacitou počítačových hardwarů a časovou náročností. Výsledné hodnoty numerického řešení jsou pro každou úlohu zcela unikátní, každá úprava a optimalizace modelu vyžaduje přepočtení celého procesu řešení. [9]

Existuje mnoho metod pro numerická řešení. Ještě před používáním metody konečných prvků se hojně používala metoda sítí. Další velmi známou postupem je metoda hraničních prvků (MHP) a v současnosti nejvíce používanou je metoda konečných prvků (MKP nebo FEM – finite element method), což je moderní numerická metoda, která řeší napjatost, vlastní i vynucené kmitání, kontaktní úlohy, hlukové analýzy, deformace, atd.

Metoda MKP nahrazuje objem tělesa skupinou geometricky velice jednoduchých elementů, které dokonale vyplní celý tvar tělesa. MKP pracuje na méně známém variačním počtu, hledání minima nějakého funkcionalu. [8]

Základní kroky pro výpočet MKP: [10]

- Diskretizace modelu (nahrazení tvarově komplikovaného tělesa jednoduššími konečnými prvky, resp. uzlovými body)
- Volba interpolačních funkcí
- Odvození matice tuhosti (příp. hmotnosti) prvku
- Sestavení globální matice tuhosti
- Aplikace okrajových podmínek
- Vyřešení soustavy rovnic
- Získání dodatečně požadovaných veličin

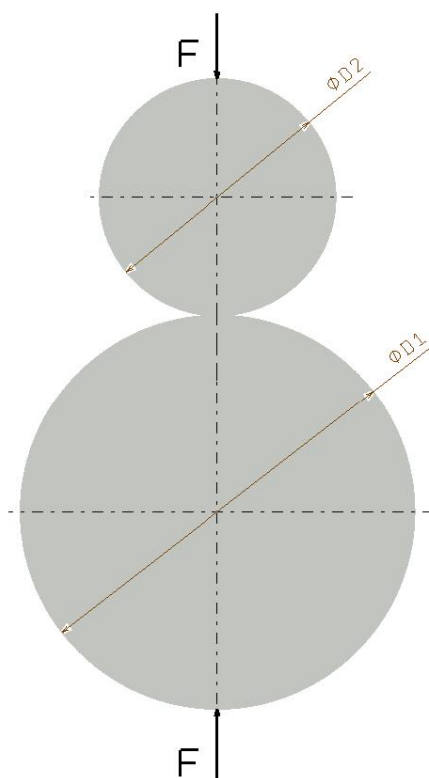
3.4 POROVNÁNÍ KONTAKTNÍHO TLAKU DLE HERTZE A MKP

Nejprve uvedu výpočet kontaktního tlaku podle Hertze. Dva válce vyrobeny z oceli, které mají paralelní osu, o různých průměrech jsou přitahovány do kontaktu silou $F=10^5\text{N}$. Cílem výpočtu této kapitoly je porovnání výsledných hodnot při využití Hertzovi teorie a MKP výpočtu v programu Ansys 14.0-Workbench, pomocí kterých lze řešit problém této diplomové práce.



Tab. 1 Vstupní parametry

	průměr	modul pružnosti v tahu	Poissonovo číslo	Přítlačná síla
válec	$D_1=0,10\text{m}$	$E_1=2,1*10^{11}\text{Pa}$	$\nu_1=0,3$	$F=10^5\text{N}$
váleček	$D_2=0,06\text{m}$	$E_2=2,1*10^{11}\text{Pa}$	$\nu_2=0,3$	



Obr. 15 Náskres styku válců

3.4.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET

Výpočet poloviční šířky kontaktu: [4]

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi} * \frac{\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}}}, \quad (38)$$



$$b = \sqrt{\frac{2 * 10^5}{\pi} * \frac{\frac{(1 - 0,3^2)}{2,1 * 10^{11}} + \frac{(1 - 0,3^2)}{2,1 * 10^{11}}}{\frac{1}{0,1} + \frac{1}{0,06}}}, \quad (39)$$

$$b = 1,4384 * 10^{-4} m, \quad (40)$$

Maximální tlak: [4]

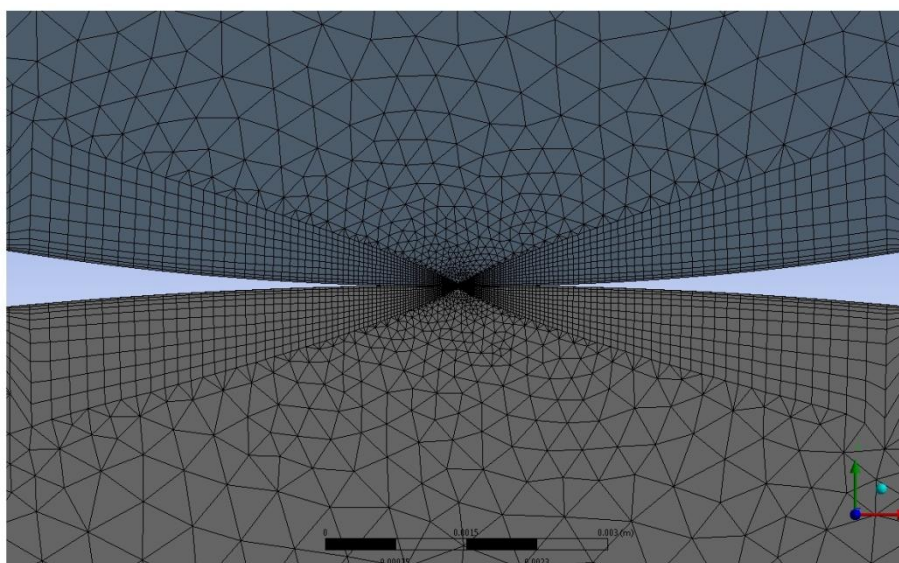
$$p_{max} = \frac{2F}{\pi b}, \quad (41)$$

$$p_{max} = \frac{2 * 10^5}{\pi * 1,4384 * 10^{-4}}, \quad (42)$$

$$p_{max} = 4,4259 * 10^8 Pa, \quad (43)$$

3.4.2 VÝPOČET POMOCÍ MKP

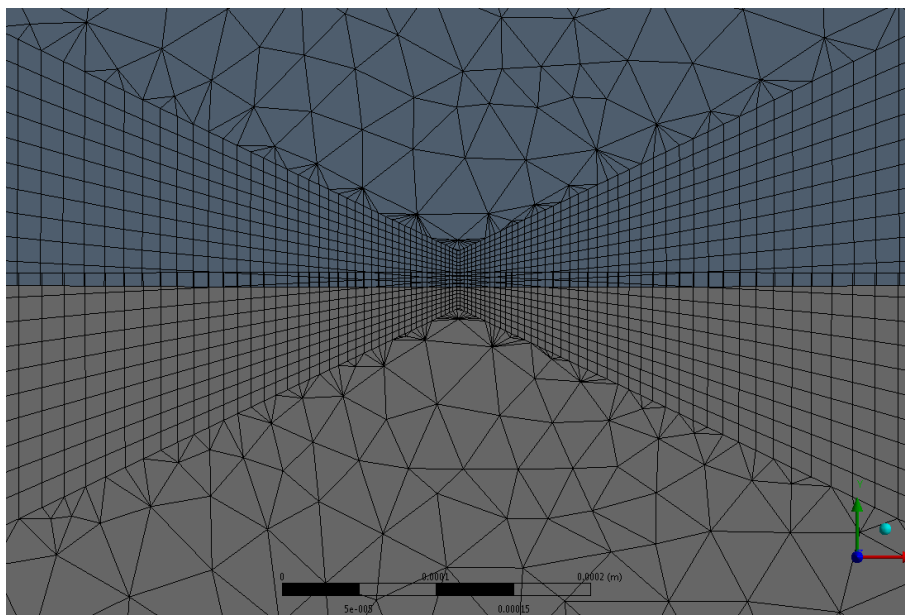
Výše uvedená úloha je také řešena pomocí metody konečných prvků, jako úloha rovinná. Pro vysítování obou válců je použita trojúhelníková síť a v místě kontaktu a jeho blízkého okolí je tato metoda zpřísněna - zjemněna, díky příkazu „Inflation.“ Účelem tohoto příkazu je vysítování tělesa pravidelnými čtyřúhelníky, které zaručí přesnější výsledky díky pravidelným vzdálenostem mezi jednotlivými uzly elementů. Tento příkaz se používá u proudění, pro jeho vysokou kvalitu sítě v místech kontaktu média a stěn.



Obr. 16 Vysítování válců

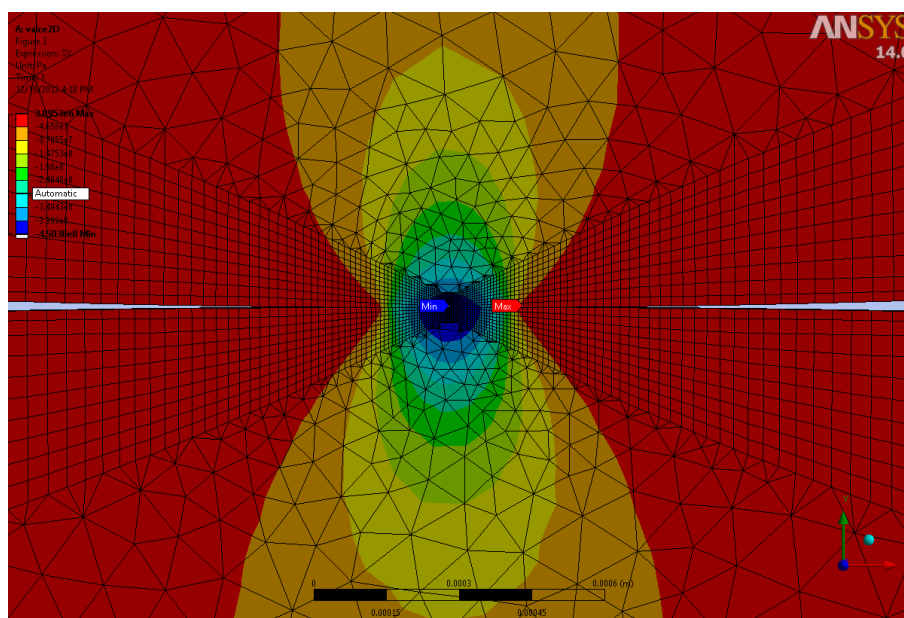


Pro bezproblémovost řešení jsou oba válce v přesahu řádově desetiny milimetru již před silovým zatížením.



Obr. 17 Detail na síť - přesah válců

Nejvyšší kontaktní tlak se nachází v místě největšího přesahu, neboli v místě, kde se oba válce poprvé dostanou do kontaktu.



Obr. 18 Rozložení kontaktního tlaku

Maximální tlak má hodnotu $p_{max} = 4,5038 \cdot 10^8 \text{ Pa}$ a nachází se v modré oblasti, která dle stupnice na pravé straně obrázku, postupně přechází do červené oblasti, která není zatížená



tlakem. Rozložení tlaku má „ledvinovitý“ tvar. Měřítkem nacházející se ve spodní části obrázku si můžeme ověřit šířku kontaktu, která je přibližně $2b = 0,3 * 10^{-3}m$.

Shrnutí:

Maximální tlak podle metody konečných prvků je $p_{max} = 4,5038 * 10^8 Pa$ a podle teorie Hertze je $p_{max} = 4,4259 * 10^8 Pa$. Procentuální rozdíl metod je 1,76%. Na tomto rozdílu se podílí zjednodušující předpoklady Herztovy teorie. Jelikož se jedná o styk dvou válců, kde dochází, při působení síly, k deformaci povrchu válců v místě kontaktu, tím není dodržena konstantní hodnota rádiusu. Při styku válce s rovným podkladem je Hertzova teorie přesnější. Výsledná hodnota kontaktního tlaku je také ovlivněna kvalitou sítě v místě kontaktu a v blízkém okolí. Při počítačových výpočtech v MKP můžeme uživatelsky nastavit dle potřebné přesnosti a náročnosti na výpočet hustotu sítě, její rozložení a metodu síťování.

Nevýhody MKP:

- Časová a hardwarová náročnost
- Problémy s divergencí u složitějších úloh
- Pořizovací cena výpočtového softwaru

Výhody MKP:

- Možnost řešení složitých úloh
- Řešení kombinovaného namáhání
- Časové nebo frekvenční závislosti zatížení
- Možnost zjistit rozložení napětí

3.5 VÝBĚR METODY ŘEŠENÍ

Z předešlých výhod vyplývá, že numerický postup s počítačovou podporou programu Ansys je pro řešení odvalování rolny po unášeči turbodmychadla nejvhodnější. Díky počítačové podpoře se mohou vstupní hodnoty parametrizovat, a to usnadní práci při změně vstupních hodnot. V Ansysu jsou k dispozici moduly pro následnou optimalizaci parametrizovaných hodnot.

Výpočtová analýza

Na základě studie provedené v předešlé kapitole, která sloužila pro výběr vhodné metody k řešení zadaného úkolu, budu diplomovou práci zpracovávat za pomoci MKP a výpočtového programu Ansys.



4 STATICKÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Nejprve jsem provedl výpočet „statického namáhání“, kde je model namáhán pouze konstantní silou 10 N, takže nedochází k žádnému otáčení unášeče, či rotaci roleru. Výpočet slouží pro zjištění na jakých místech a hlavně jakých maximálních hodnot tlaků můžeme dosáhnout. A při jakých kombinací vstupních rozměrů bude docházet k nejmenšímu opotřebování pouze od zatěžující síly. Dále jsem na tomto řešení vyzkoušena optimalizace, která je provede v programu Ansys. Tato nástavbová aplikace provádí na základě požadovaných parametru optimalizaci na vstupních rozměrech v definovaném rozmezí.

4.1 VYTVOŘENÍ MODELU

Vstupní geometrii, spolu s okrajovými a zatěžujícími podmínkami, jsem obdržel při zadání práce. Tyto vstupní parametry jsou odvozeny na základě měření a testování.

4.1.1 GEOMETRIE MODELU

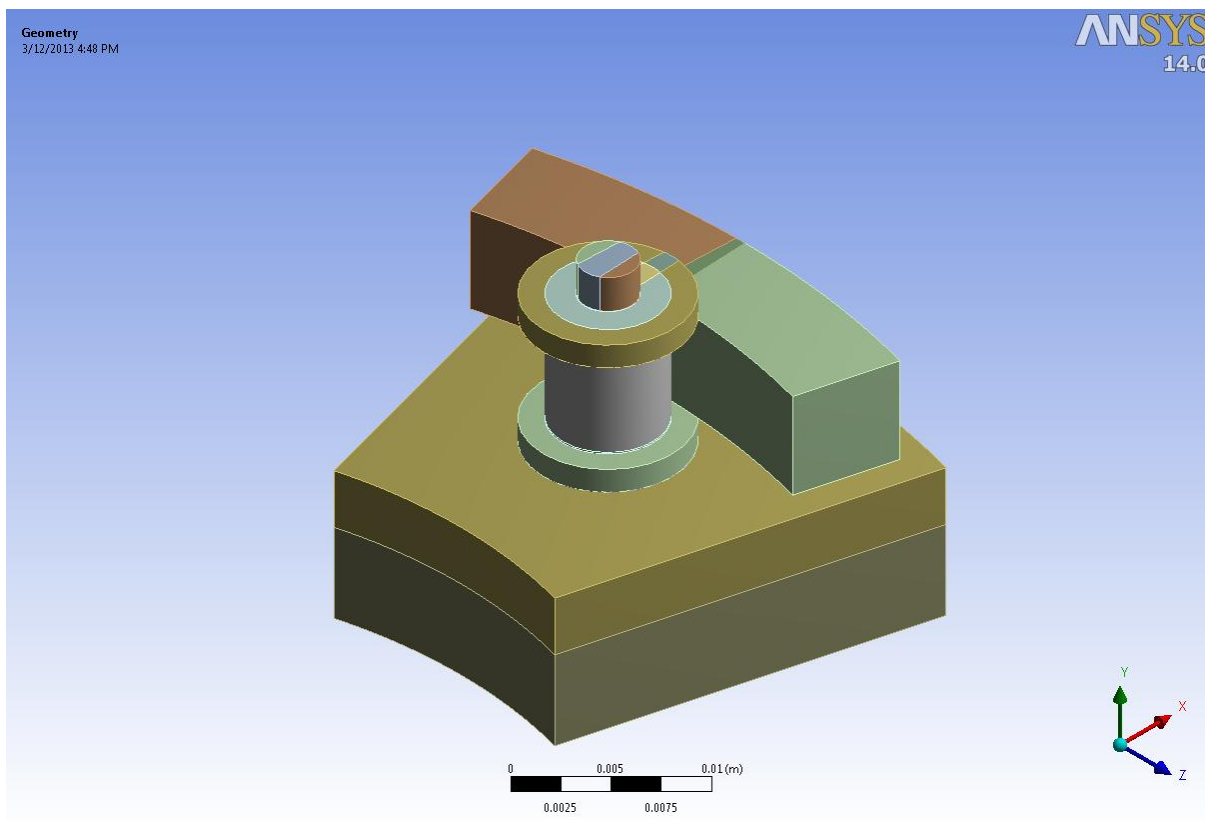
Geometrie 3D modelu je odvozená na základě vyrábějících rozměrů a jejich rozmezí je vyvozeno dle velikostní škály vyrábějících se turbodmychadel a také zástavbových možností. Celý výpočtový model je vytvořen v modeláři programu Ansys Workbench. Hlavní vstupní rozměry jsou parametrizovány, pro následnou optimalizaci a jednodušší zadávání vstupních faktorů.

Hlavní rozměry pro parametrizaci jsou:

- Vnitřní průměr roleru
- Vnější průměr roleru
- Výška roleru
- Vůle mezi rolerem a pinem

Materiál všech čtyř částí je běžná ocel s fyzikálními vlastnostmi:

- Modul pružnosti $E = 210 \text{ GPa}$
- Poissonovo číslo $\nu = 0,3$
- Hustota oceli $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$



Obr. 19 Geometrie modelu

4.2 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Řešení kontaktních úloh je možné pouze se správným nastavením kontaktů mezi jednotlivými tělesy modelu a za předpokladu nastavení optimálního počtu kroků a také s vhodně vysíťovaným modelem.

Kontaktní místa:

Výpočtový model je vytvořen s kontakty. Kontaktní místa jsou:

- Mezi unášečem a rolerem,
- Mezi rolerem a čepem,
- Mezi čepem a nozzle ringem,
- Ukotvení nozzle ringu.

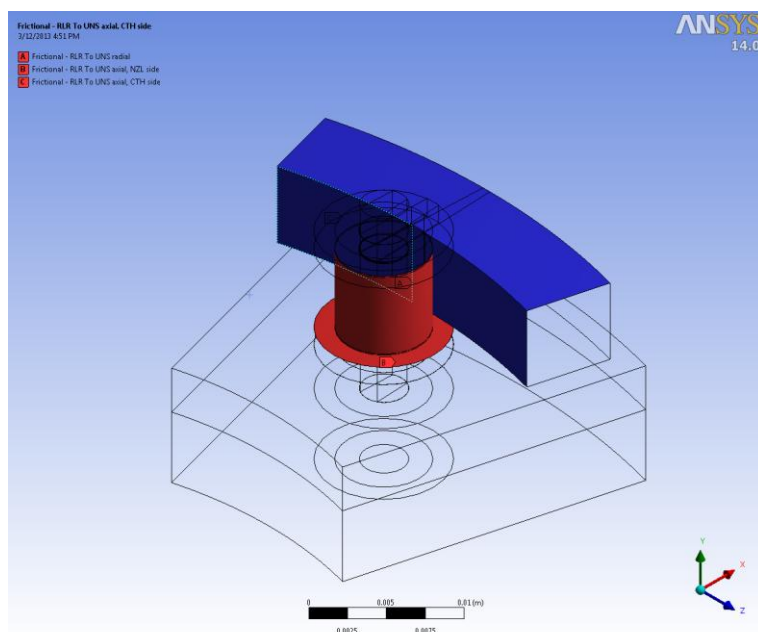
Na unášeč působí zatěžovací síla, která směřuje do středu unášeče a pomocí kontaktu je tato síla přenášena až čep, který je pevně ukotven, pomocí příkazu *Bonded*, který zamezuje pohybu ve všech směrech v nozzle ringu.

Ostatní díly jsou mezi sebou ve zájemném kontaktu, tudíž mezi nimi dochází k relativnímu pohybu, proto jsem zde volil kontakt typu *frictional*, a to se součinitelem tření o hodnotě 0,4.



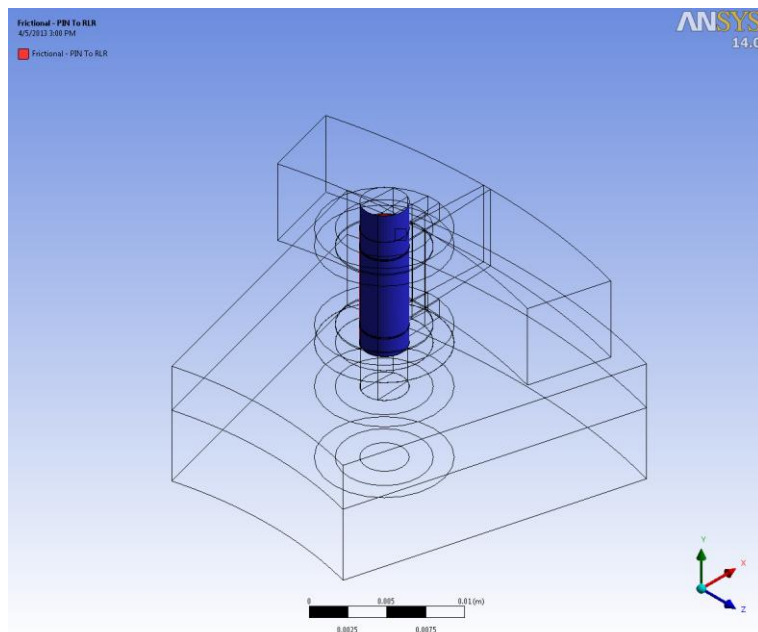
Jednotlivé kontakty:

- Kontakt unášec - čep



Obr. 20 Kontakt mezi rolem a unášečem

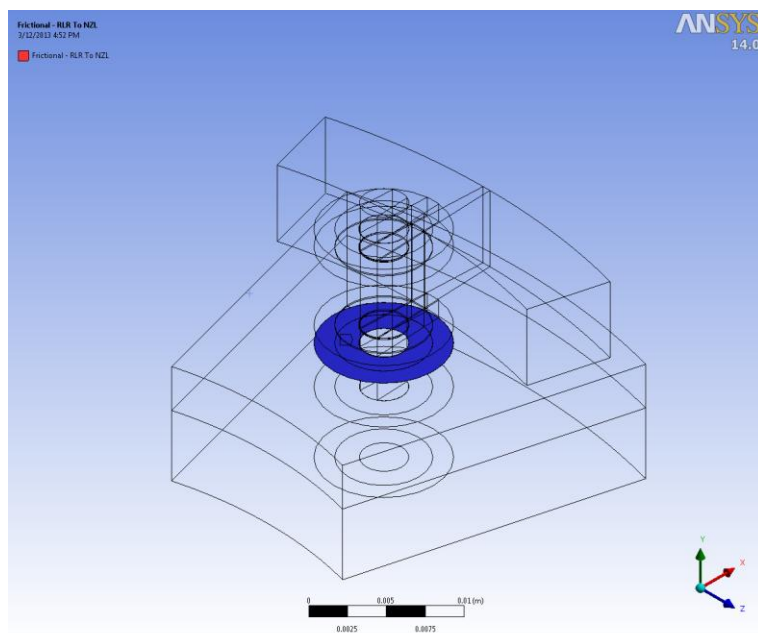
- Kontakt roler – čep



Obr. 21 Kontakt mezi rolem a pinem

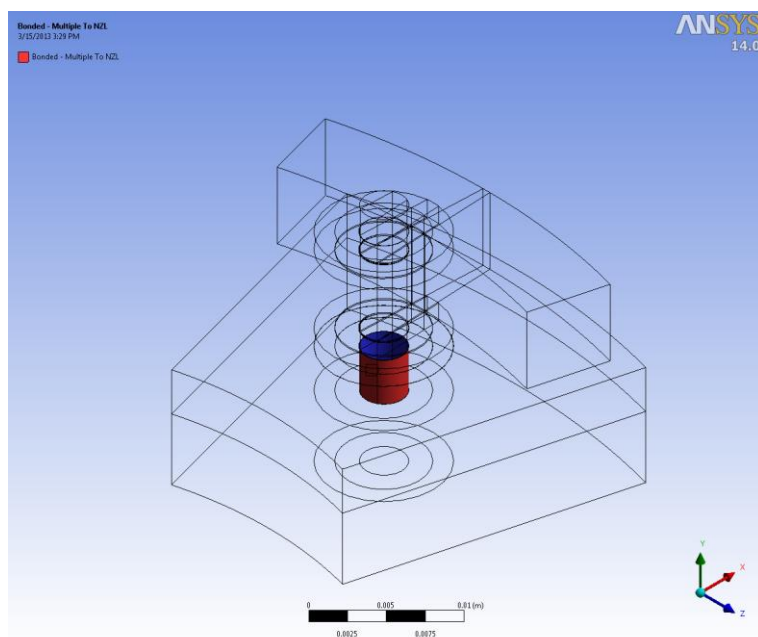


- Kontakt roler – nozzle ring



Obr. 22 Kontakt mezi rolem a nozzle ringem

- Kontakt čep – nozzle ring



Obr. 23 Kontakt mezi čepem a nozzle ringem

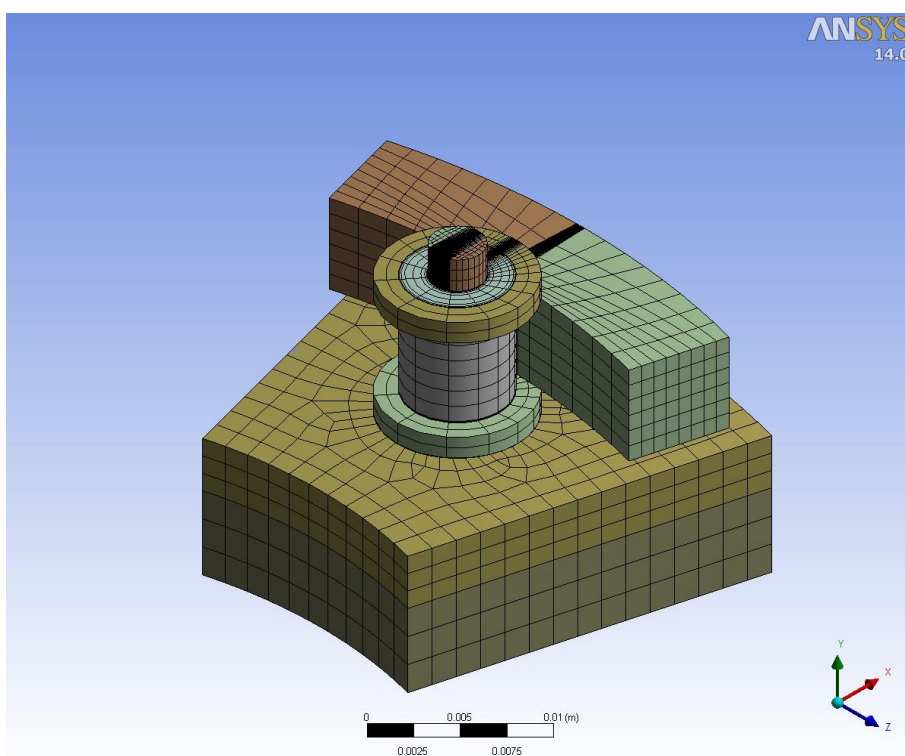


4.3 DISKRETIZACE MODELU GEOMETRIE

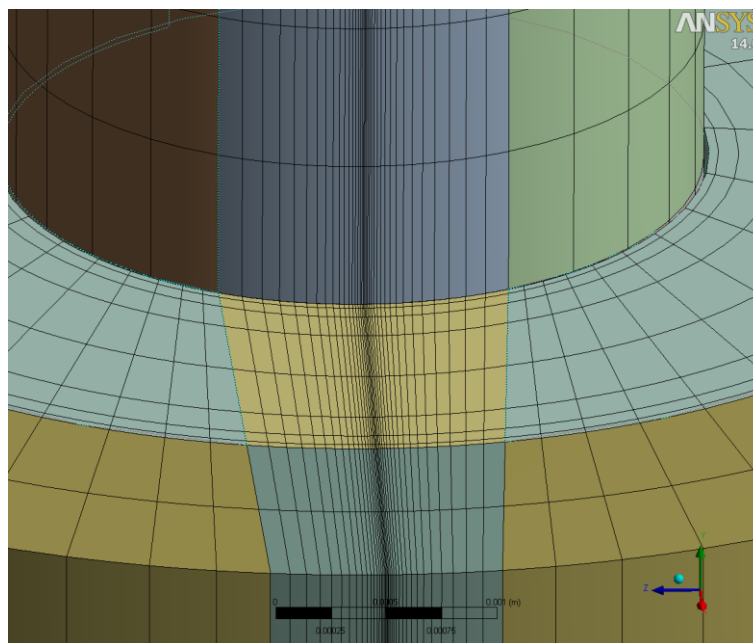
Po přechodu z modulu Design Modeler do modulu Mechanical, který má téměř stejnou funkci, jak klasické prostředí systému Ansys, byl automaticky transformován model geometrie do prostředí tohoto modulu. Následující krok pro výpočet je diskretizace modelu. Diskretizace znamená nahrazení nekonečného objemu modelu přesně definovaným počtem konečných prvků zvoleným způsobem.

Hustota prvků zásadně ovlivňuje kvalitu výsledku. Nejprve jsem vytvořil na celý model tzv. „Preview Mesh“, která byla velice hrubá, proto jsem síť na kontaktních místech zjemnil (vyšší počet elementů na objem) pro dosažení co nejvyšší kvality a objektivnosti výsledných hodnot. Zhuštění sítě je provedeno pomocí příkazu „Erge sizing“ a využitím nerovnoměrného rozložení na danou hranu díky příkazu „bias factor“.

Ansys Workbench používá pro generování sítě běžně prvek Solid. V modelu byl použit prvek „Solid 186“, hexaedr s dvaceti uzly, a „Solid 187“, tetraedr s deseti uzly. Tyto dva „Solidy“ jsou kvadratické. Pro kontaktní párová místa jsou použity prvky „Conta 174“ a „Target 170.“



Obr. 24 Vysítování modelu

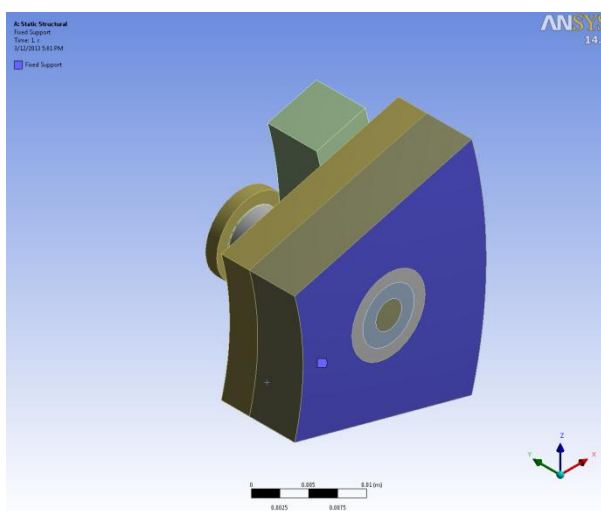


Obr. 25 Detail na zjemněnou síť

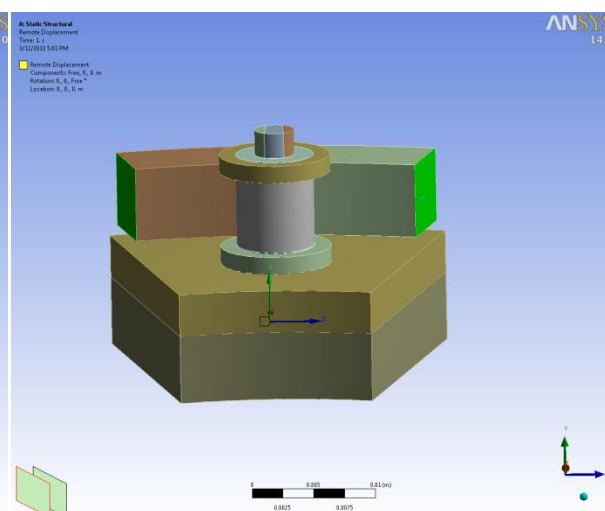
4.4 VAZBY A ZATÍŽENÍ

Pro výběr správných vazeb modelu jsem se nechal inspirovat reálnými podmínkami, které jsem modifikoval ke zjednodušení výpočtového modelu. Vzhledem k tomu, že v této části je unášec namáhán pouze silou F , jsou všechna tělesa v mírném přesahu, řádově desítky milimetru, pro snadnější a rychlejší konvergenci výpočtu.

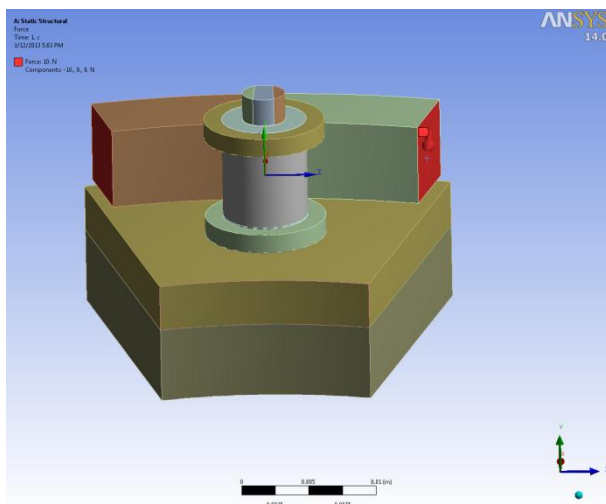
Nozzle ring je pevně uchycen na spodní části. Unášec je zablokován v posuvech ve všech třech osách, jedna možná rotace je kolem osy z , jelikož je namáhán pouze silou F , která může způsobit ohyb čepu, právě kolem osy z . Na unášec působí konstantní síla 10N , která vychází z reálných hodnot.



Obr. 26 Upevnění nozzle ringu



Obr. 27 Remove displacement



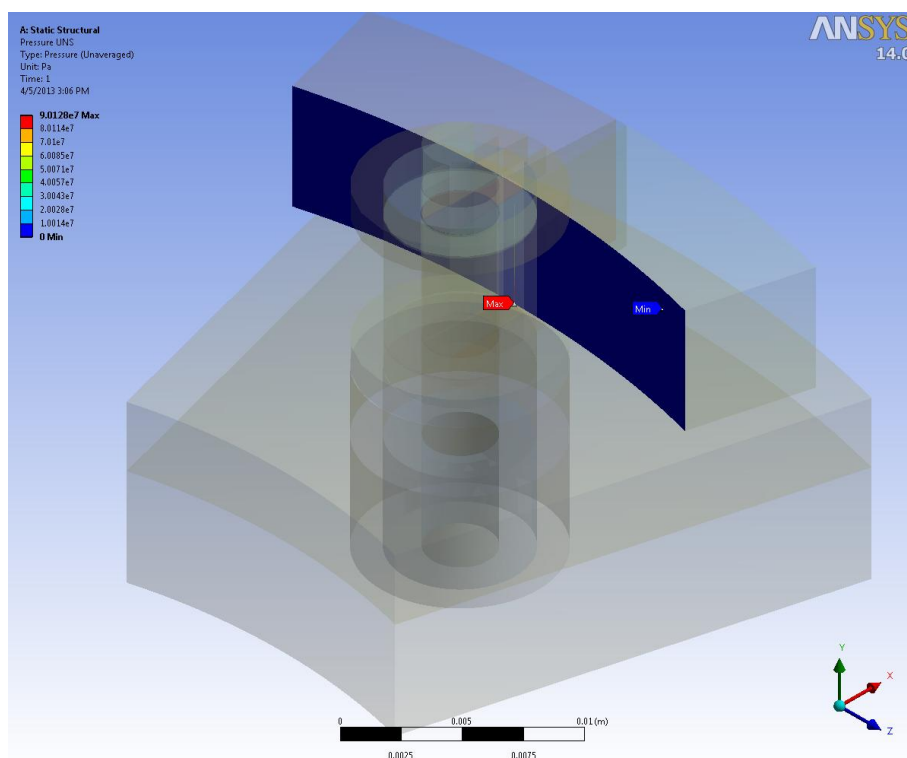
Obr. 28 Působící síla 10 N

4.5 NASTAVENÍ ŘEŠIČE

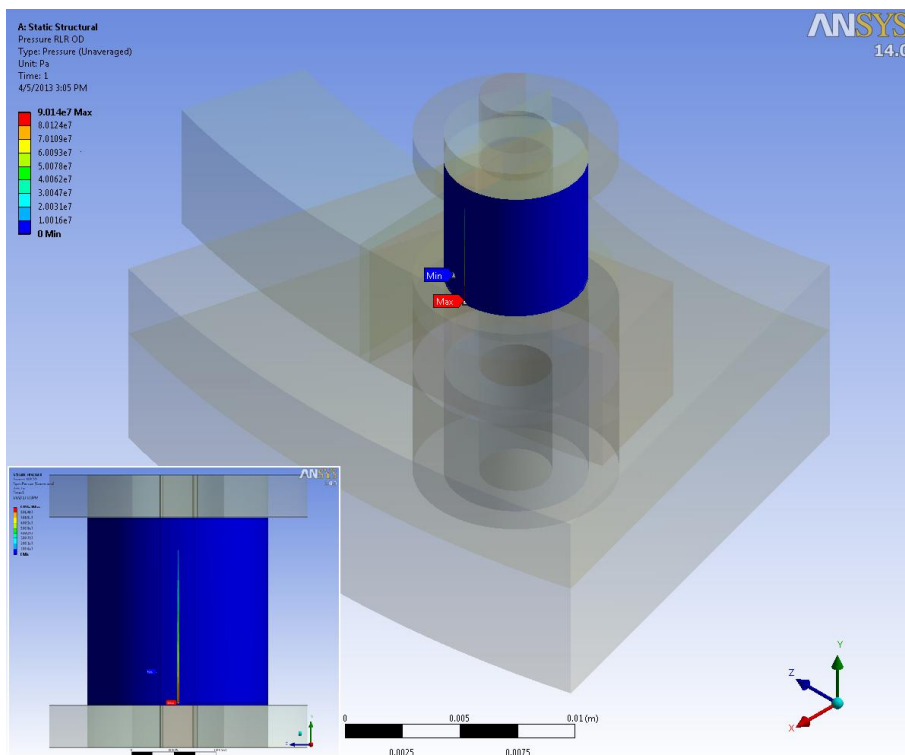
Jelikož se jedná o jednoduché zatěžování silou a všechna tělesa jsou v mírném přesahu, proto byl řešič nastaven jen na jeden krok a výsledné hodnoty byly spočteny za 13 iterací.

4.6 ANALÝZA VÝSLEDKU

Největší napětí můžeme očekávat na kontaktu unášeče a roleru, protože zde je největší rozdíl průměrů zakřivení ploch. Jak je vidět na obrázcích Obr. 20 a Obr. 21 tlak na unášeči a roleru je téměř totožný.

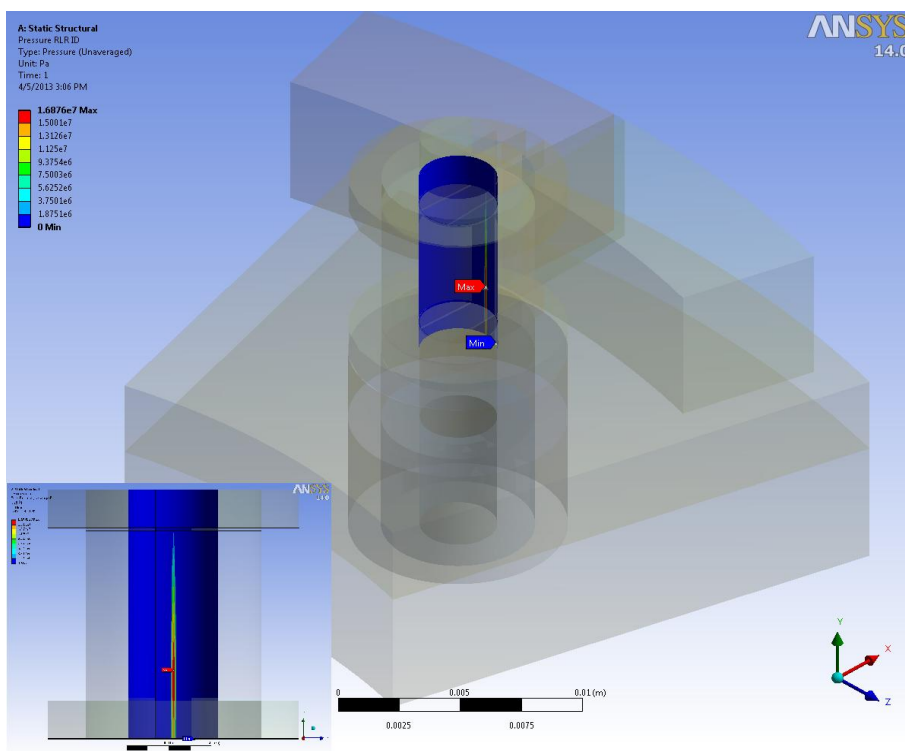


Obr. 29 Maximální tlak na unášeči

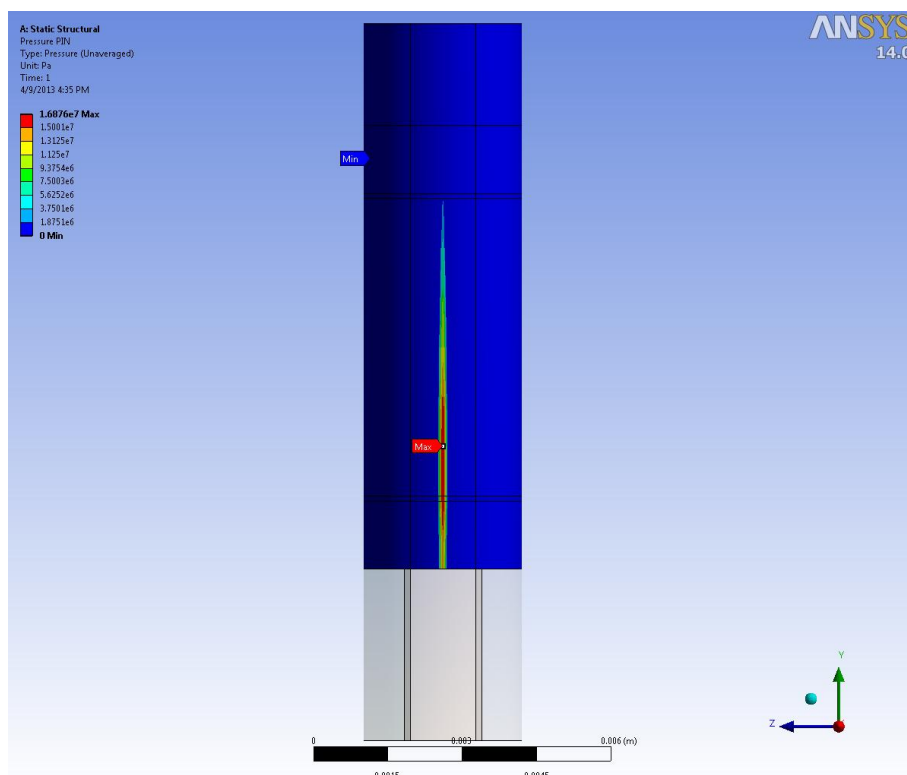


Obr. 30 Maximální tlak na vnější straně roleru

Maximální tlak v kontaktu mezi rolerem a čepem je řádově desetinový oproti kontaktu roleru a unášče, a to díky menšímu rozdílu poloměru. Také je zde minimální rozdíl maximálních tlaku mezi vnitřní stranou roleru a čepu, to je docíleno stejnou velikostí elementu v kontaktu.



Obr. 31 Maximální tlak na vnitřní straně roleru



Obr. 32 Maximální tlak na čepu

4.7 OPTIMALIZACE ROZMĚRŮ

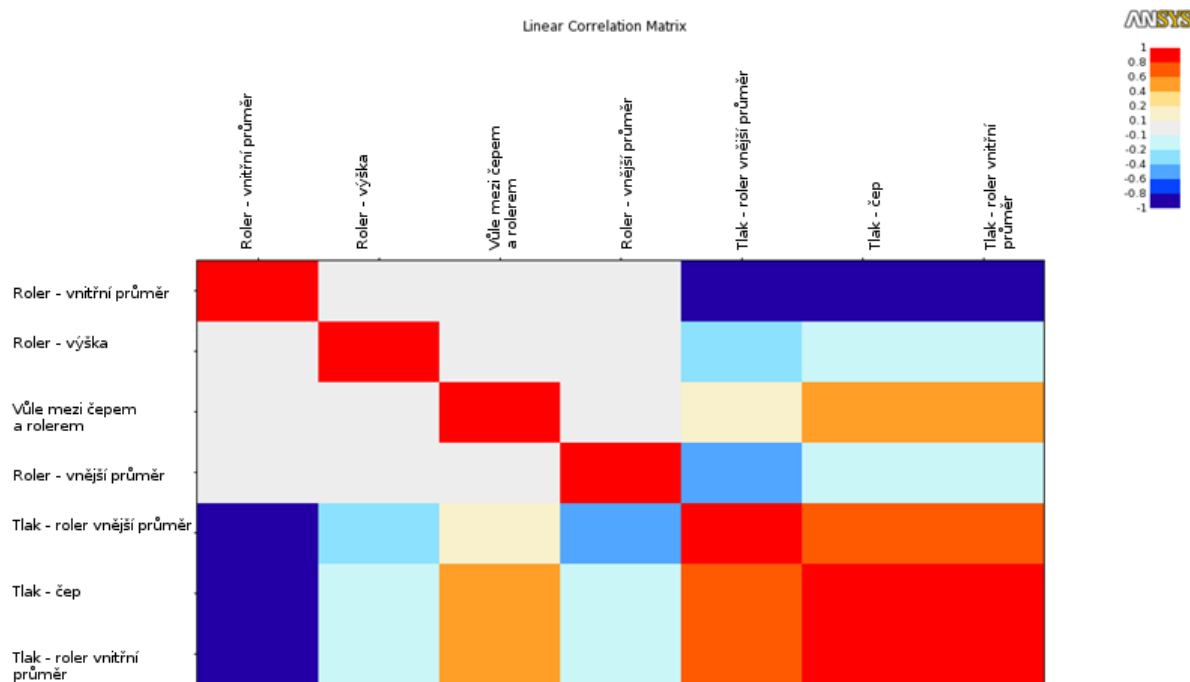
Optimalizace je proces výběru nejvhodnější možné varianty se zadanými parametry. Úkolem je v tomto případě optimalizovat rozměry unášeče, roleru a čepu a optimalizovat na co nejmenší maximální tlak na vnější i vnitřní straně roleru. Optimalizace byla také provedena v programu Ansys.

Optimalizované hodnoty a jejich rozsah je vidět v Tab. 2 Rozsah optimalizovaných hodnot

	Roler - vnitřní průměr	Roler - výška	Vůle mezi rolerem a čepem	Roler - vnější průměr
Dolní hranice [mm]	3,03	4,20	0,027	5,81
Horní hranice [mm]	3,93	8,20	0,073	7,31

Tab. 2 Rozsah optimalizovaných hodnot

Na následujícím obrázku jsou vidět jednotlivé závislosti mezi vstupními a výstupními parametry. Červená barva ukazuje přímou závislost a odpovídá číslu 1. Modrá barva je naopak nepřímá závislost a koresponduje s číslem -1. Šedá barva naznačuje, že parametry nejsou na sobě nijak závislé a v legendě je označena číslem 0. Ostatním barvám je závislost přiřazena dle legendy.



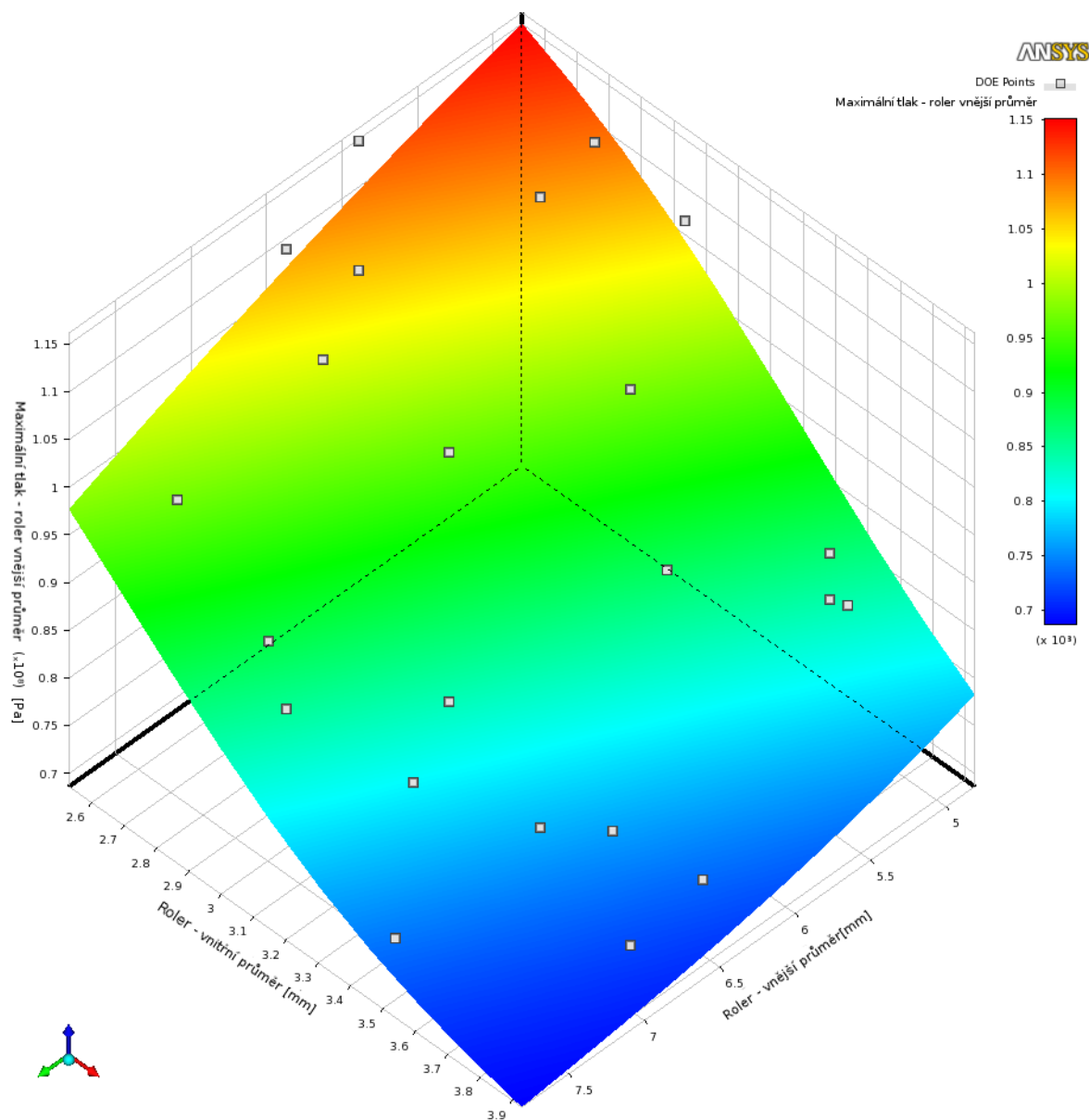
Obr. 33 Korelační matice

Z korelační matice vyplývá, že nejvíce ovlivňujícími vstupními parametry jsou vnější a vnitřní průměry roleru.

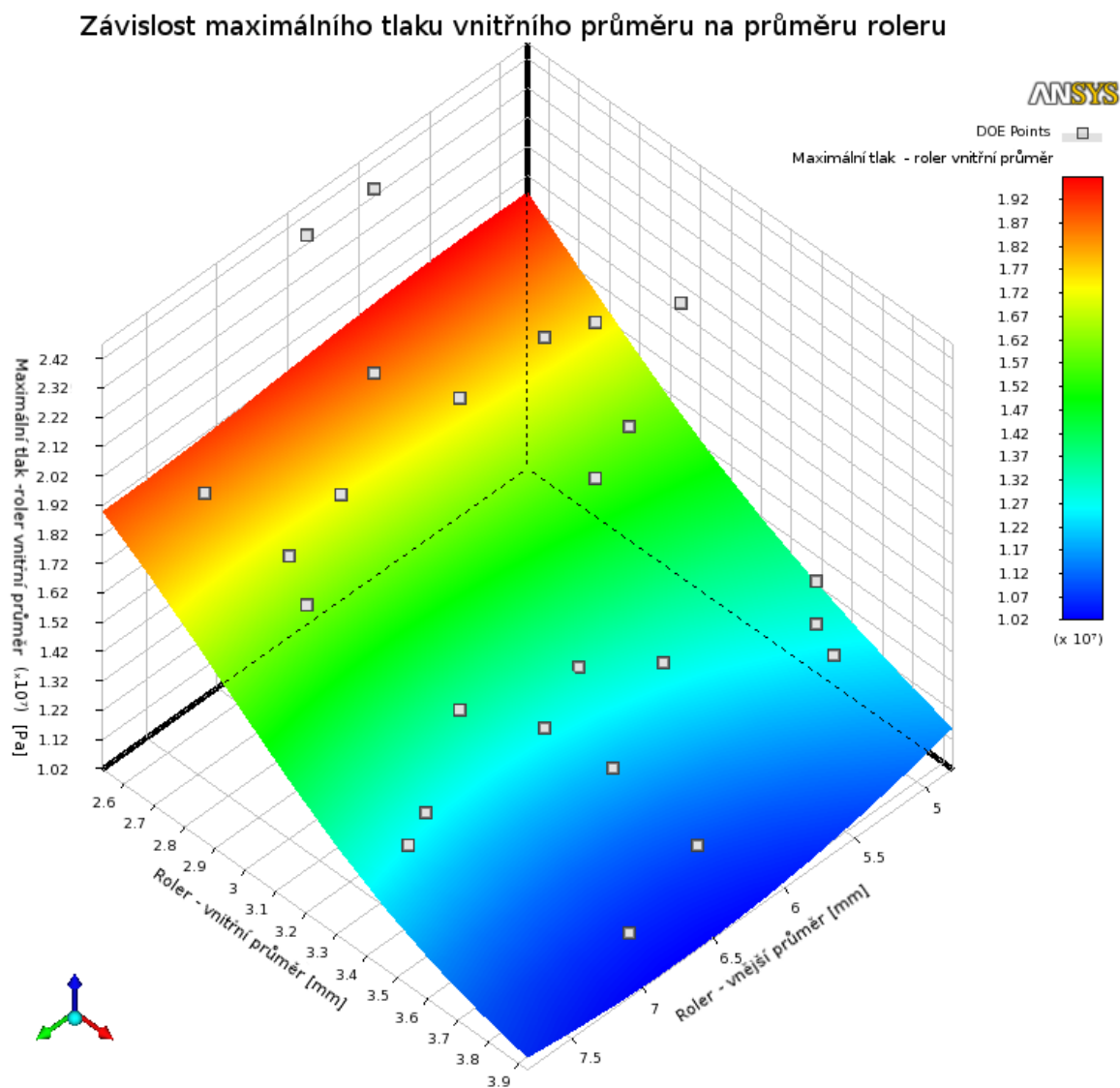
Proto jsou na následujících dvou 3D grafech jsou vidět závislosti vnitřního, vnějšího průměru na maximálním tlaku na vnitřní a vnější straně roleru.



Závislost maximálního tlaku vnější strany roleru na průměrech roleru



Graf 1 Maximální tlak na vnější straně roleru



Graf 2 Maximální tlak na vnitřní straně roleru

Jednotlivé řezy těmito grafy – klasické 2D grafy a další závislosti výstupních a vstupních veličin jsou vykresleny v příloze 1 část A.



4.8 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Následně díky zadaných kritérií byli zjištěni tři nejvhodnější kandidáti, a to právě z hlediska minimálního tlaku na obou průměrech roleru.

Table of Schematic D4: Optimization									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1		Roler - vnitřní průměr (mm)	Roler - výška (mm)	Vůle- čep a roler (mm)	Roler - vnější průměr (mm)	Maximální tlak - roler vnější průměr (Pa)	Maximální tlak - unášeč (Pa)	Maximální tlak - čep (Pa)	Maximální tlak - roler vnitřní průměr (Pa)
2	Optimization Domain								
3	Lower Bound	3.03	4.2	0.027	5.81				
4	Upper Bound	3.93	8.2	0.073	7.31				
5	Optimization Objectives								
6	Objective	No Obje...	No Obje...	No Obje...	No O...	Minimize	No Objective	No Objective	Minimize
7	Target Value								
8	Importance					Default			Higher
9	Constraint Handling								
10	Candidate Points								
11	Candidate A	3.9296	7.8231	0.027675	7.304	★★ 7.2841E+07	7.2833E+07	9.8848E+06	★★ 1.0016E+07
12	Candidate B	3.8648	8.1043	0.029694	6.44	★★ 7.7459E+07	7.7447E+07	1.0055E+07	★★ 1.0487E+07
13	Candidate C	3.7676	7.4012	0.028937	7.2176	★★ 7.6434E+07	7.6424E+07	1.0418E+07	★★ 1.0766E+07

Tab. 3 Výsledná optimalizace

Z výsledných zvýrazněných hodnot stojí za povšimnutí, že tyto tři nejvhodnější kandidáti se nachází vždy v blízkosti horní hranice rozmezí, tedy až na vůli, která se nachází blízko dolní hranice. Zvyšujeme-li průměry nebo výšku roleru, tak se také zvětšuje kontaktní plocha, takže se snižuje tlak. Čím je vůle menší, tím jsou poloměry podobnější, proto se rozšiřuje kontaktní plocha a klesá maximální kontaktní tlak.

Dále je také vidět, že tlak na vnějším průměr roleru, je přibližně 7 krát větší než na vnitřním průměru. Tlak na unášeči a na vnější straně roleru je téměř totožný, díky stejnému počtu elementů v kontaktu. Tlak na čepu a tlak na vnitřní straně roleru je již s menší diferencí i přesto, že je zde stejný počet elementů v kontaktu. Tento nepatrný rozdíl může vzniknout nepřesností výpočtů.



5 DYNAMICKÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Celá soustava je v praxi častěji namáhána kombinovaně, mechanismus je zatěžován silou, tak také dochází k natáčení unášeče a následně k rotaci roleru. Unášeč bude pootočen o 1° , tento úhel stačí na ustálení chování rotujících částí a následnému zmapování chování celého mechanismu.

Geometrie modelu a kontakty jsou podobné statickému zatěžování, proto bude tato část vysvětlena stručněji a budu zde hlavně zdůrazňovat rozdíly těchto namáhání. Materiál a jeho fyzikální vlastnosti jsou naprosto totožné. Jiné jsou pouze vstupní rozměry, kde je již vypuštěna výška roleru, vůle mezi čepem a rolerem je pevně stanovena na 0,025mm a koeficient tření již nebude konstantní, ale bude mít rozmezí získaná z reálných měření.

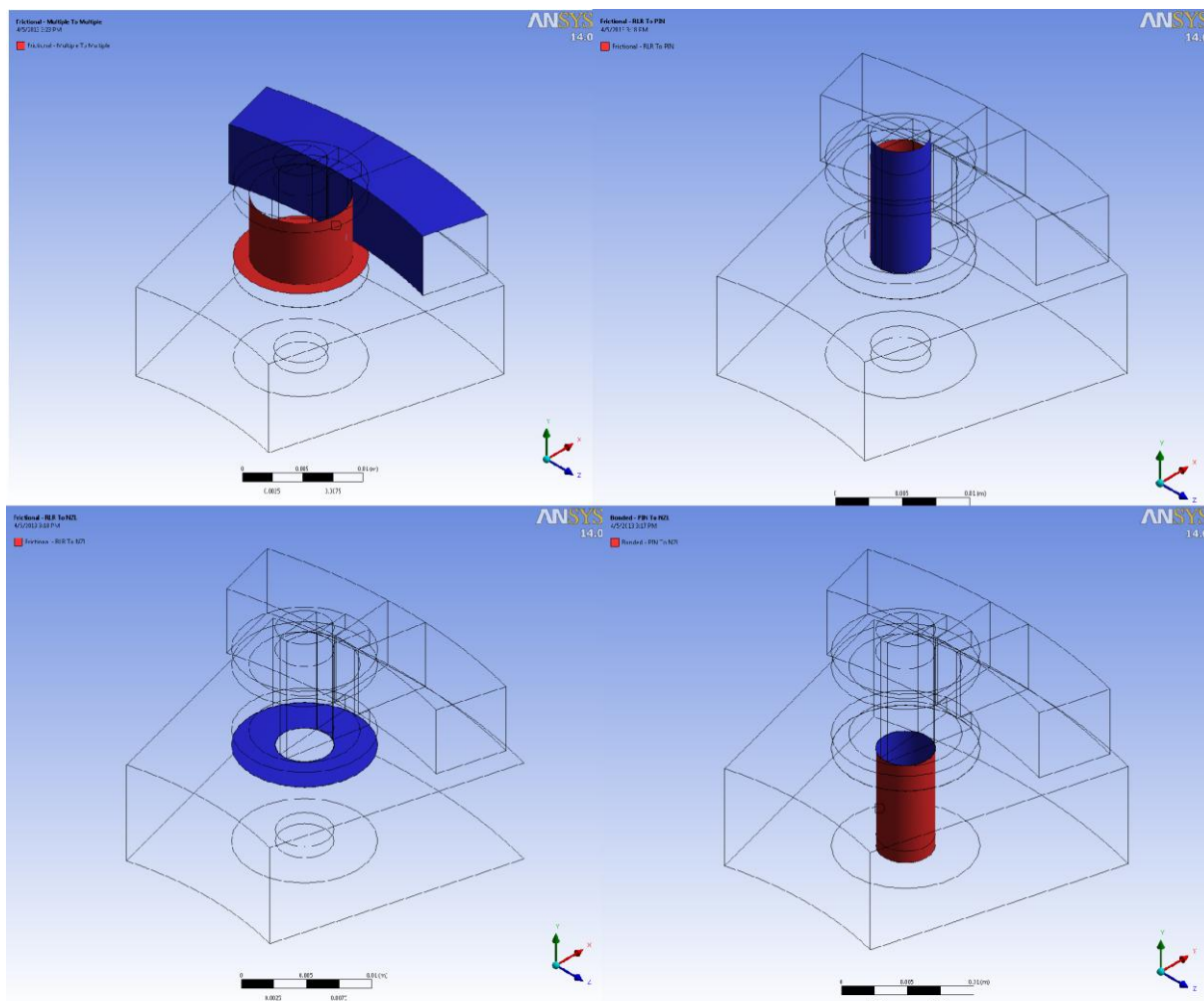
Hlavní rozměry pro parametrizaci jsou:

- Průměr čepu
- Tloušťka stěny roleru
- Koeficient tření mezi rolerem a čepem
- Koeficient tření mezi rolerem a unášečem



5.1 KONTAKTY

Mezi všemi kontakty je parametrizován koeficient tření kromě kontaktu mezi čepem a nozzle ringem, kde je pevné spojení. Jinak jsou kontakty stejné jako u statické části. Na unášec působí zatěžující síla 10N směrem do středu poloměru, stejně jak u statické části, ale zde navíc dochází k rotaci unášce kolem osy procházející středem poloměru.

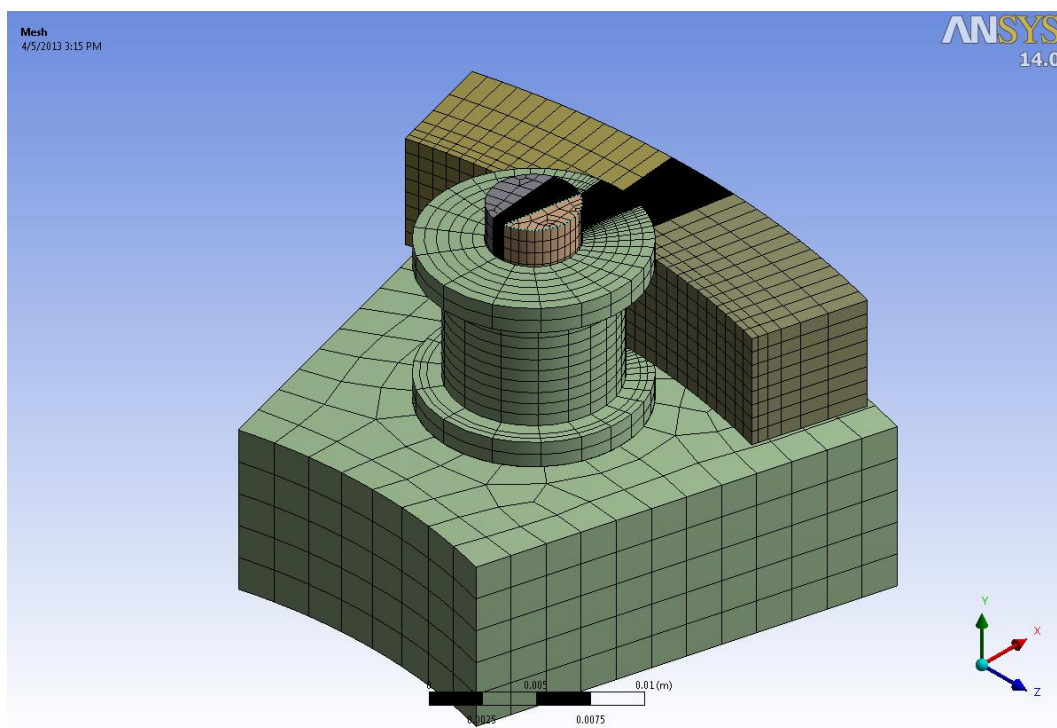


Obr. 34 Kontakty

5.2 DISKRETIZACE MODELU GEOMETRIE

Vysít'ování modelu pro dynamickou analýzu je podobný jako u statické analýzy, jen je zde větší výseč pro zjemnění sítě. Větší výseč je zde z důvodu větší kontaktní dráhy, protože unášec je natáčen. Výseč je nesymetrická, z toho důvodu je unášec rotován pouze jedním směrem.

Na vysít'ování jsou použity stejné elementy, ale ve větším počtu. Pro správnost a důvěryhodnost výsledku je nutné alespoň 5 elementů v kontaktu, pro jistotu jsem počet elementů zvýšil, aby bylo dosaženo minimálně 6. Celkový počet elementů v modelu je zaokrouhleně 152 000.



Obr. 35 Vysíťování modelu

5.3 VAZBY A ZATÍŽENÍ

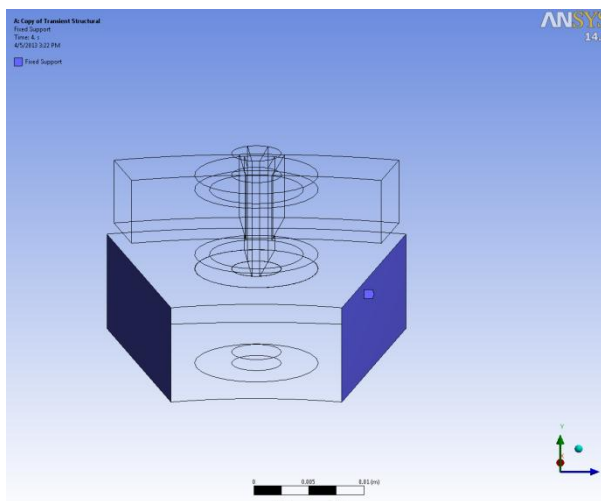
Oproti statickému namáhání je unášec namáhán nejen silou F , ale také dochází k rotaci unášeče. Nejprve jsou všechny části mechanismu posunuty do kontaktu, až v posledním kroku jsou posuny dány pouze zatěžující silou F .

Tento model již popisuje reálné zatěžování VNT mechanismu.

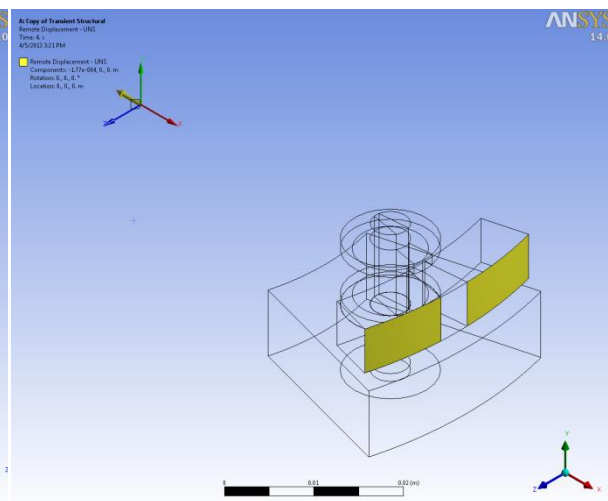
Nozzle ring je pevně uchycen - není dovolen žádný pohyb. Jak už jsem zmínil, na unášec působí síla F o velikosti 10N a navíc unášec rotuje kolem osy procházející středem poloměru jeho křivosti. Úhel natočení je $0,6^\circ$. Unášec se ve skutečnosti otáčí mnohem více (cca. o 5°), ale pro výpočet projevů ve valivém kontaktu je tento úhel dostačující. Takže unášec má v prvních krocích povolen pouze posun proti ose x (kvůli dotlačení do kontaktu a deformaci od síly F), rotaci kolem osy z (tato rotace je povolena, jelikož pravděpodobně dojde k ohybu čepu) a až v posledním kroku je přidána rotace kolem osy y .

Roler má stejně jako unášec dovolen posun proti směru osy x (nutné jej dotlačit do kontaktu s čepem), rotaci kolem osy z a volnou rotaci okolo osy y .

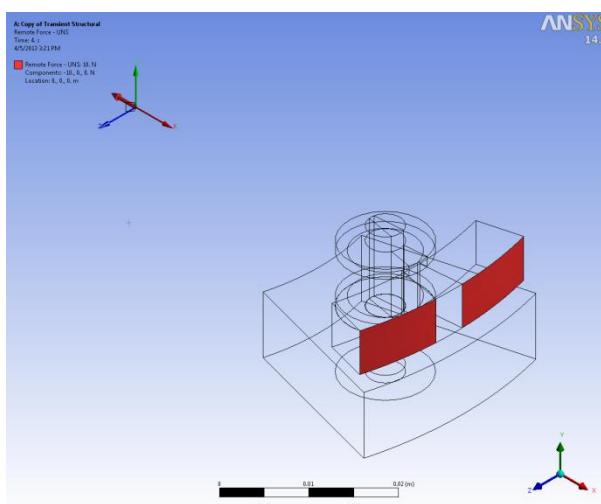
Jediný možný pohyb čepu je již zmiňovaná rotace kolem osy z , protože jak jsem se ujistil ve statickém namáhání je čep ohýbán díky síle F .



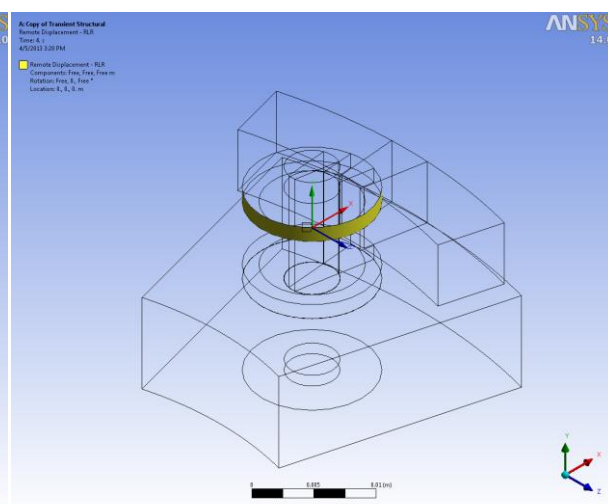
Obr. 36 Upevnění nozzle ringu



Obr. 38 Remove displacement - unášec



Obr. 37 Působící síla



Obr. 39 Remove displacement - roler

5.4 NASTAVENÍ ŘEŠIČE

V tomto případě jsem řešič nastavil na 5 kroků. V prvním kroku je unášec a roler dotlačen do kontaktu, je zastavena rotace roleru a unášeče. Ve druhém kroku je unášec držen v kontaktu pouze silou F . Ve třetím kroku už není pomocí příkazu *displacement* posouván roler. Ve čtvrtém kroku je již dovolena rotace roleru a v posledním kroku už je unášec rotován o $0,6^\circ$. Samozřejmě ve všech krocích působí síla F .

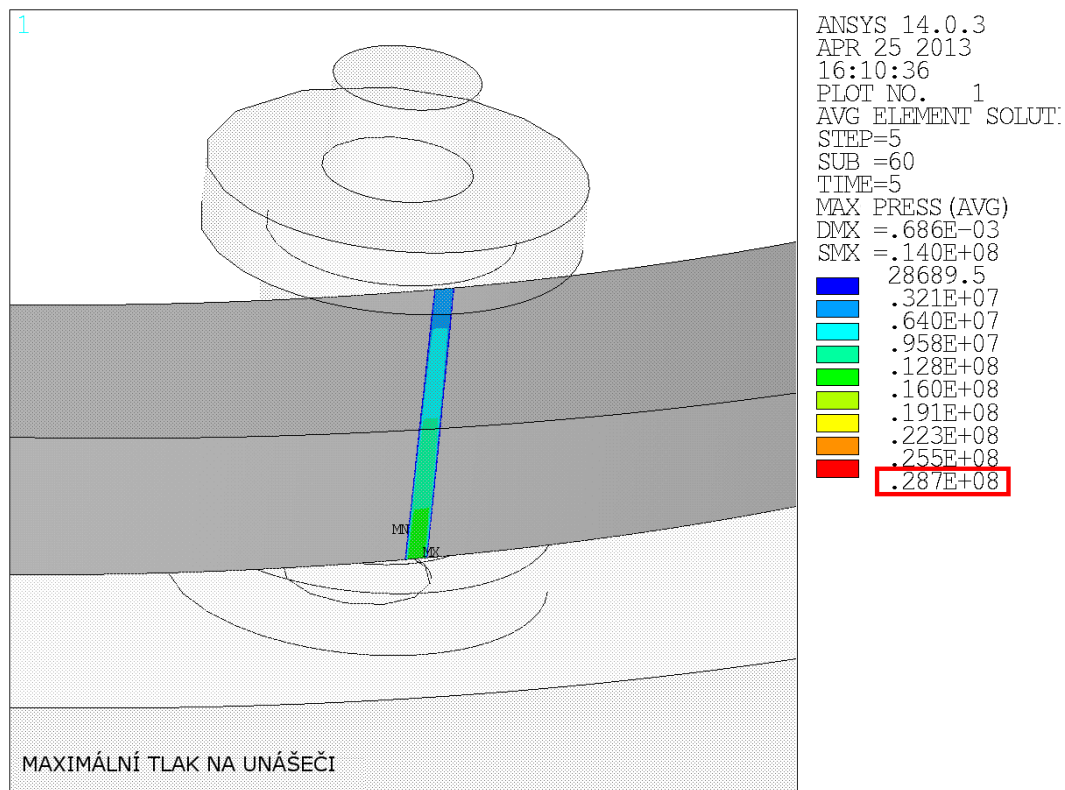
5.5 ANALÝZA VÝSLEDKŮ

Pro generování obrázku z dynamické analýzy bylo použito makro, proto jsou obrázky v jiném stylu, oproti statickému zatěžování.

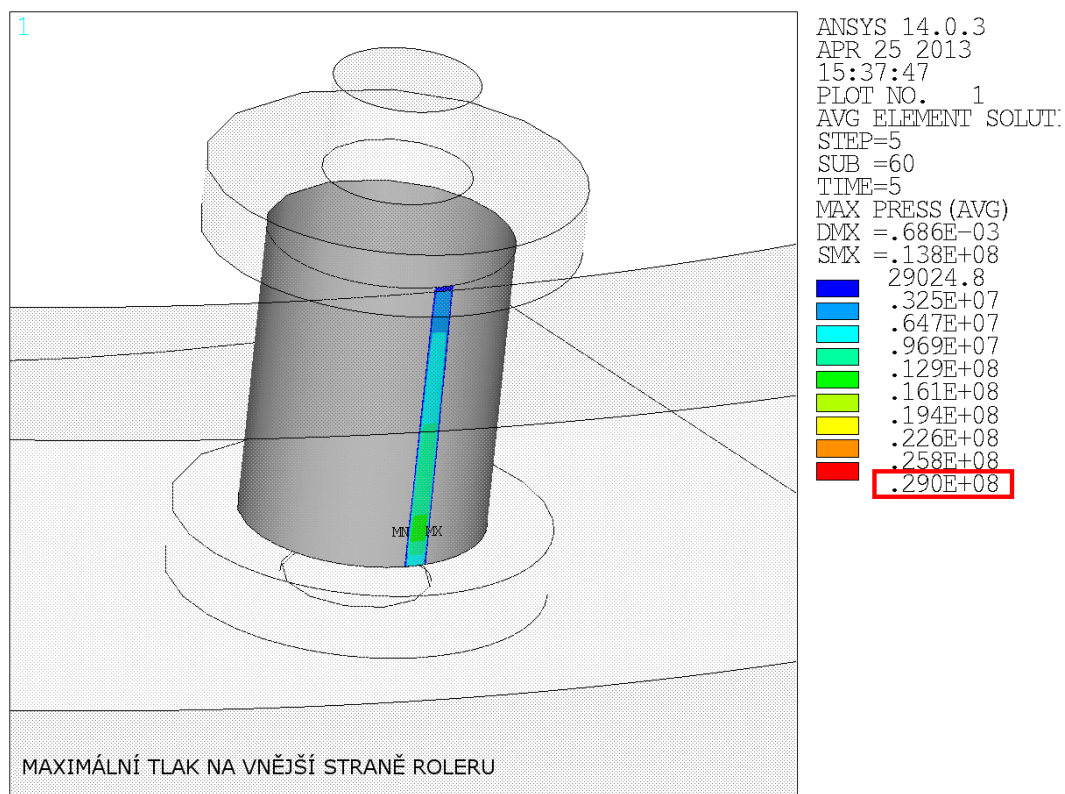
Následující obrázky ukazují, jaké mohou nastat maximální tlaky na kontaktních místech při nejhorší kombinaci vstupních parametrů, které byly vygenerovány. Což je největší průměr



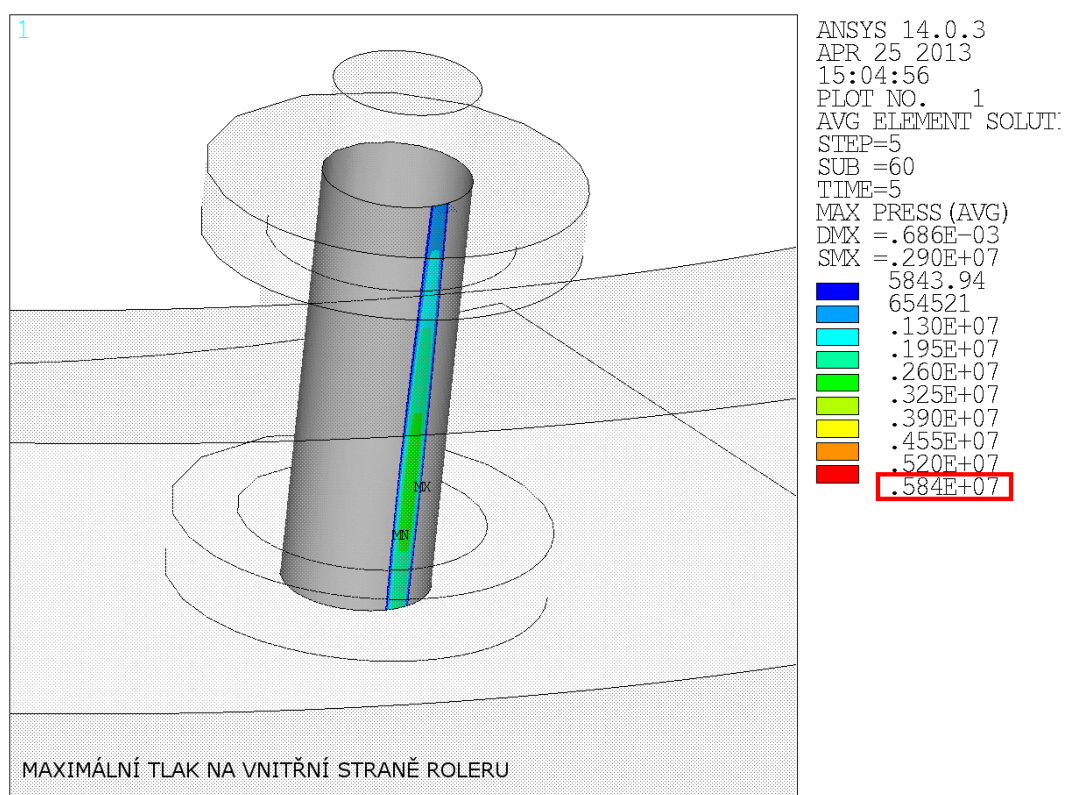
čepu, nejmenší tloušťka stěny roleru koeficient tření je na obou stranách roleru stejný, a to 0,4. Samozřejmě by mohl nastat případ, kdy by ještě koeficient tření mezi čepem a rolerem byl 0,2 a mezi unášečem rolerem 0,6, v takovém případě by byl kontaktní tlak ve všech místech největší.



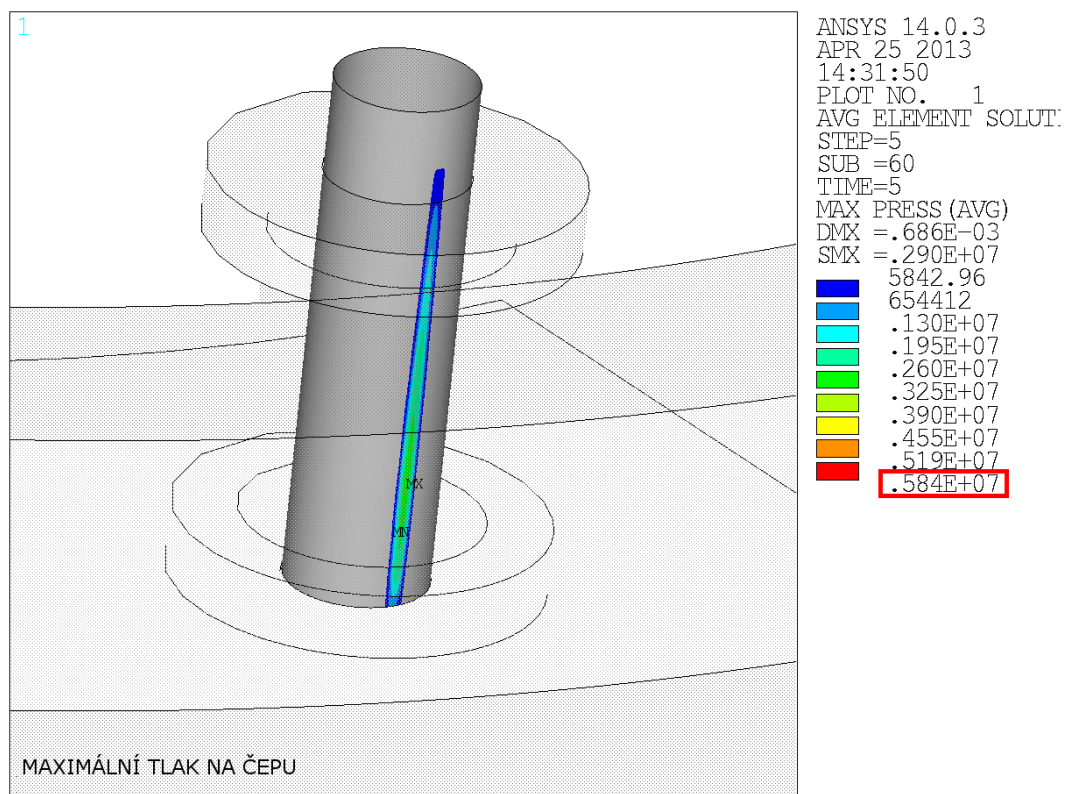
Obr. 40 Maximální tlak na unášeči



Obr. 41 Maximální tlak na vnější straně roleru



Obr. 42 Maximální tlak na vnitřní straně roleru



Obr. 43 Maximální tlak na čepu



5.6 OPTIMALIZACE VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Cílem optimalizace je vybrat nejvýhodnější kandidáty, vzhledem k tomu, že tato optimalizace je velmi náročná na výpočet, tak jsem počet možných adeptů redukoval na 21.

Tab. 4 Rozsah optimalizovaných hodnot

	Průměr čepu [mm]	Tloušťka stěny roleru [mm]	Koeficient tření mezi unášečem a rolerem	Koeficient tření mezi rolerem a čepem
Dolní hranice	3,00	1,00	0,20	0,20
Horní hranice	6,00	3,00	0,60	0,60
Krok	1,50	1,00	0,20	0,20

Ze vstupních hodnot a kroků jsem vygeneroval náhodné kombinace vstupních parametrů a ještě před započtením výpočtů jsem udělal úvahu.

Za jakých podmínek bude docházet k otáčení součástí bez smýkání, a kdy bude docházet ke smýkání?

Ke smýkání bude docházet tehdy, když moment vyvolaný třecí silou, na rameni vnitřního průměru roleru bude větší, jak moment, který je rovněž vyvolaný třecí silou, avšak s jinou hodnotou koeficientu tření, na rameni vnějšího průměru roleru.

$$M_{id} > M_{od}, \quad (44)$$

$$F_{tid} > F_{tod}, \quad (45)$$

$$f_1 \cdot F_{\text{t}} \cdot r > f_2 \cdot F_{\text{t}} \cdot R_{od}, \quad (46)$$

$$\frac{f_1}{f_2} > \frac{R_{od}}{r}, \quad (47)$$

kde:

M_{id}	N/m	-	moment od tečné síly na rameni vnitřního průměru roleru
M_{od}	N/m	-	moment od tečné síly na rameni vnějšího průměru roleru
F_{tid}	N	-	třecí síla na vnitřním průměru roleru
F_{tod}	N	-	třecí síla na vnějším průměru roleru
f_1	-	-	koeficient tření mezi čepem a rolerem
f_2	-	-	koeficient tření mezi rolerem a unášečem
r	m	-	rameno, velikost stejná s vnitřním průměrem roleru
R_{od}	m	-	rameno, velikost stejná s vnějším průměrem roleru



Tab. 5a) Vstupní hodnoty a předpoklad rotace

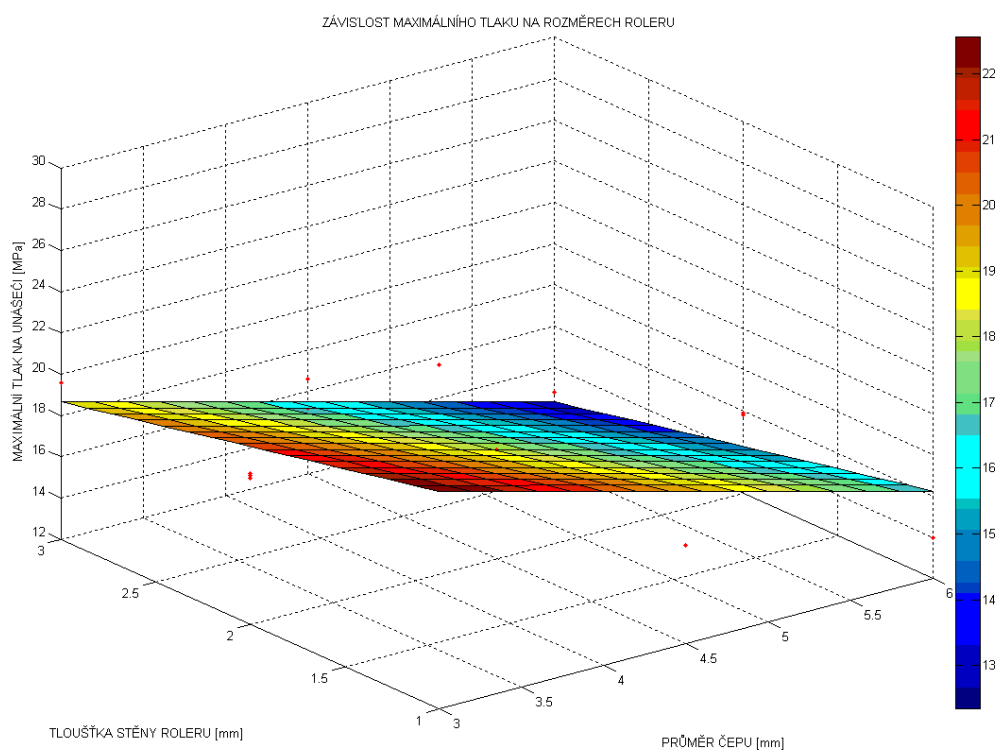
číslo kandidáta	DP01	DP02	DP03	DP04	DP05	DP06	DP07	DP08	DP09	DP10
průměr čepu [mm]	3,00	3,00	6,00	6,00	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50
tloušťka stěny roleru [mm]	1,00	3,00	1,00	3,00	2,00	2,00	2,00	2,00	1,00	3,00
tření roler-čep [-]	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,60	0,20	0,60	0,40	0,40
tření roler-unášeč [-]	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,20	0,60	0,60	0,20	0,20
přepočet na průměry										
roler- vnitřní průměr [mm]	3,05	3,05	6,05	6,05	4,55	4,55	4,55	4,55	4,55	4,55
roler- vnější průměr [mm]	5,05	9,05	8,05	12,05	8,55	8,55	8,55	8,55	6,55	10,55
výpočet										
roler-vnitřní průměr/roler-vnější průměr	1,66	2,97	1,33	1,99	1,88	1,88	1,88	1,88	1,44	2,32
tření roler-čep / tření roler-unášeč	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	3,00	0,33	1,00	2,00	2,00
poměr průměru a tření	1,66	2,97	1,33	1,99	1,88	0,63	5,64	1,88	0,72	1,16
výsledný předpoklad	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	SMÝKÁ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	SMÝKÁ	OTÁČÍ

Tab. 6b) Vstupní hodnoty a předpoklad rotace

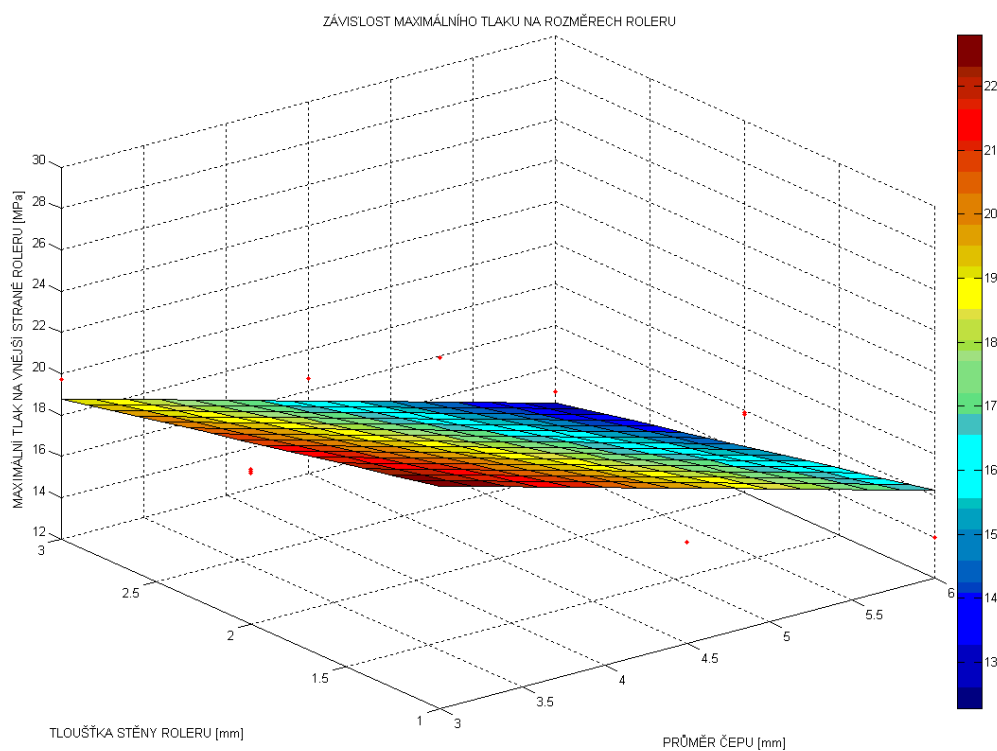
číslo kandidáta	DP11	DP12	DP13	DP14	DP15	DP16	DP17	DP18	DP19	DP20	DP21
průměr čepu [mm]	4,50	3,00	6,00	3,00	4,50	4,50	4,50	3,00	6,00	3,00	6,00
tloušťka stěny roleru [mm]	3,00	2,00	2,00	2,00	1,00	3,00	3,00	2,00	2,00	2,00	2,00
tření roler-čep [-]	0,40	0,20	0,20	0,60	0,20	0,20	0,60	0,40	0,40	0,40	0,40
tření roler-unášeč [-]	0,60	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,20	0,60	0,60
přepočet na průměry											
roler- vnitřní průměr [mm]	4,55	3,05	6,05	3,05	4,55	4,55	4,55	3,05	6,05	3,05	6,05
roler- vnější průměr [mm]	5,05	7,05	10,05	7,05	6,55	10,55	10,55	7,05	10,05	7,05	10,05
výpočet											
roler-vnitřní průměr/roler-vnější průměr	2,32	2,31	1,66	2,31	1,44	2,32	2,32	2,31	1,66	2,31	1,66
tření roler-čep / tření roler-unášeč	0,67	0,50	0,50	1,50	0,50	0,50	1,50	2,00	2,00	0,67	0,67
poměr průměru a tření	3,48	4,62	3,32	1,54	2,88	4,64	1,55	1,16	0,83	3,47	2,49
výsledný předpoklad	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	OTÁČÍ	SMÝKÁ	OTÁČÍ	OTÁČÍ

Na následujících grafech jsou vidět závislosti vstupních rozměrů roleru na maximálních tlacích na kontaktních plochách. Pro vykreslení jsou vstupní hodnoty tření na střední hodnotě rozsahu, tedy 0,4.

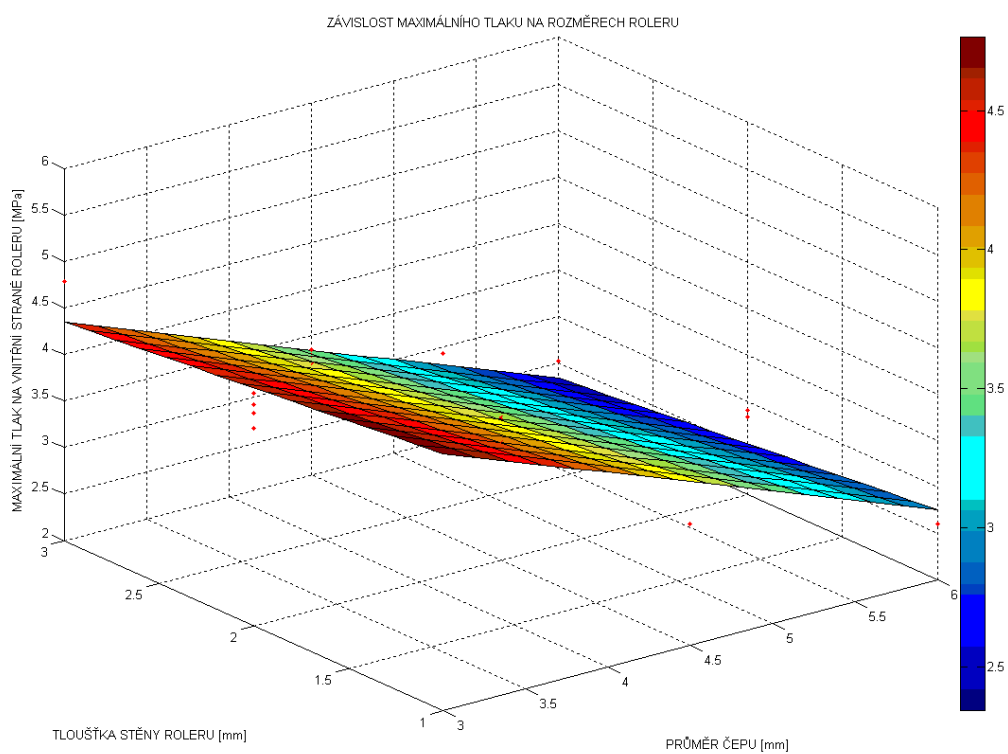
Rozdíly hodnot mezi kontaktními dvojicemi jsou vždy do 2%, což je způsobeno nepřesností výpočtové metody.



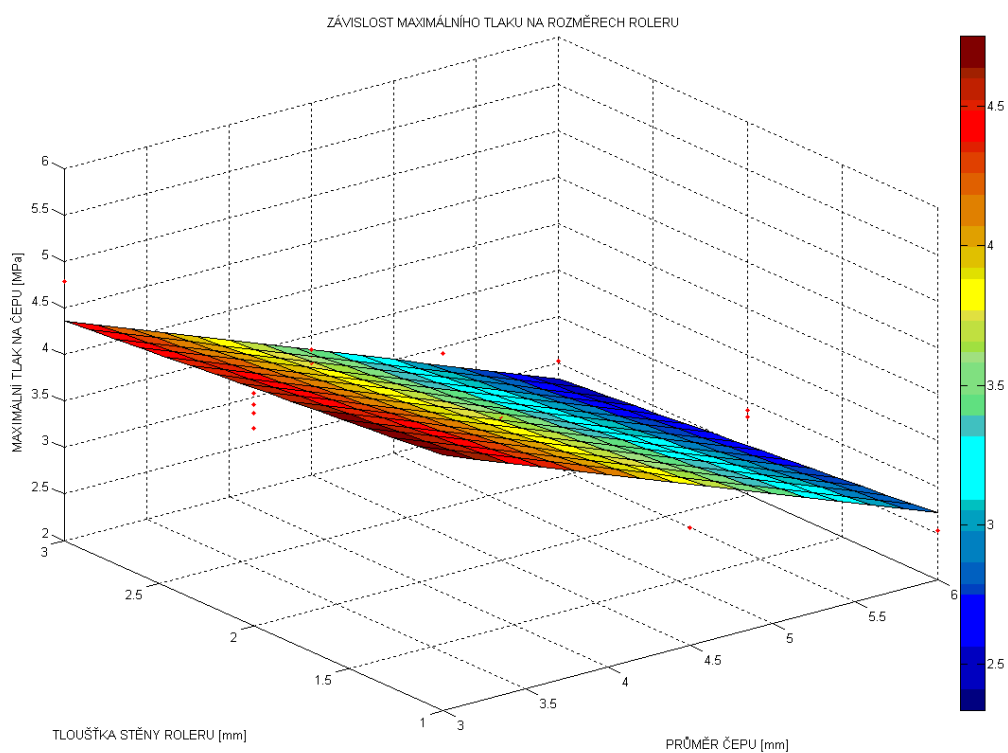
Graf 3 Závislost maximálního tlaku na unáseči a rozměrech roleru



Graf 4 Závislost maximálního tlaku na vnější straně roleru a rozměrech roleru



Graf 5 Závislost maximálního tlaku na vnitřní straně roleru a rozměrech roleru



Graf 6 Závislost maximálního tlaku na čepu a rozměrech roleru



Na grafech je vidět, že největší tlak na všech kontaktních místech je nejhorší při kombinaci nejmenších rozměru čepu a roleru. Dále stojí za povšimnutí, že maximální tlak je na kontaktu unášeč – roler je zhruba 5 krát větší než kontakt čep – roler.

Další závislosti vstupních parametrů na maximálních tlacích jsou zobrazeny v příloze 1 část B.

5.7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Dříve nežli začnu vyhodnocovat výsledky, popíši veličiny, které mi pomohou dokázat, za jakých podmínek dochází ke smýkání roleru. Jak uvidíme později, kontaktní tlak nám tuto otázku nezodpoví.

Veličina, která nám tuto informaci může poskytnout, se jmenuje skluzová vzdálenost, v našem případě celková skluzová vzdálenost. Skluzová vzdálenost popisuje, o kolik se vůči sobě pohnuly povrchy kontaktních ploch. Celková je nazvána, protože se sečtou pohyby ve všech krocích. Jednotky jsou stejné jako u délky, metry, pro vykreslování budu používat inženýrské, tedy mm.

Další veličina, která vypovídá o charakteristice pohybu roleru se jmenuje třecí práce. Jednotky jsou stejné jako u klasické práce, tzn. Jouly. Třecí práce se vypočte jako součin skluzové vzdálenosti a tečného třecího napětí. Třecí práce vypovídá o energetické ztrátě v místě kontaktu.

$$W_{Ft} = s_{sd} \cdot \sigma_t, \quad (48)$$

$$\sigma_t = f_t \cdot P_k, \quad (49)$$

kde:

W_{Ft}	J	-	třecí práce
s_{sd}	m	-	skluzová vzdálenost
σ_t	Pa	-	třecí tečné napětí
f_t	-	-	koeficient tření
P_k	Pa	-	kontaktní tlak (normálový)



V Tab. 7 je jsou vidět všechny vstupní parametry, všichni kandidáti, celková skluzová vzdálenost a třecí práce.

Tab. 7 Celková skluzová vzdálenost a třecí práce

číslo kandidáta	průměr čepu [mm]	tloušťka stěny roleru [mm]	třecí součinitel [-]		celková skluzová vzdálenost na ... [mm]				třecí práce na ... [J/m ²]			
			čep - roler	roler - unášec	čepu	vnitřním průměru roleru	vnějším průměru roleru	unášeci	čepu	vnitřní straně roleru	vnější straně roleru	unášeci
DP01	3,0	1,0	0,4	0,4	0,091	0,091	0,005	0,004	210,26	196,62	22,84	18,46
DP02	3,0	3,0	0,4	0,4	0,053	0,053	0,002	0,002	98,40	97,51	4,06	3,26
DP03	6,0	1,0	0,4	0,4	0,113	0,113	0,006	0,006	111,09	107,61	18,90	14,05
DP04	6,0	3,0	0,4	0,4	0,078	0,078	0,003	0,003	76,60	75,73	5,95	4,46
DP05	4,5	2,0	0,2	0,2	0,082	0,082	0,004	0,004	57,24	55,61	5,18	3,95
DP06	4,5	2,0	0,6	0,2	3E-07	3,19E-07	0,161	0,087	0,0003	0,0004	531,70	192,41
DP07	4,5	2,0	0,2	0,6	0,084	0,084	0,001	0,001	59,11	57,50	1,44	1,12
DP08	4,5	2,0	0,6	0,6	0,082	0,082	0,003	0,003	161,03	156,20	12,15	9,24
DP09	4,5	1,0	0,4	0,2	1E-05	1,35E-05	0,159	0,0841	0,0044	0,1082	512,59	185,66
DP10	4,5	3,0	0,4	0,2	0,064	0,064	0,008	0,008	81,63	80,34	14,62	11,32
DP11	4,5	3,0	0,4	0,6	0,068	0,068	0,002	0,002	87,19	86,12	3,15	2,35
DP12	3,0	2,0	0,2	0,4	0,069	0,069	0,001	0,001	60,52	59,51	1,76	1,39
DP13	6,0	2,0	0,2	0,4	0,096	0,095	0,002	0,002	54,68	53,21	2,60	2,09
DP14	3,0	2,0	0,6	0,4	0,066	0,066	0,004	0,004	161,85	158,49	14,42	11,28
DP15	4,5	1,0	0,2	0,4	0,109	0,109	0,002	0,002	69,94	66,37	3,89	2,86
DP16	4,5	3,0	0,2	0,4	0,068	0,068	0,001	0,001	45,03	44,37	1,29	0,98
DP17	4,5	3,0	0,6	0,4	0,066	0,066	0,004	0,004	130,34	128,33	10,64	8,08
DP18	3,0	2,0	0,4	0,2	0,064	0,064	0,009	0,008	108,45	106,41	19,96	15,89
DP19	6,0	2,0	0,4	0,2	1E-05	1,00E-05	0,157	0,0841	0,0094	0,0100	485,65	177,67
DP20	3,0	2,0	0,4	0,6	0,068	0,068	0,002	0,002	116,45	114,74	4,23	3,33
DP21	6,0	2,0	0,4	0,6	0,093	0,093	0,003	0,002	105,21	102,45	6,84	5,46

Z tabulky je vidět, že se můj předpoklad smýkání potvrdil. Zelené řádky ukazují, kteří kandidáti se smýkají. V tomhle případě dochází ke smýkání mezi unášecem a rolerem, a to u všech třech kandidátů. Tento fakt je vidět z celkové skluzové vzdálenosti a také z třecí práce. Skluzová vzdálenost na kontaktu čep – roler je řádově menší, takže nulová, jak u jiných kandidátů, tudíž zde nedochází skoro k žádnému pohybu, roler stojí. Ale naopak na druhém kontaktním místě je třecí práce a skluzová vzdálenost mnohokrát větší, takže v tomto místě nastává prokluz.

Modře zvýraznění kandidáti jsou nejlepší z hlediska smýkání a opotřebení. Tmavě modrý kandidát (DP16) je nejvýhodnější z tohoto výběru.

Dále je z tabulky patrné, že pro rovnoměrné opotřebení roleru z obou stran je výhodnější, když na vnější straně roleru je větší tření než na vnitřní straně, proto také bude docházet k menšímu skluzu.



Předpoklad, který jsem napsal výše, by zásadně ovlivňoval správnost vykreslených grafů, hlavně prokládající rovinu. Takže jsem kandidáty, kteří se smýkají, vypustil z vykreslování grafů.

Grafické znázornění závislosti vstupních parametrů tření na třecí práci je v příloze 1 část C.

Grafické znázornění závislosti vstupních parametrů tření na celkové skluzové vzdálenosti je v příloze 1 část D.

Třecí koeficienty nijak neovlivňují maximální tlaky v kontaktech, proto nejsou uvedeny v příloze.

Grafické znázornění závislosti vstupních parametrů roleru na třecí práci je v příloze 1 část E.

Grafické znázornění závislosti vstupních parametrů roleru na celkové skluzové vzdálenosti je v příloze 1 část F.

Z Graf 27 v příloze je vidět, že optimální tvar z hlediska opotřebené (třecí práce) by měl mít maximální tloušťku stěny roleru a za druhé maximální průměr čepu.



ZÁVĚR

Na začátku psaní diplomové práce jsem ve stručnosti rozčlenil turbodmychadla podle způsobu regulace výfukových plynů. Jelikož je tato práce zpracována ve spolupráci s vývojovým centrem firmy Honeywell s.r.o. se sídlem v Brně, proto jsem se zaměřil pouze na opotřebení kompletu u VNT regulace. Nejprve jsem se zabýval popsáním pohybu a opotřebení čepu, rolny a unášeče.

Před samotnými výpočty kontaktních veličin jsem provedl analýzu nejvhodnější metody pro výpočet. Jelikož se jedná o poměrně matematicky složitou úlohu, zvolil jsem pro výpočet metodu konečných prvků s počítačovou podporou programu Ansys 14.0 v uživatelském prostředí Workbench.

Začal jsem statickým namáháním normálovou silou směřující do středu čepu a působící na unášeč, který se nejprve dostane do kontaktu s rolerem a následně také čepem. Jelikož se jedná o namáhání normálovou silou, není zde nijak zvlášť řešen vliv velikosti součinitelů tření. Druh kontaktu jsem zvolil *frictional*, tedy kontakt se třením, při hodnotě součinitele tření 0,4, protože k malým posunům dochází i od normálové síly. Ze statického namáhání jsem vybral tři nejvhodnější kandidáty, kteří mají nejmenší maximální kontaktní tlak (viz Tab. 3 Výsledná optimalizace). Samozřejmě z hlediska nejmenšího kontaktního tlaku je nejlepší volit výšku roleru, vnitřní a vnější průměr roleru co možná největší a naopak vůli mezi čepem a roler co možná nejmenší. Avšak při konstrukčním návrhu jsme omezeni velikostí turbodmychadla, analogicky i ovládacího mechanismu, proto je nutné hledat kompromis velikosti těchto parametrů. Pro snadnější návrh těchto rozměrů mohou pomoci grafy závislosti všech vstupních veličin na kontaktním tlaku přiložené v příloze číslo 1 část A.

Následně jsem se zabýval dynamickým zatěžováním, tento typ zatěžování ovládacího mechanismu je nejčastější. Toto namáhání jsem nazval dynamické, protože je unášeč zatěžován normálovou silou, podobně jako u statického zatěžování, a je také otáčen kolem své osy. Před samotnými výpočty jsem sestavil hypotézu, za jakých podmínek bude docházet ke smýkání, a kdy k odvalování (viz Tab. 5 a Tab. 6b) Vstupní hodnoty a předpoklad rotace). U tohoto druhu namáhání nám kontaktní tlak není schopen odhalit nejvhodnější konfiguraci vstupních parametrů a hlavně nám nenapoví, zda dochází v kontaktních místech ke smýkání nebo valení. Proto jsem zde uvedl dvě veličiny, které tento jev dokážou odhalit. Celková skluzová vzdálenost, která hypotézu o smýkaná potvrdila a třecí práce. Za pomoci těchto dvou veličin jsem mohl vybrat tři nejvhodnější kombinace vstupních parametrů (viz Tab. 7 Celková skluzová vzdálenost a třecí práce). V této tabulce jsou zvýrazněny vzestupně odstíny modré. Všechny vstupní parametry jsou graficky zobrazeny v závislosti na výstupních hodnotách a jsou jimi proloženy roviny pro snadnější odečtení potřebných hodnot. Tyto grafy se nacházejí buď v této hlavní práci, nebo v příloze 1 část B až F.

Vstupní parametry, které nejvíce ovlivňují opotřebení, jsou právě součinitele tření, samozřejmě bychom chtěli co nejmenší velikosti těchto hodnot, jak se u kontaktních úloh navrhuje tam, kde dochází ke chtěnému pohybu. V praxi ale není možné dosáhnout bez mazacího filmu hodnot menších jak 0,2 pro materiály běžně používané, tedy finančně dostupné. Proto jsem také volil rozsah hodnot od 0,2 do 0,6. U všech materiálů, které se pro tento kontakt používají, jsou tyto hodnoty odměřeny z testů. Díky povrchovým úpravám může být u materiálů součinitel tření snížen, či zvýšen dle potřeby.



Celý mechanismus je proměnlivě tepelně namáhán po celém povrchu všech součástí. Právě kvůli tepelnému rozpínání je zde minimální vůle mezi čepem a rolerem, která je zjištěna z laboratorních testů a mnohaleté praxe. Já jsem se tepelným zatížením ovládací soustavy nijak nezabýval, jelikož tato informace nebyla pro firmu potřebná z důvodů předešlých analýz.

Nejvýhodnější rozměry z hlediska opotřebení jsou:

- Co možná největší tloušťka stěny roleru
- Největší průměr čepu
- Větší koeficient tření na vnější straně roleru než na vnitřní straně (je nutná pečlivá úvaha, jakou vybrat materiálovou dvojici čep – roler, na unášeci už stačí mírnější podmínky)

Pro vyhodnocování bylo použito dvou programů (Ansys a Matlab), proto grafy nejsou zcela totožných formátů.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JOHNSON, K. *Contact mechanics*. 9 vydání. Cambridge: Cambridge University Press, 2003, 451 s. ISBN 05-212-5576-7.
- [2] KALKER, J. *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. 1st ed. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990, xxvi, 314 s. Solid mechanics and its applications. ISBN 07-923-0712-7.
- [3] DAMME, S. *Zur Finite-Element-Modellierung des stationären Rollkontakts von Rad und Schiene*. Dizertační práce, Technische Universität Dresden, 2006.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward. *Mechanical engineering design*. 7th ed. Boston, Mass: McGraw-Hill, 2004, xxiii, 1030 s. ISBN 00-725-2036-1.
- [5] *Springer handbook of mechanical engineering*. 1st ed. New York: Springer, 2008, p. cm. ISBN 978-354-0491-316.
- [6] HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony*. Studijní opory dopravního a automobilního inženýrství FSI VUT Brno. 73s. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory/alt.pohony.pdf>.
- [7] Honeywell, *Školící prezentace a videa*
- [8] BURSA, J. *Metoda konečných prvků* [online]. [cit. 2012-12-01]. Dostupné z: www.ume.fme.vutbr.cz/~jbursa/MKP4.doc
- [9] FUSEK, Martin a Radim HALAMA. *MKP a MHP - interaktivní studijní materiál* [online]. [cit. 2012-12-02]. Dostupné z: http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/mkpamhp_obr.pdf. Studijní materiál. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava Západočeská
- [10] *Úvod k MKP* [online]. Ostrava [cit. 2012-12-03]. Dostupné z: http://www.339.vsb.cz/PDF/UvodDoMKP/UvodDoMKP_prednasky.pdf Interaktivní text. Fakulta strojní - Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [11] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory: karburatory a vstřikování paliva*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 2004, 388 s. ISBN 80-251-0207-6.
- [12] *TurbochargersNZ* [online]. 2012 [cit. 2012-12-04]. Dostupné z: <http://www.turbochargersnz.com/turbochargers-gallery/album/cutaway-turbochargers>
- [13] *Variable Geometry Turbocharger* [online]. 2012 [cit. 2012-12-06]. Dostupné z: <http://motorsgarage.blogspot.cz/search/label/Automotive%20technologies>
- [14] RADZIMOVSKY, Eugene I. *Stress distribution and strength condition of two rolling cylinders pressed together*. Trustees University of Illinois, 1953. Technical Reports. University of Illinois.



- [15] Pereira, C. M., Ramalho, A. L., Ambrosio, J.A., *A Critical Overview of Internal and External Cylinder Contact Force Models*. Nonlinear Dynamics, Published Online: 18 September 2010.
- [16] JANDORA, Radek. *Výpočtové modelování dynamických projevů v kontaktu kola a kolejnice s obecnou geometrií kontaktních povrchů*. Brno, 2012. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [17] DEGRADACE STROJNÍCH SOUČÁSTÍ. *DEGRADACE: OPOTŘEBENÍ* [online]. 2003 [cit. 2013-04-09]. Dostupné z: http://degradace.tf.czu.cz/Mngr_ram.htm



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\bar{T}_x$	[N]	saturovaná tečná síla
$\bar{T}_x, \bar{T}_y$	[N]	složky saturované tečné síly
D_1, D_2	[m]	průměr tělesa 1 a 2
p_{max}	[Pa]	maximální kontaktní tlak
a	[m]	rádius kontaktní plochy
a, b	[m]	velikosti hlavních poloos v elipse
b	[m]	poloviční šířka elipsy
C_{11}, C_{22}	[-]	maximální Hertzův tlak
C_{23}, C_{32}	[-]	redukovaný poloměr
C_{33}	[-]	poloměr tělesa 1 a 2
E^*	[Pa]	redukovaný modul pružnosti v tahu
$E_{1,2}$	[Pa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	třecí síla
f	[-]	koeficient tření
f_1	[-]	koeficient tření mezi čepem a rolerem
f_2	[-]	koeficient tření mezi rolerem a unáščem
f_t	[-]	koeficient tření
F_{tid}	[N]	třecí síla na vnitřním průměru roleru
F_{tod}	[N]	třecí síla na vnějším průměru roleru
F_x, F_y	[N]	tečné síly
G	[Pa]	modul pružnosti v tahu
M_{id}	[N/m]	moment od tečné síly na rameni vnitřního průměru roleru
M_{od}	[N/m]	moment od tečné síly na rameni vnějšího průměru roleru
M_z	[N/m]	spinový moment
N	[N]	normálová síla
P_k	[Pa]	kontaktní tlak (normálový)
p_o	[Pa]	maximální Hertzův tlak
R	[m]	redukovaný poloměr
r	[m]	rameno, velikost stejná s vnitřním průměrem roleru
R_{od}	[m]	rameno, velikost stejná s vnějším průměrem roleru
$R_{1,2}$	[m]	poloměr tělesa 1 a 2
s_{sd}	[m]	skluzová vzdálenost
V	[m/s]	rychlost valení
$v_{rel,x}$	[m/s]	relativní rychlost – složka x
$v_{rel,y}$	[m/s]	relativní rychlost – složka y
v_x	[%]	relativní podélný skluz
v_y	[%]	relativní příčný skluz
W_{Ft}	[J]	třecí práce
z	[m]	výška kontaktní oblasti
δ	[m]	normálový posun
ΔR	[m]	součet, resp. rozdíl poloměrů válců
ρ	[kg/m ³]	hustota oceli
$\sigma_{1,2}$	[Pa]	hlavní napětí
σ_t	[Pa]	třecí tečné napětí
$\sigma_{x,y,z}$	[Pa]	normálové napětí
τ_{max}	[Pa]	maximální smykové napětí



$\nu_{1,2}$	[-]	Poissonovo číslo
φ_z	[%]	spinový skluz
ω_c	[-]	součinitel saturace kontaktu
ω_z	[rad/s]	relativní úhlová rychlost okolo osy z



SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 Ovládací mechanismus VNT turbodmychadla [7]	11
Obr. 2 Lokální opotřebení [7]	12
Obr. 3 Porovnání přeplňovaného a nepřeplňovaného motoru [6]	13
Obr. 4 Turbodmychadlo [7]	14
Obr. 5 Schéma přeplňování spalovacího motoru [7]	15
Obr. 6 Turbodmychadlo s integrovaným obtokovým ventilem [12]	16
Obr. 7 VGT turbodmychadlo firmy Holset [13]	17
Obr. 8 Turbodmychadlo s řídicí směrovou klapkou [6]	18
Obr. 9 Funkce natáčení lopatek statoru turbíny [7]	19
Obr. 10 Turbodmychadlo s VNT (Variable Nozzle Turbo) [7]	19
Obr. 11 a) Znázornění působení síly na koule b) Rozložení kontaktního tlaku [4]	22
Obr. 12 Průběh napětí v závislosti na velikosti kontaktní plochy dvou koulí [4]	22
Obr. 13 Kontakt dvou válců s paralelními osami [4]	24
Obr. 14 Průběh napětí v závislosti na velikosti kontaktní plochy dvou válců [4]	25
Obr. 15 Nákres styku válců	30
Obr. 16 Vysítování válců	31
Obr. 17 Detail na síť - přesah válců	32
Obr. 18 Rozložení kontaktního tlaku	32
Obr. 19 Geometrie modelu	35
Obr. 20 Kontakt mezi rolem a unášečem	36
Obr. 21 Kontakt mezi rolem a pinem	36
Obr. 22 Kontakt mezi rolem a nozzle ringem	37
Obr. 23 Kontakt mezi čepem a nozzle ringem	37
Obr. 24 Vysítování modelu	38
Obr. 25 Detail na zjemněnou síť	39
Obr. 26 Upevnění nozzle ringu	39
Obr. 27 Remove displacement	39
Obr. 28 Působící síla 10 N	40
Obr. 29 Maximální tlak na unášeči	40
Obr. 30 Maximální tlak na vnější straně roleru	41
Obr. 31 Maximální tlak na vnitřní straně roleru	41
Obr. 32 Maximální tlak na čepu	42
Obr. 33 Korelační matice	43
Obr. 35 Kontakty	48
Obr. 36 Vysítování modelu	49
Obr. 37 Upevnění nozzle ringu	50
Obr. 38 Působící síla	50
Obr. 39 Remove displacement - unášeč	50
Obr. 40 Remove displacement - roler	50
Obr. 41 Maximální tlak na unášeči	51
Obr. 42 Maximální tlak na vnější straně roleru	52
Obr. 43 Maximální tlak na vnitřní straně roleru	52
Obr. 44 Maximální tlak na čepu	53



SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ

Graf 1 Maximální tlak na vnější straně roleru	44
Graf 2 Maximální tlak na vnitřní straně roleru.....	45
Graf 3 Závislost maximálního tlaku na unášeči a rozměrech roleru	56
Graf 4 Závislost maximálního tlaku na vnější straně roleru a rozměrech roleru	56
Graf 5 Závislost maximálního tlaku na vnitřní straně roleru a rozměrech roleru	57
Graf 6 Závislost maximálního tlaku na čepu a rozměrech roleru.....	57



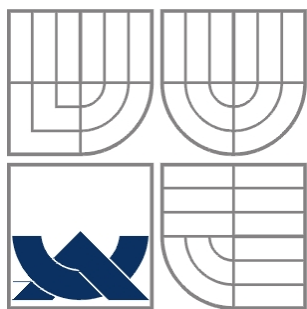
SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tab. 1 Vstupní parametry	30
Tab. 2 Rozsah optimalizovaných hodnot	42
Tab. 3 Výsledná optimalizace	46
Tab. 4 Rozsah optimalizovaných hodnot	54
Tab. 5a) Vstupní hodnoty a předpoklad rotace	55
Tab. 6b) Vstupní hodnoty a předpoklad rotace	55
Tab. 7 Celková skluzová vzdálenost a třecí práce	59



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 je součástí diplomové práce.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

PŘÍLOHA 1

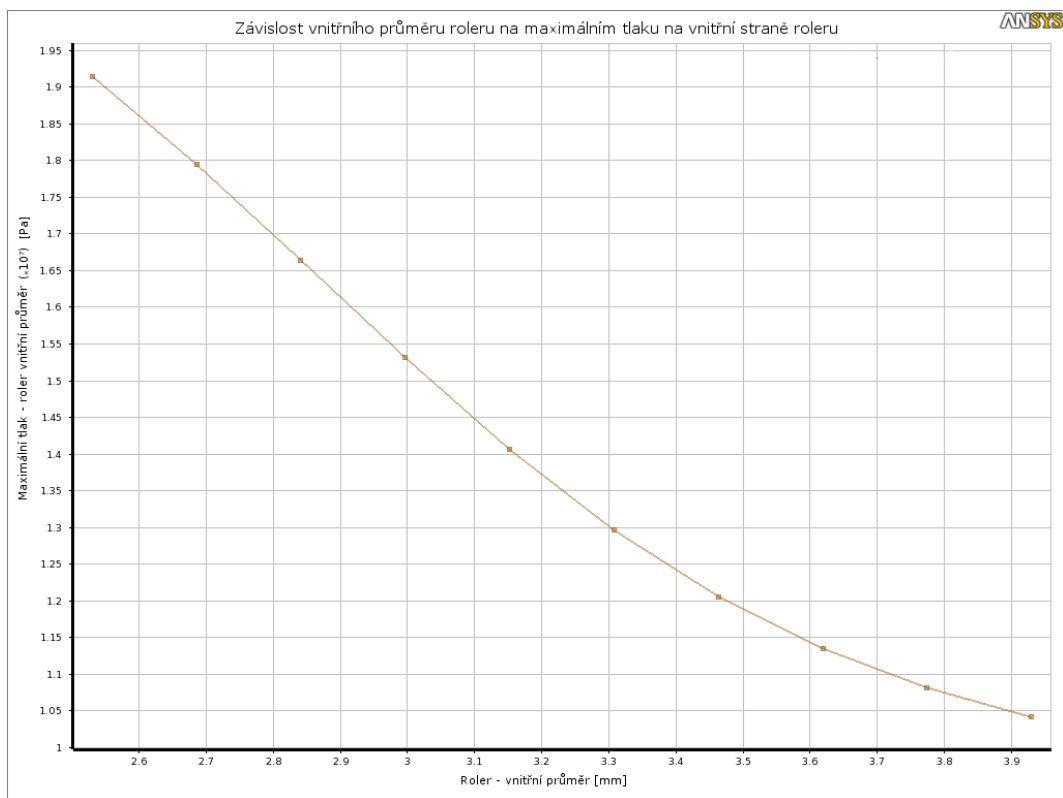
Část A

Statické zatěžování

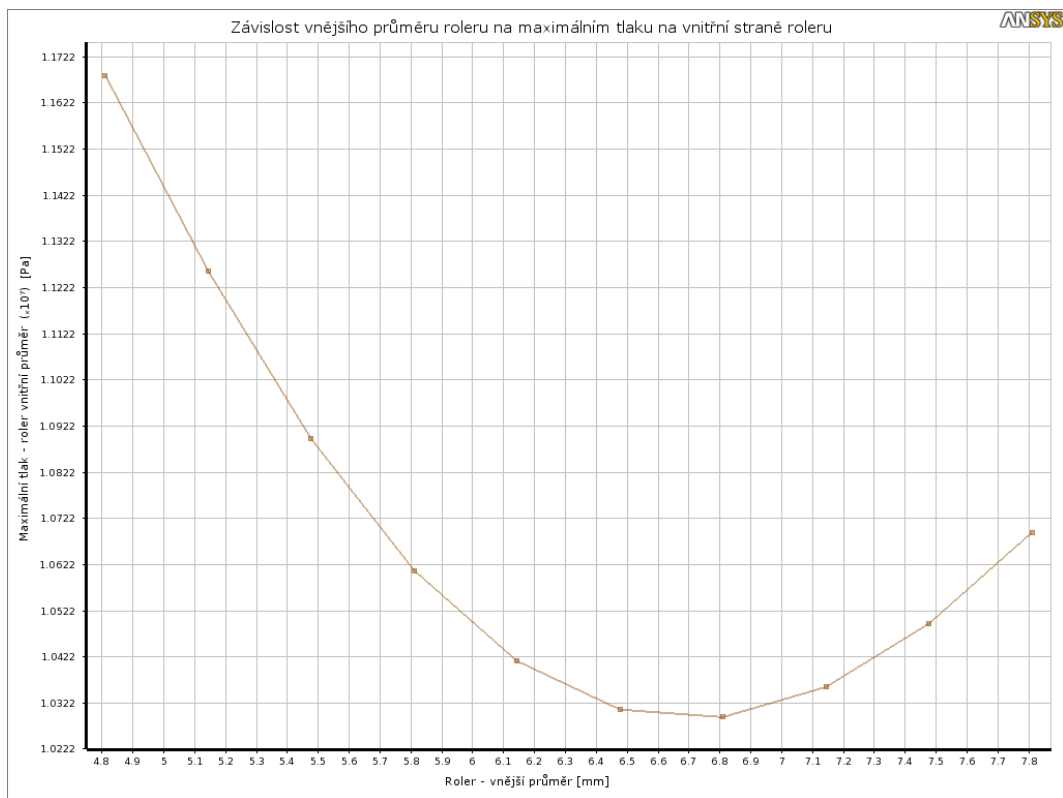
Závislosti vstupních parametrů na maximálních tlacích, jak na vnitřní i vnější straně roleru

Grafické znázornění statického namáhání je poměrně přesné, jelikož bylo použito více kandidátů. Výpočet nebyl tak počítačově náročný jako dynamické zatěžování.

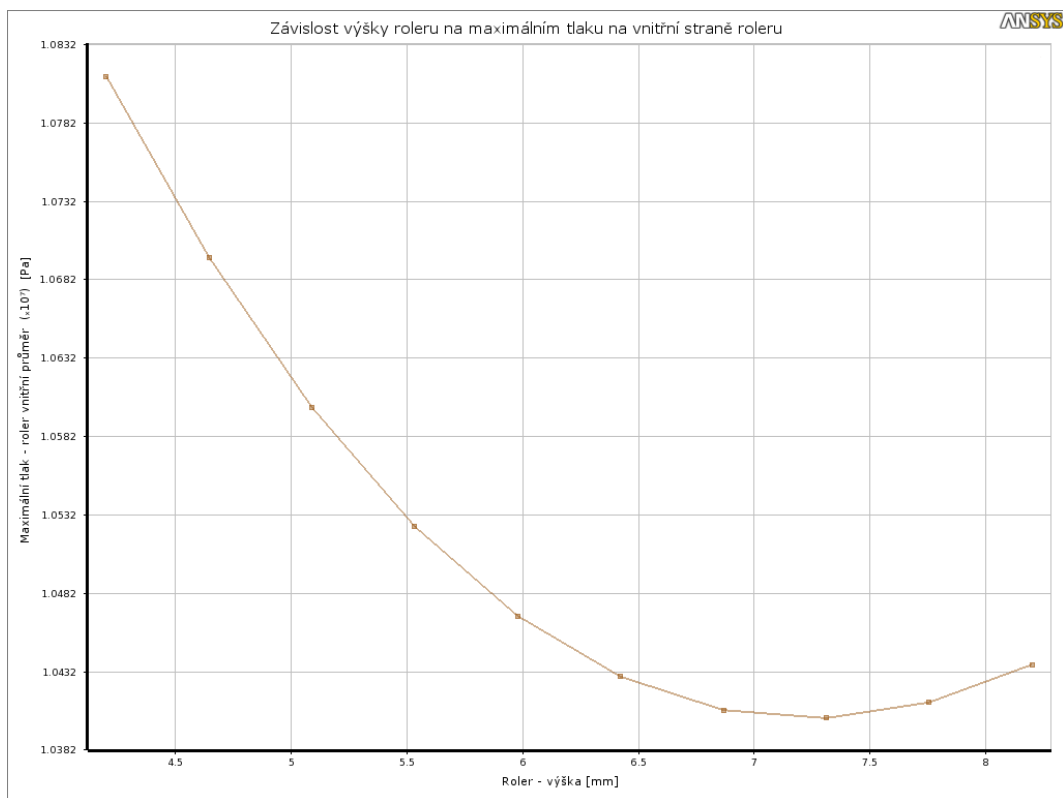
Kontaktní tlak závisí na velikosti kontaktní plochy a zatěžující normálové síle. Normálová síla je v našem případě konstantní, takže jediný ovlivňující faktor je velikost kontaktní plochy, takže čím je plocha větší, tím je tlak v místě kontaktu menší.



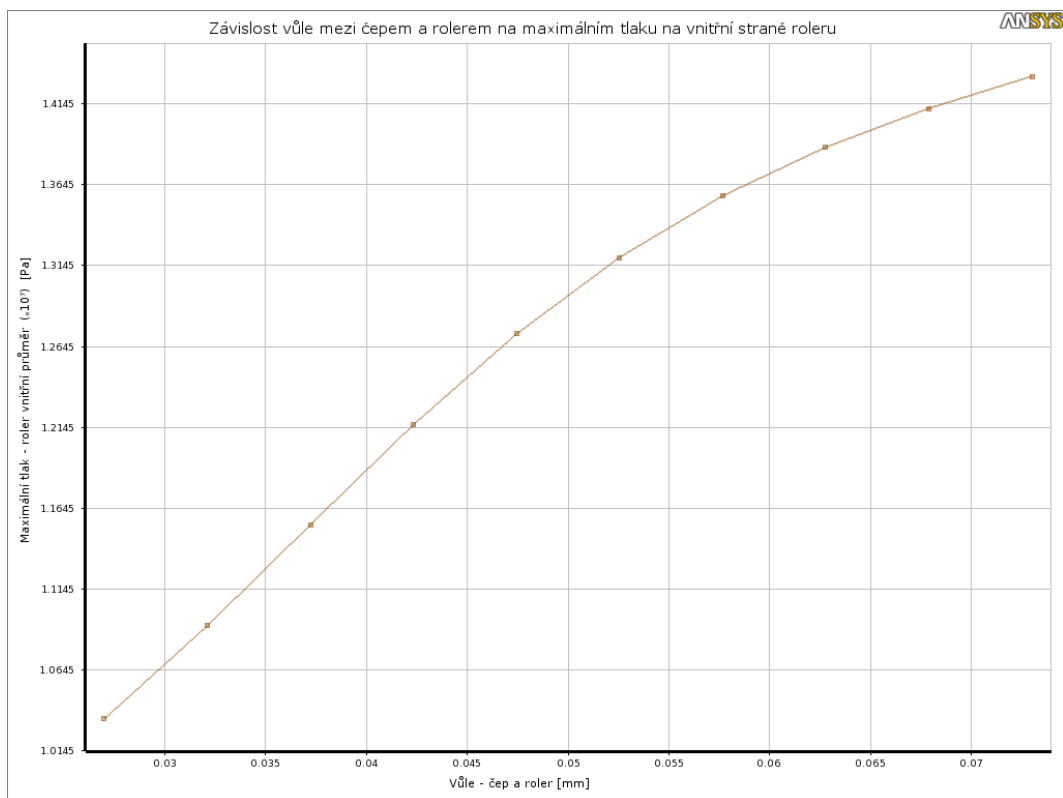
Graf 7 Závislost vnitřního průměru roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru



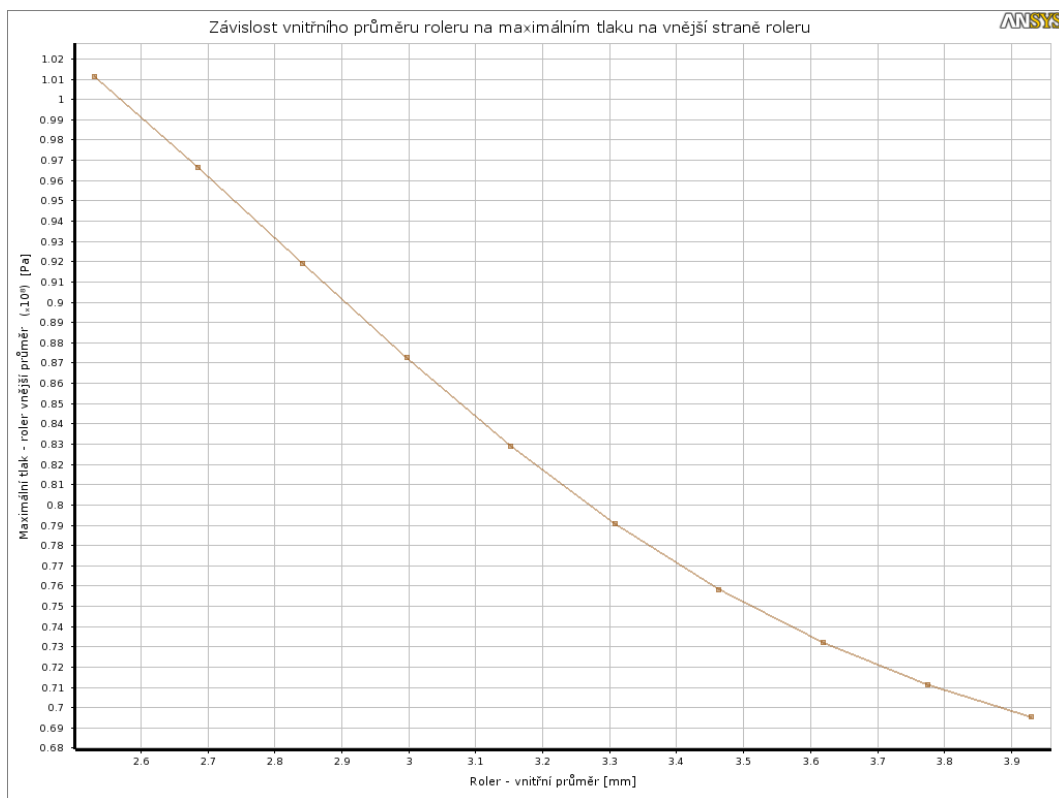
Graf 8 Závislost vnějšího průměru roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru



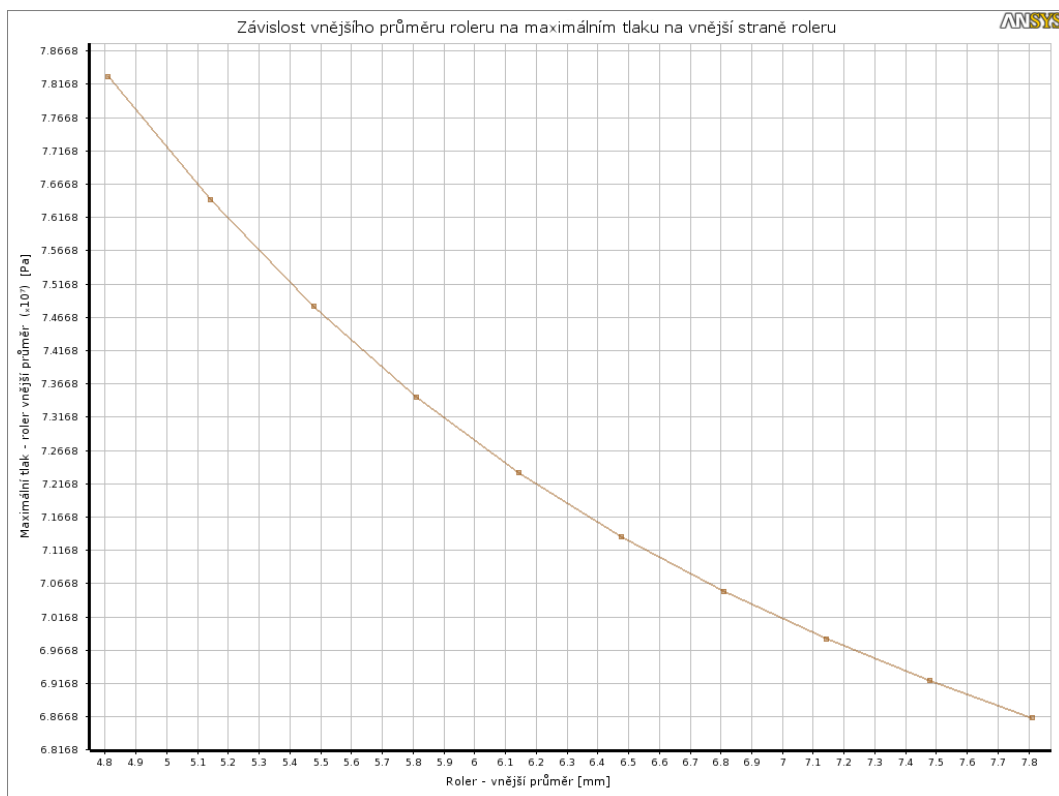
Graf 9 Závislost výšky roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru



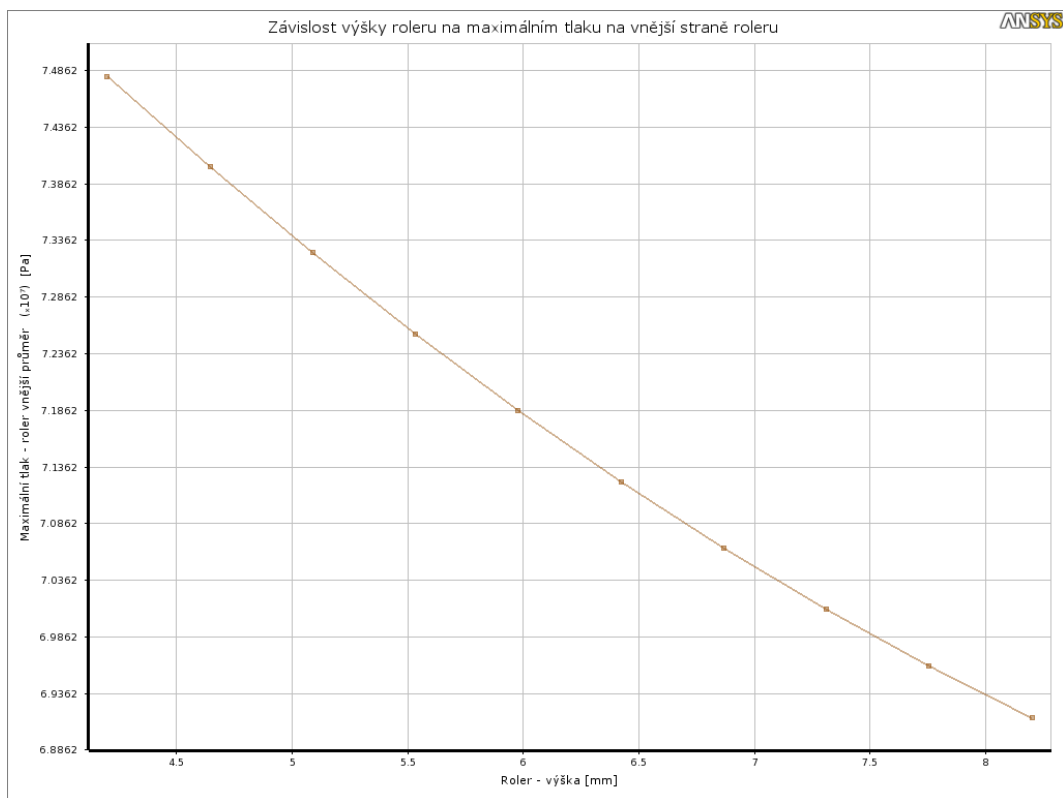
Graf 10 Závislost vůle mezi čepem a rolerem na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru



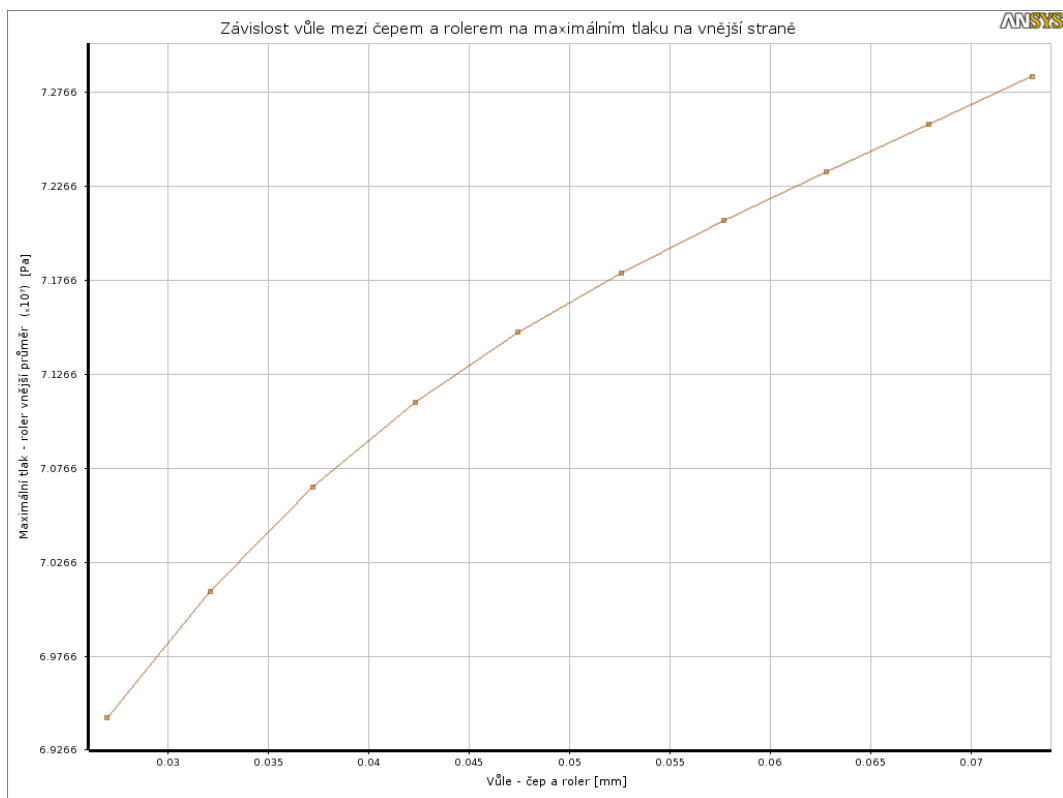
Graf 11 Závislost vnitřního průměru roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru



Graf 12 Závislost vnějšího průměru roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru



Graf 13 Závislost výšky roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru



Graf 14 Závislost vůle mezi čepem a rolerem na maximálním tlaku na vnější straně roleru

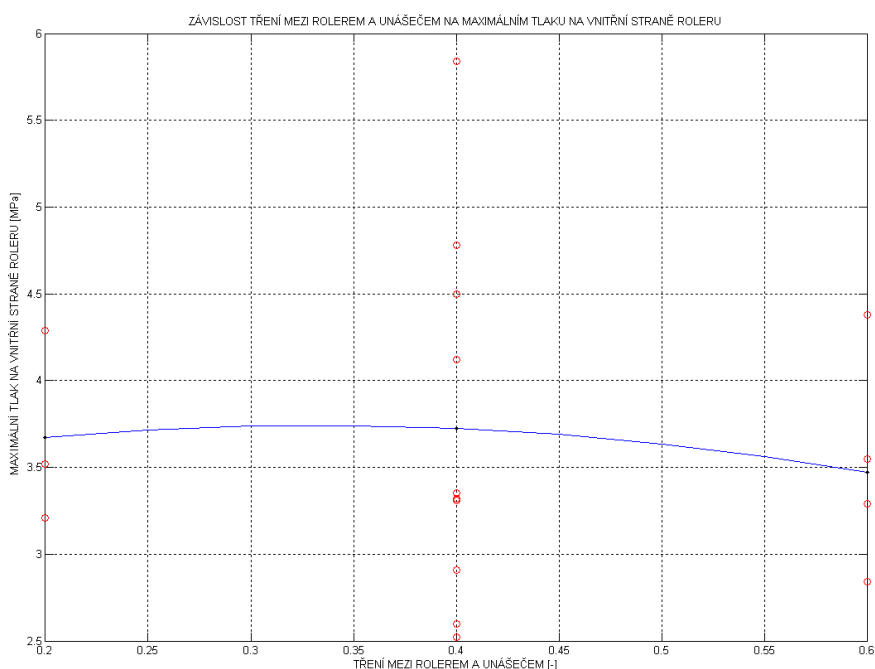


Část B

Dynamické zatěžování

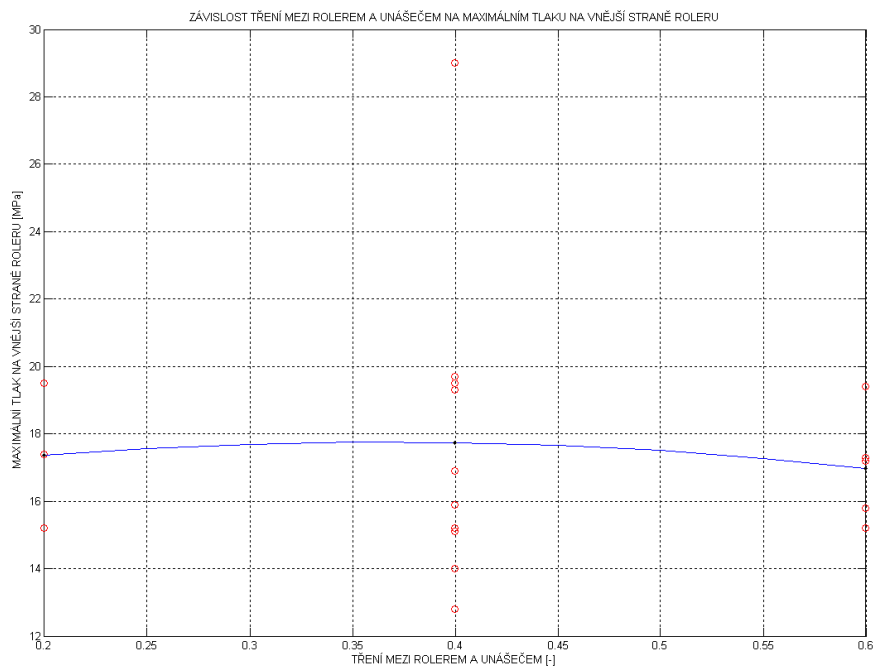
Závislosti rozměrů roleru na maximálních tlacích, jak na vnitřní tak na vnější straně roleru

Jak jsem napsal v hlavním dokumentu diplomové práce, procentuální rozdíl výstupních veličin kontaktních dvojic je do 2%, proto zde budu pro přehlednost uvádět, vždy jen jeden graf z každé dvojice, a to vnitřní a vnější průměr roleru.

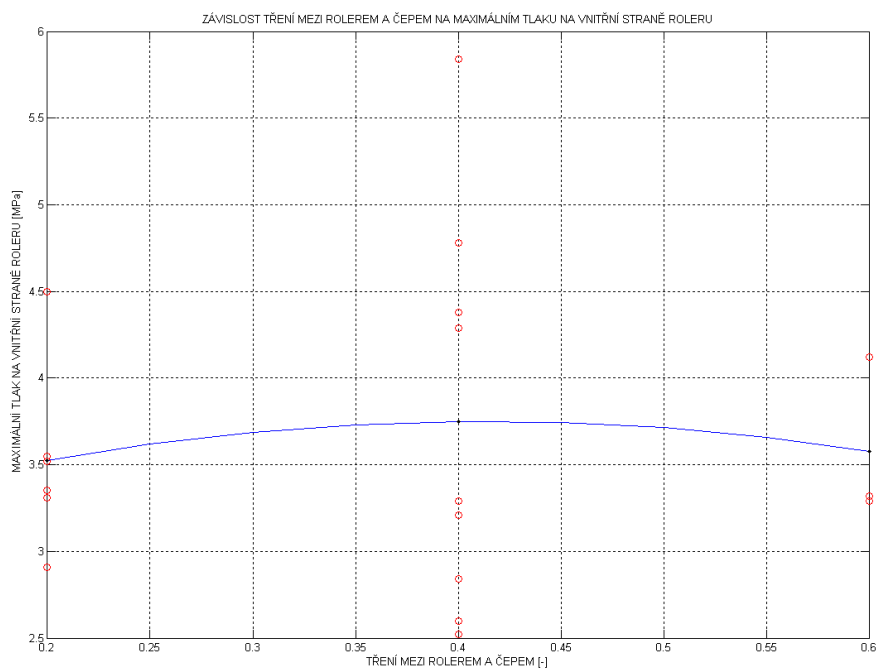


Graf 15 Závislost tření mezi rolerem a unášečem na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru

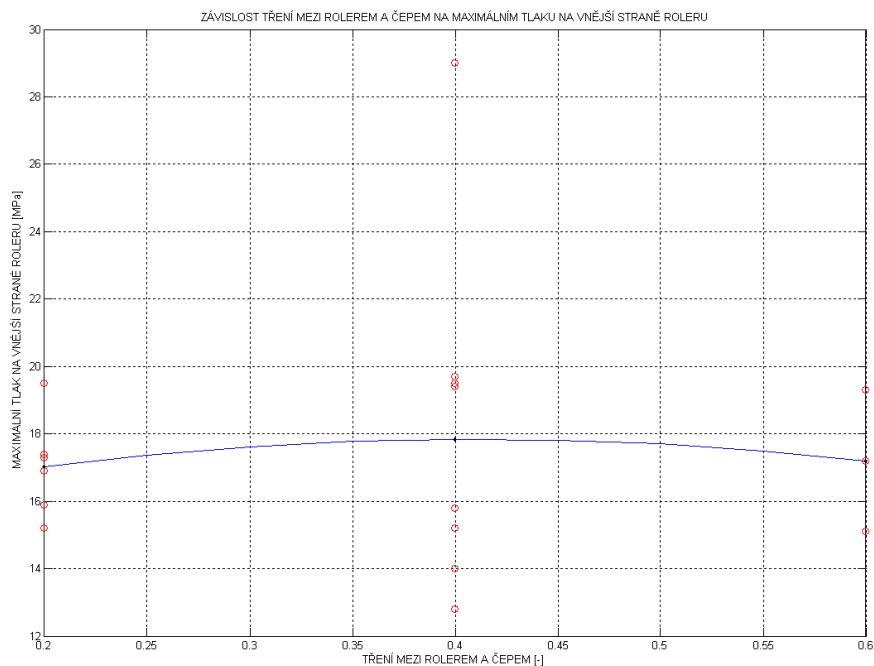
Tření, spíše součinitele tření, neovlivňují průběh maximálních tlaků na v kontaktních místech, jelikož tlak vzniká působením normálové síly na element plochy. V tomto případě by se mohla modrá křivka nahradit horizontální přímkou.



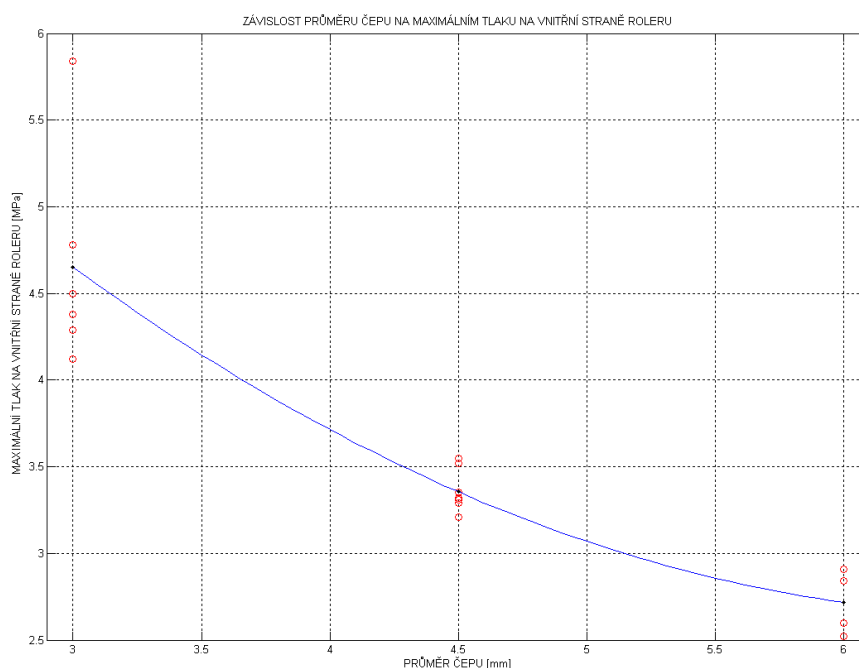
Graf 16 Závislost tření mezi rolerem a unášečem na maximálním tlaku na vnější straně roleru



Graf 17 Závislost tření mezi rolerem a čepem na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru

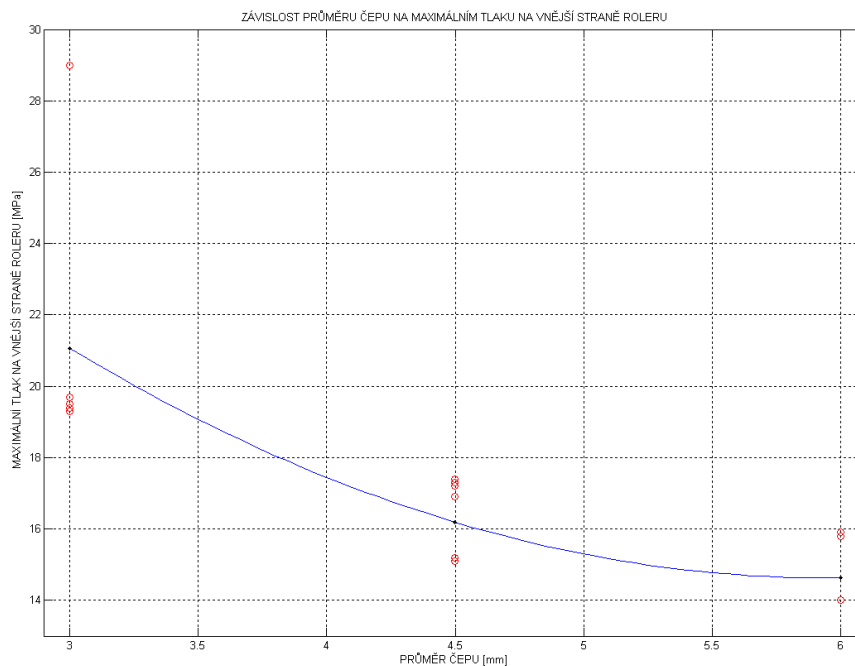


Graf 18 Závislost tření mezi rolerem a čepem na maximálním tlaku na vnější straně roleru

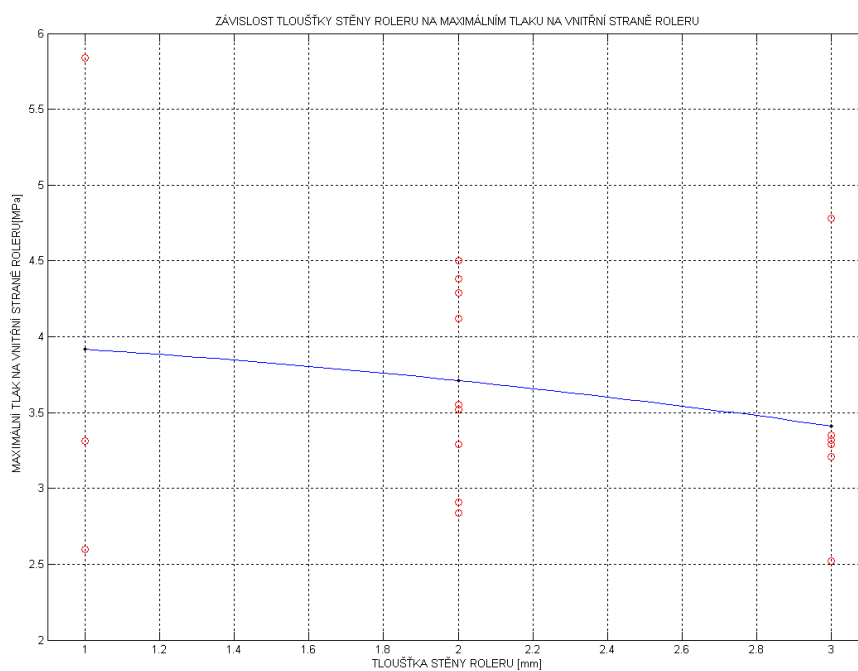


Graf 19 Závislost průměru čepu na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru

Jak už jsem psal, v hlavním dokumentu, tak z hlediska maximálního tlaku je nejvýhodnější použití velkého průměru čepu a největší tloušťky stěny roleru. Samozřejmě se musí brát v potaz, velikost celého VNT mechanismu.

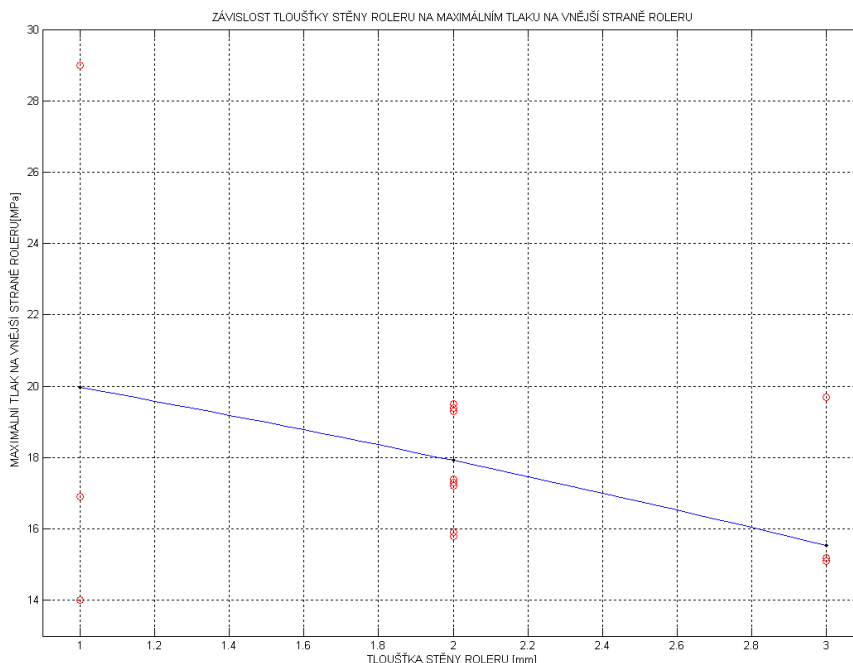


Graf 20 Závislost průměru roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru



Graf 21 Závislost tloušťky stěny roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru

U tloušťky stěny roleru už není tak strmý pokles tlaku s rostoucí tloušťkou, zde se pohybujeme v rozmezí maximálního tlaku 3,4 - 3,8 MPa.



Graf 22 Závislost tloušťky stěny roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru

Na vnější průměru roleru už je spád znatelnější, samozřejmě by bylo třeba pro ukázkou ideální tloušťky stěny použít více návrhových rozměrů, ale tloušťka stěny roleru se vyrábí právě v těchto třech modifikacích.

Část C

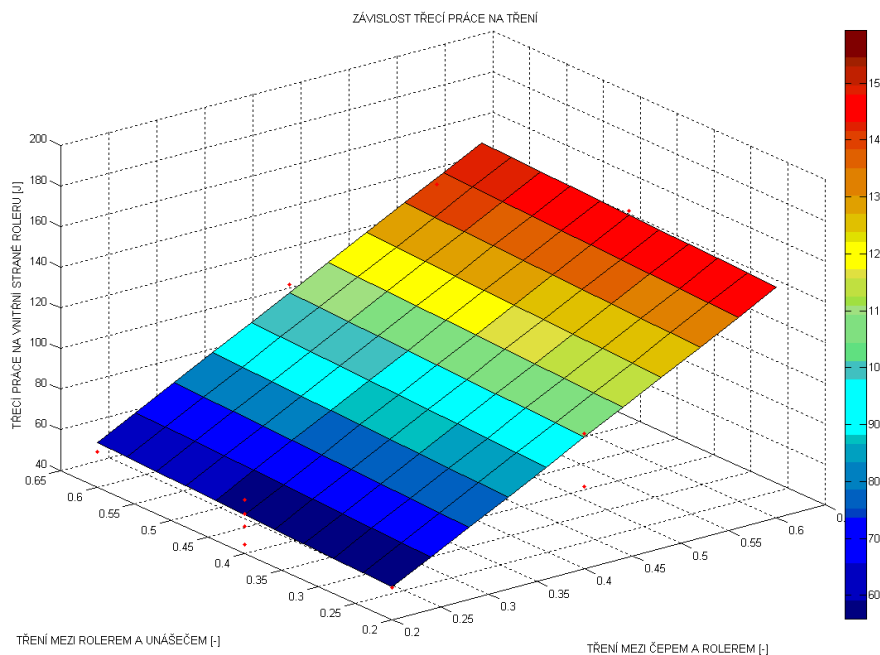
Dynamické zatěžování

Závislosti vstupních hodnot tření na třecí práci

Při vykreslování následujících grafů je průměr čepu nastaven na 2mm a tloušťka stěny roleru na 4,5mm.

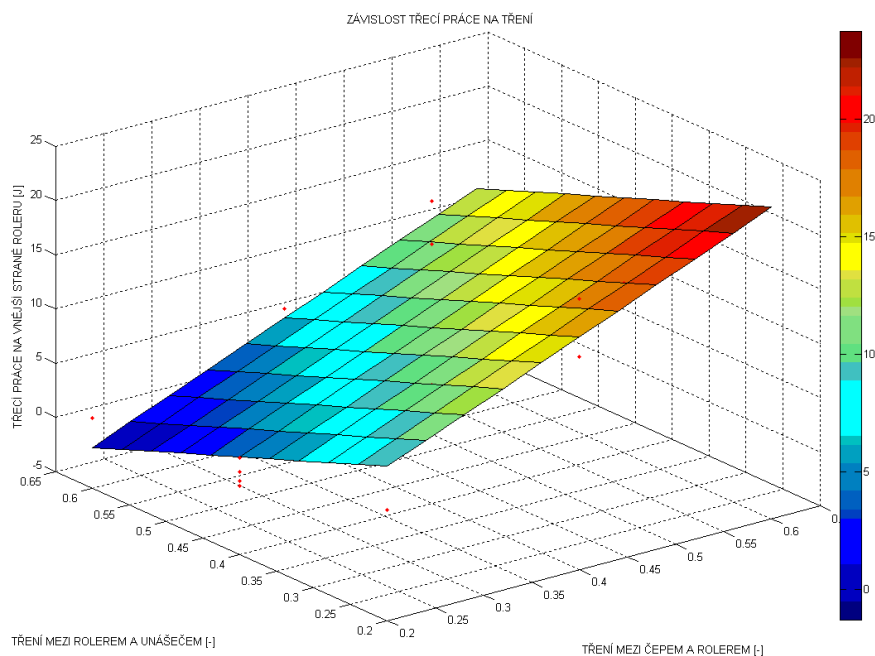
Pro přehlednost zde budu uvádět vždy jen jeden graf z kontaktní dvojice, a to na vnitřním a vnějším průměru roleru. Odůvodnění, viz Část B.

Na Graf 23 je vidět, že tření mezi rolerem a unášec neovlivňuje třecí práci na vnitřní straně roleru.



Graf 23 Závislost třecí práce na vnitřní straně roleru na tření

Naopak třecí práce na vnější straně už je do značné míry ovlivněna také třením mezi rolerem a čepem.



Graf 24 Závislost třecí práce na vnější straně roleru na tření

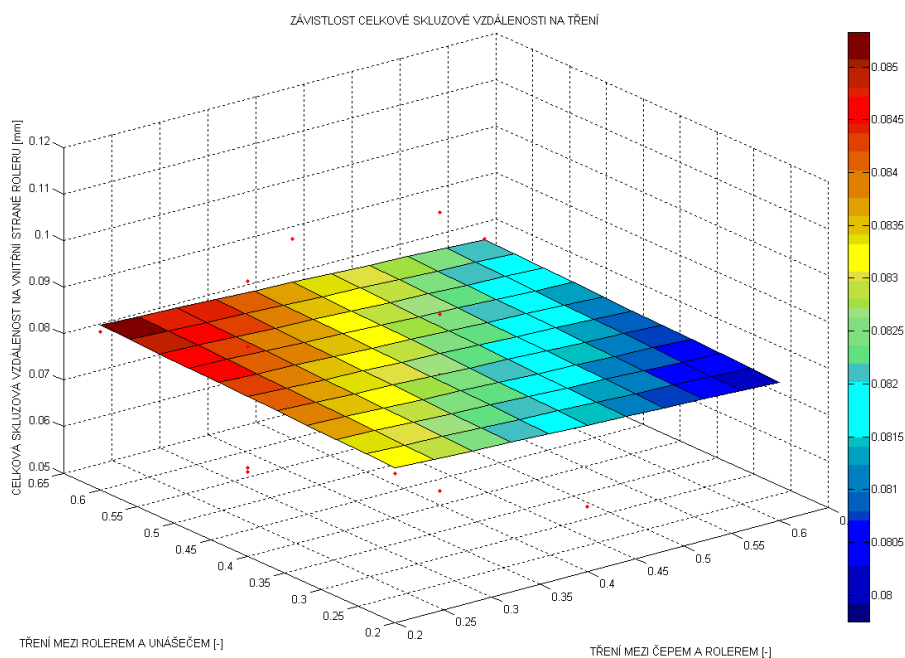


Část D

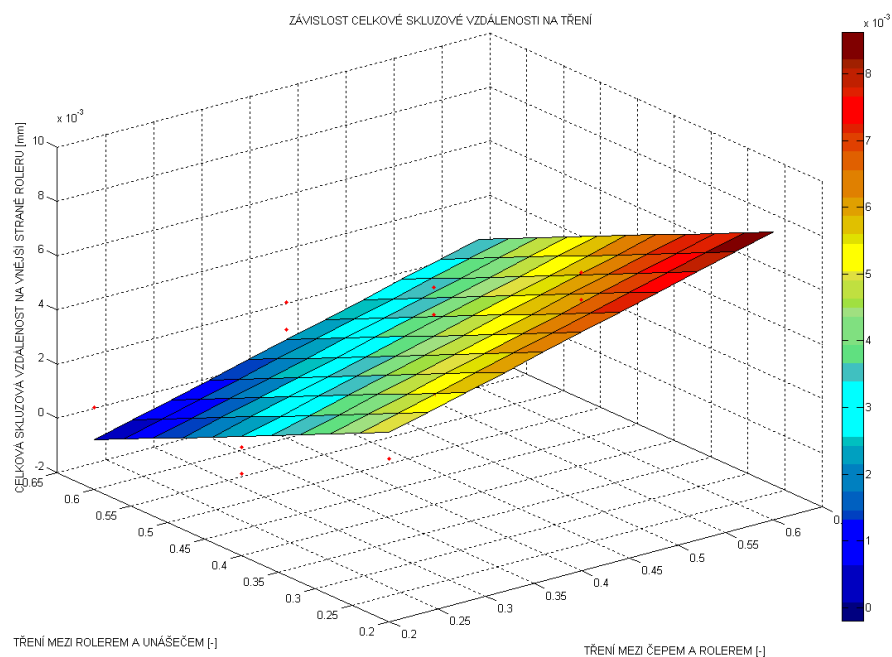
Dynamické zatěžování

Závislosti vstupních hodnot tření na celkové skluzové vzdálenosti

Pro přehlednost zde budu uvádět vždy jen jeden graf z kontaktní dvojice, a to na vnitřním a vnějším průměru roleru. Odůvodnění, viz Část B.



Graf 25 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnitřní straně roleru na tření



Graf 26 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnější straně roleru na tření

Celková skluzová vzdálenost na vnější straně roleru je nejmenší tehdy, když je tření mezi rolerem a unášечem největší a naopak tření mezi rolerem a čepem největší.

Je-li tření na kontaktní ploše vysoké, tak třecí vzdálenost je v tomto kontaktu nejmenší, brání pohybu, tím snižuje možnost rotace.



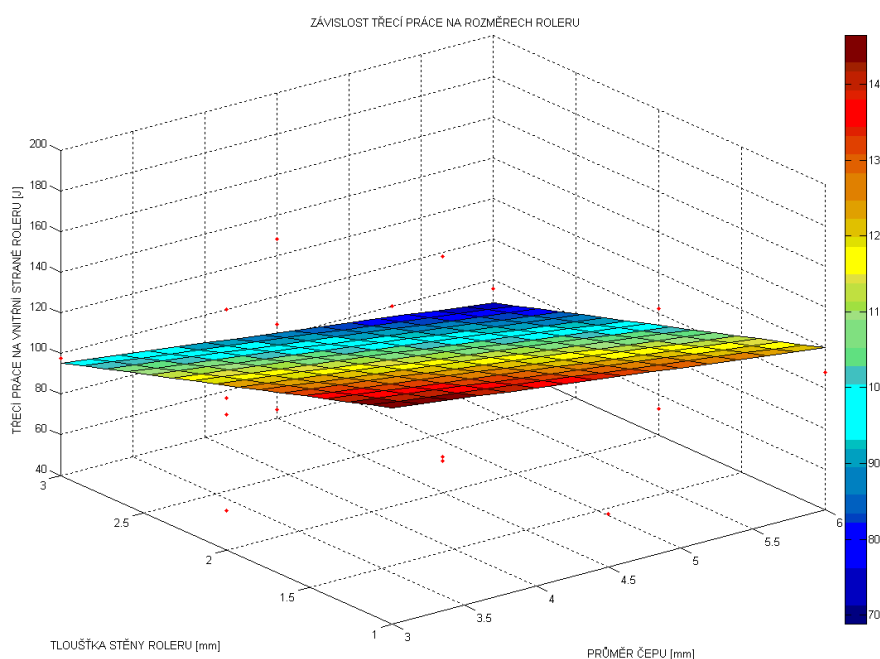
Část E

Dynamické zatěžování

Závislosti vstupních hodnot roleru na třecí práci

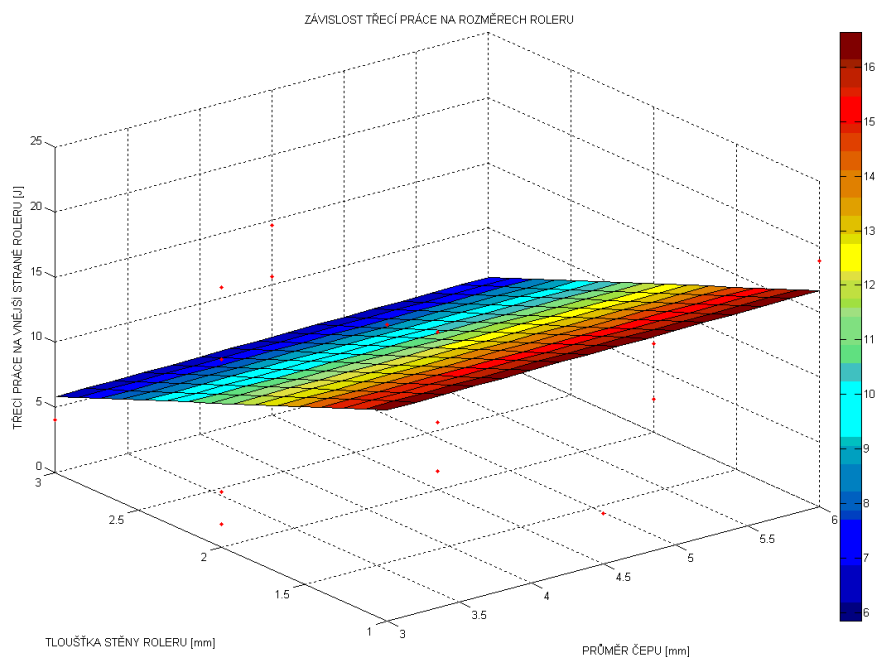
Při vykreslování následujících grafů je tření mezi rolerem a čepem nastaveno na konstantní hodnotu 0,4 stejně tak druhý třecí koeficient mezi rolerem a unášečem.

Pro přehlednost zde budu uvádět vždy jen jeden graf z kontaktní dvojice, a to na vnitřním a vnějším průměru roleru. Odůvodnění, viz Část B.



Graf 27 Závislost třecí práce na vnitřní straně roleru na rozměrech roleru

Třecí práce na vnitřní straně roleru roste se snižujícími se rozměry roleru. Práce roste jelikož je přímo úměrná velikosti kontaktního tlaku a čím jsou rozměry kontaktní plochy menší tím větší je tlak.



Graf 28 Závislost třecí práce na vnější straně roleru na rozměrech roleru

Na vnější straně roleru není práce nijak ovlivněna velikostí průměru čepu, jelikož zatěžující síla působí přes unášec na roler. Takže se zde počítá jen s tlakem na vnější straně roleru.



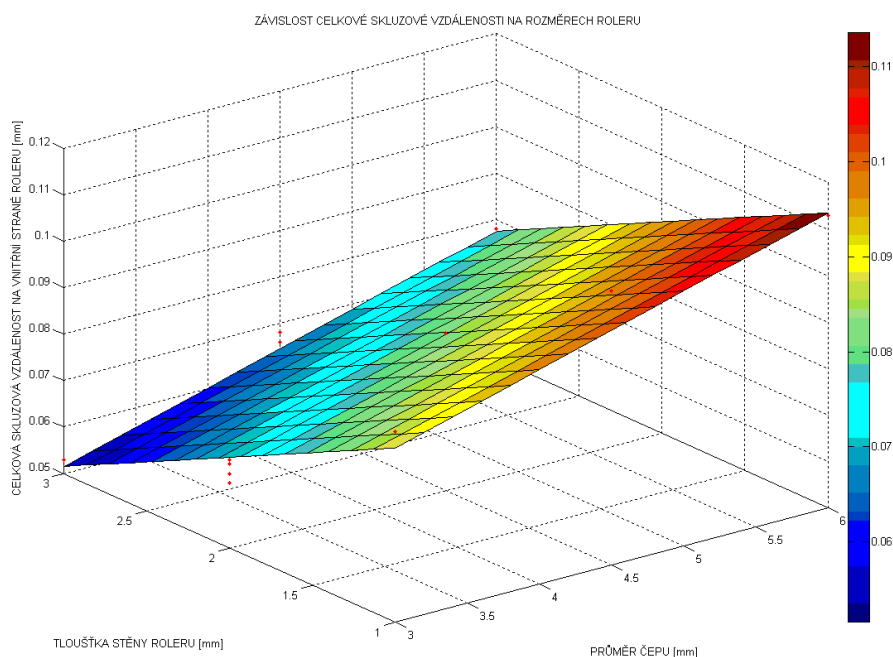
Část F

Dynamické zatěžování

Závislosti vstupních hodnot roleru na celkové skluzové vzdálenosti

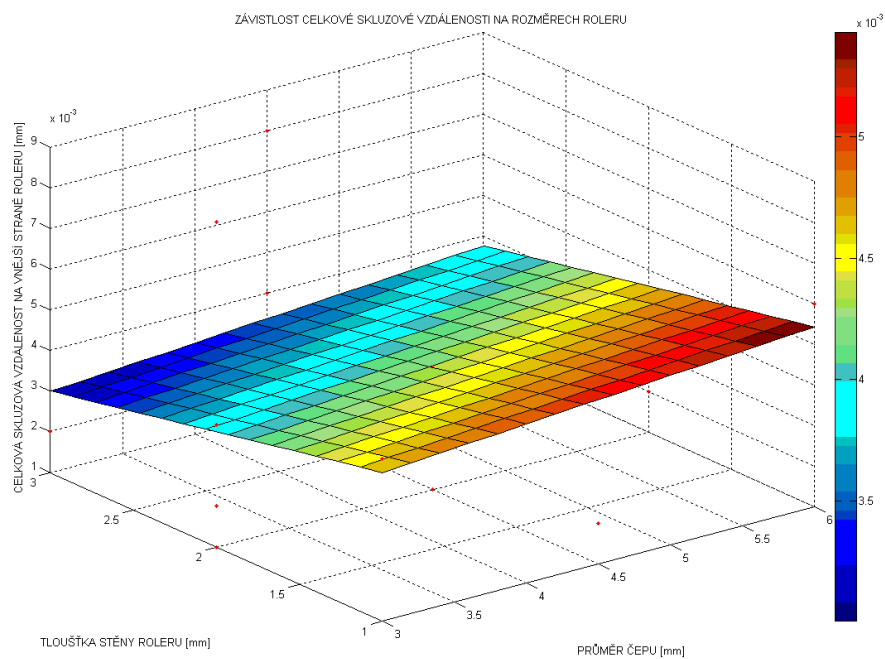
Při vykreslování následujících grafů je tření mezi rolerem a čepem nastaveno na konstantní hodnotu 0,4 stejně tak druhý třecí koeficient mezi rolerem a unášечem.

Pro přehlednost zde budu uvádět vždy jen jeden graf z kontaktní dvojice, a to na vnitřním a vnějším průměru roleru. Odůvodnění, viz Část B.



Graf 29 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnitřní straně roleru na rozměrech roleru

Zde je vidět, že čím je vnitřní průměr roletu větší, tím je také větší vzdálenost o kterou se vůči sobě pohnou čep i roler.



Graf 30 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnější straně roleru na rozměrech roleru



SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ V PŘÍLOZE

Graf 1 Závislost vnitřního průměru roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru.....	2
Graf 2 Závislost vnějšího průměru roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru.....	2
Graf 3 Závislost výšky roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru	3
Graf 4 Závislost vůle mezi čepem a rolerem na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru	3
Graf 5 Závislost vnitřního průměru roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru.....	4
Graf 6 Závislost vnějšího průměru roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru.....	4
Graf 7 Závislost výšky roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru	5
Graf 8 Závislost vůle mezi čepem a rolerem na maximálním tlaku na vnější straně roleru	5
Graf 9 Závislost tření mezi rolerem a unášečem na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru	6
Graf 10 Závislost tření mezi rolerem a unášečem na maximálním tlaku na vnější straně roler	7
Graf 11 Závislost tření mezi rolerem a čepem na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru...	7
Graf 12 Závislost tření mezi rolerem a čepem na maximálním tlaku na vnější straně roleru....	8
Graf 13 Závislost průměru čepu na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru	8
Graf 14 Závislost průměru roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru	9
Graf 15 Závislost tloušťky stěny roleru na maximálním tlaku na vnitřní straně roleru.....	9
Graf 16 Závislost tloušťky stěny roleru na maximálním tlaku na vnější straně roleru	10
Graf 17 Závislost třecí práce na vnitřní straně roleru na tření	11
Graf 18 Závislost třecí práce na vnější straně roleru na tření.....	11
Graf 19 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnitřní straně roleru na tření	12
Graf 20 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnější straně roleru na tření.....	13
Graf 21 Závislost třecí práce na vnitřní straně roleru na rozměrech roleru	14
Graf 22 Závislost třecí práce na vnější straně roleru na rozměrech roleru.....	15
Graf 23 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnitřní straně roleru na rozměrech roleru	16
Graf 24 Závislost celkové skluzové vzdálenosti na vnější straně roleru na rozměrech roleru	17