



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH OTOČNÉHO STOLU CES 200 S HYDROSTATICKÝM ULOŽENÍM

DESIGN OF CES 200 TURNTABLE WITH HYDROSTATIC BEARING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR ZÁVIŠKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2012

zadní strana titulního listu

zadání

zadní strana zadání

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem těžkého otočného stolu s hydrostatickým uložením (ložiskem) upínací desky. V úvodí části popsány teoreticky jednotlivé uzly otočného stolu, jako např. možnosti uložení upínací desky stolu, možnosti pohonu otočného stolu atd. V další části je uvedena postup a výpočty návrhu otočného stolu s hydrostatickým uložením.

Klíčová slova

Otočný stůl, Obráběcí stroje, Hydrostatické ložisko, Hydrostatická buňka, Servopohon.

Abstract

This diploma deals is occupied with design of the heavy rotary table with hydrostatic bearing of table. In introductory part of deals the design part are described, for exampel. tipes of bearings, drive and etc. In other parts the design of rotary table with hydrostatic bearings is described.

Keywords

Turntable, Machine toll, Hydrostatic bearing, Hydrostatic pad Servo motor

Bibliografická citace

ZÁVIŠKA, P. Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že sem diplomovou práci „Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Blechy, Ph.D. a v seznamu použité literatury uvedl všechny zdroje a podklady, ze kterým sem čerpal.

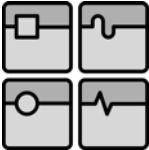
V Brně dne 20. Května 2012

.....

.....
Petr Závíška


Poděkování

Za obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce bych tímto rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. Dále bych chtěl poděkovat rodičům, přátelům a známým za podporu po celou dobu studia.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Obsah

Obsah	9
1. Úvod	11
1.1. Otočný stůl	11
1.2. Výrobci těžkých otočných stolů	13
2. Otočný stůl	14
2.1. Upínací deska otočného stolu	14
2.2. Uložení upínací desky otočného stolu	15
2.2.1. Kluzná kruhová vedení	16
2.2.2. Valivá kruhová vedení	18
2.3. Pohon otočného stolu	20
2.4. Rám otočného stolu	23
3. Hydrostatická kruhová vedení a hydrostatická ložiska	24
3.1. Princip hydrostatických ložisek	24
3.2. Výhody hydrostatických ložisek	25
3.3. Základní vlastnosti hydrostatických ložisek	26
3.4. Zásady při návrhu hydrostatického ložiska	27
3.5. Vliv primárních veličin na výstupní veličiny hydrostatického ložiska	27
3.6. Rozdělení hydrostatických ložisek	29
3.6.1. Rozdělení hydrostatických ložisek podle typu hydraulického obvodu	29
3.6.2. Rozdělení ložisek podle napájení tlakovým olejem	29
3.7. Základní vztahy pro výpočet hydrostatických ložisek (6)	30
3.8. Hydrostatická ložiska s konstantním dodávaným množstvím oleje	32
3.9. Ložiska s konstantním tlakem dodávaného oleje	34
3.10. Návrh obdélníkové hydrostatické buňky axiálního hydrostatického ložiska	37
3.11. Návrh hydrostatické buňky radiálního hydrostatického ložiska	39
4. Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	41
4.1. Koncepční návrh otočného stolu	41
4.2. Návrh pohonu otočného stolu	43
4.3. Rozbor sil zatěžující ložisko	48
4.4. Návrh axiálně-radiálního hydrostatického ložiska (podrobnosti výpočtu viz příloha ložisko_p-konst)	50

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

4.4.1.	Návrh hydrostatických buněk axiálního ložiska	53
4.4.2.	Kontrola dosedacích ploch axiálního ložiska.....	55
4.4.3.	Minimální tlak pro nadzvednutí rotoru axiálního ložiska	55
4.4.4.	Návrh kapilární regulace axiální ložiska	56
4.6.	Optimalizace vstupních odporů na základě minimální změny výšky škrťací mezery	60
4.6.1.	Vliv deformace axiální ložiska na výšku škrťacích mezer.....	61
4.7.	Návrh hydrostatických buněk radiálního ložiska	62
4.8.	Deformačně-napěťová analýza upínací desky.....	66
4.9.	Odměřování rotační osy.....	71
4.10.	Chování ložiska při zatěžování.....	72
4.11.	Výsledky chování ložiska pro změněné vstupní parametry ložiska.	73
4.12.	Návrh optimalizovaných rozměrů ložiska	77
4.13.	Rám otočného stolu	78
4.14.	Pohledy na otočný stůl.....	79
5.	Závěr	81
	Seznam obrázků	83
	seznam grafů.....	84
	seznam tabulek	84
	seznam příloh.....	84
	Seznam použité literatury	86
	Seznam použitých symbolů a znaků	88

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

1. Úvod

1.1. Otočný stůl

Otočné stoly jsou externí stroje, které se používají ve výrobním procesu z důvodu rozšíření pracovních možností pracovního zařízení. Rozšíření spočívá v tom, že pracovnímu zařízení, stroji nebo robotu, přidáme otočný stůl a tím další říditelné osy.

Pokud se jedná o jednoduchý otočný stůl, viz *Obr. 1 - Otočný stůl Demmeler s jednou rotační osou*, s jednou říditelnou rotační osou, jedná se o tzv. osu C. Přidání této osy má několik výhod, mezi které patří zejména možnost obrábět součásti z více stran na jedno upnutí obrobku. Jedno upnutí nám umožní zvýšit přesnost výroby, kdy odpadají nepřesnosti při následném upínání obrobku, zkracují se výrobní časy, kdy při jednom upnutí odpadá manipulace s obrobkem při upínání pro obrábění z dalších stran. Použitím otočného stolu můžeme také vytvořit příznivější podmínky pro technologické operace, jako například příznivější řezné podmínky pro nástroj.

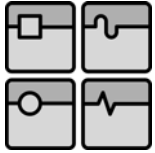
Otočné stoly se nejčastěji používají u obráběcích strojů, jako jsou vyvrtávačky, frézky, nebo multifunkční obráběcí centra. Svoje využití naleznou také u tvářecích strojů, jako příklad můžeme uvést dvou-sloupové hydraulické lisy pro volné kování. Otočné stoly nalezneme i v automatických linkách pro změnu orientace obrobku nebo také na robotických pracovištích jako jsou svařovací robotické pracoviště.

Pro další rozšíření pracovních možností stroje, jsou otočné stoly vybaveny o další říditelné osy. U těžkých otočných stolů, pro obrábění rozměrných a těžkých obrobků to bývá nejčastěji lineární posuvová osa kolmá na rotační osu stolu, *Obr. 2 - Těžký otočný stůl FIBROMAX s posuvovou osou*. Pro lehčí otočné stoly to může být jako posuvová tak rotační osa *Obr. 3 - Kolébkový otočný stůl GANRO*.

Speciální otočné stoly jsou vybaveny rotační C-osou, posuvovou osou a další rotační osou s omezeným pohybem *Obr. 4 - Naklápěcí těžký otočný stůl FIBROMAX*.



Obr. 1 - Otočný stůl Demmeler s jednou rotační osou (1)



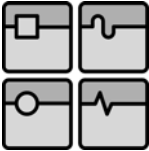
Obr. 2 - Těžký otočný stůl FIBROMAX s posuvovou osou (1)



Obr. 3 - Kolébkový otočný stůl GANRO(3)



Obr. 4 - Naklápěcí těžký otočný stůl FIBROMAX (1)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 13
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	

1.2. Výrobci těžkých otočných stolů

Mezi největší výrobce otočných stolů patří firmy Demmeler (<http://demmeler.com/de/home.html>) a Fibro (<http://fibro.de/>) jejichž příklady otočných stolů byli uvedeny na obrázcích výše.

Při čem společnost Fibro nabízí otočné stoly s rozměry upínacích desek od 1450mm do 2600mm a maximální nosnosti stolů do 140t. Pro uložení upínací desky použity hydrostatická vedení a pohon upínací desky řešen prostřednictvím master-slave.

Firma Demmeler vyrábí stoly s velikostí upínací desky až do 5000mm a nosností až 400tun. Uložení posuvových os je kombinací valivých a hydrostatických vedení jak pro rotační tak posuvovou osu. Pro pohon otočného stolu používá řízení master-slave nebo pro menší stoly momentové motory. V nabídce jsou jak kruhové, čtvercové tak i obdélníkové upínací desky. Dále společnost nabízí i vertikální otočné stoly pro obrobky o hmotnosti až 100tun. Otočné stoly nabízí v provedení s c-osu, s c-osu a posuvovou osou i naklápěcí otočné stoly podobně jako společnost Fibro.

Mezi české výrobce otočných stolů můžeme uvést firmu Fermat (<http://www.fermatmachinery.com/cs/>). otočný stůl Fermat uveden na Obr. 6.

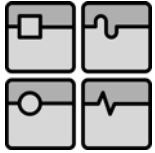


Obr. 5 - Lože se saněmi otočného stolu(5)



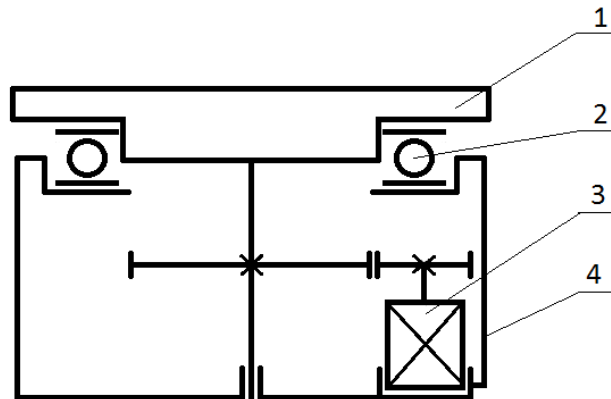
Obr. 6 - Otočný stůl Fermat(5)

Rozměry upínací desky od 2000x2000mm do 3000x3000mm. Nosnost otočného stolu až 25000kg a podélné přestavení stolu od 1200 do 2400mm.



2. Otočný stůl

Jednoduché schéma volného otočného stolu je na *Obr. 7 - Schéma otočného stolu*. Skládá se ze 4 základních částí: upínací deska, uložení upínací desky (ložisko), pohon a rám otočného stolu. Dále z dalších částí jako je systém mazání (převodů, ložiska), odměřování a další podpůrných systémů.



Obr. 7 - Schéma otočného stolu

1 – upínací deska otočného stolu, 2 – uložení upínací desky stolu (ložisko), 3 – pohon stolu, 4 – rám otočného stolu

2.1. Upínací deska otočného stolu


Upínací deska otočného stolu slouží k upínání obrobků, nebo pro upínání upínacích zařízení, ať už pneumatických, nebo hydraulických. Pro upínání obrobků nebo upínacích zařízení jsou upínací desky vybaveny nejčastěji upínacími T-drážkami. U kruhových upínacích desek jsou drážky nejčastěji vedeny od okraje k ose otáčení stolu. U nekruhových jsou drážky nejčastěji rovnoběžné s některou hranou stolu **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Kruhové upínací desky, často používané u karuselů, mohou být vybaveny univerzálními tří-, nebo čtyř-čelistovými samo-středícími sklíčovými.

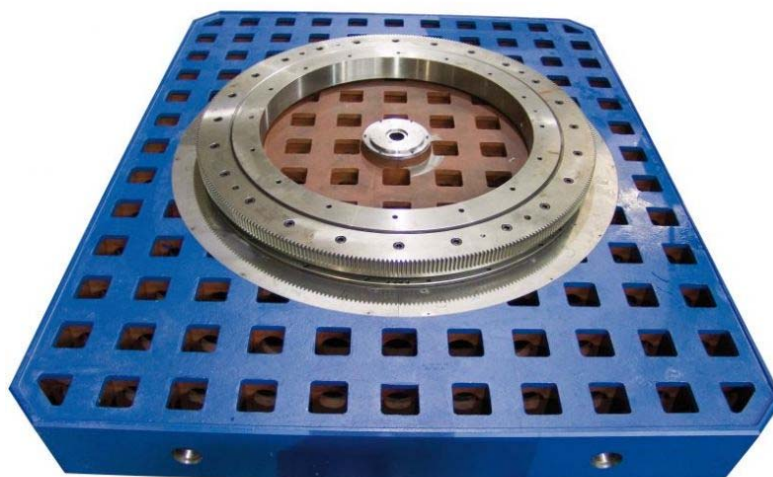
Dále upínací desky jsou vybaveny vnitřním otvorem (desky mají tvar mezikruží). Vnitřní otvor slouží pro přívod médií, jako např. hydraulický olej, tlakový vzduch, elektrická energie atd., ke speciálním upínacím zařízením.

Dále desky jsou pevnou součástí otočného stolu (pevně uchyceny na uložení upínací desky) nebo jsou uloženy volně, pro paletizační systém, který slouží k automatické výměně obrobků pro zvýšení produktivity výroby.

Upínací desky menších stolů odlévány nebo kovány jako celek, větší upínací desky řešeny jako žebrovaný svařenec, viz **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, nebo odlitek pro snížení hmotnosti.

Průměry (rozměry) upínacích desek stolů se pohybují od několika stovek milimetrů až do velikosti několik metrů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 15
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	



Obr. 8 - Upínací deska otočného stolu Fermat - žebrovaný odlitek, valivé uložení upínací desky (křížové valivé ložisko) (5)

2.2. Uložení upínací desky otočného stolu

Uložení upínací desky otočného stolu nebo tzv. kruhová vedení, používaná u obráběcích a tvářecích strojů, můžeme rozdělit do dvou skupin, na kluzná a valivá kruhová vedení. Kluzná kruhová vedení sou hydrodynamická, nebo hydrostatická, dále do této skupiny můžeme zařadit aerostatická ložiska. Jako další méně používanou skupinu můžeme např. zmínit ložiska magnetická. Kruhová vedení jsou tedy soustava tzv. vodících ploch, na nichž se stýká pohyblivá část (suport) s nepohyblivou částí (rám) otočného stolu.


Pokud se budeme vedením, ať již kruhových nebo přímočarých, používaných u obráběcích a tvářecích strojů, robotů atd. věnovat obecně, jsou na jakákoli vedení, kluzná, valivá, magnetická, kladeny několik základních požadavků, jako např. přesnost, tuhost, odpor proti pohybu aj., které jsou popsány níže.

Základní požadavky kladeny na vedení

Přesnost – pomyslné body vytyčené na pohyblivých částech vedení se musí pohybovat po drahách, které se od geometricky přesných drah liší s určitou odchylkou, která je dána tolerancí a jejíž velikost určuje přesnost vedení.

Tuhost – souvisí s deformací, čím vyšší tuhost tím menší deformace vedení, která je žádoucí, protože deformace vedení se započítává do celkové deformace soustavy stroj-obrobek a tím při malé tuhosti vedení (velké deformace vedení) nepříznivě ovlivňuje přesnost rozměrů obráběné součásti. Dále tuhost vedení by se neměla měnit ani za pohybu pohyblivé části vedení po pevné. Mění-li se, je proměnná (nestálá) po celé délce vedení, mění se i deformace soustavy stroj-obrobek a tím dochází ke zhoršení kvality povrchu obrobených ploch.

Odpor proti pohybu – odpor proti pohybu by měl být co nejmenší. Nižší odpor proti pohybu znamená vyšší celkovou účinnost stroje a snižuje náklady na energii potřebné pro provoz stroje. Dále nízký odpor pohybu zaručuje přesnější najždění do požadovaných poloh a zlepšuje přesnost obrábění.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Plynulost pohybu – a to zejména při malých rychlostech, kdy plynulost chodu (netrhaný chod) potřebujeme pro přesné nastavení polohy pohyblivé části vedení.

Odolnost proti opotřebení – odolnost by měla být co největší, z důvodu životnosti vedení, tím životnosti celého stroje a dále pro zachování co největší přesnosti vedení během životnosti stroje.

Nejmenší možná vůle – vůle co nejmenší, ale stále se zachováním malého odporu proti pohybu. Vůle ve vedení nepříznivě ovlivňuje jeho přesnost, když při zatěžování dochází k jejímu vymezení.

Tlumení kmitání – schopnost tlumení kmitání (vibrací) přecházející do soustavy stroj-obrobek, např. od řezných sil, příznivě ovlivňuje kvalitu obroběných ploch.

Ochrana proti vnikání nečistot – vnikající nečistoty nepříznivě ovlivňují opotřebení a životnost vedení a další související veličiny s spojením s kvalitou vedení a celého stroje.

Kruhová i přímočará vedení rozdělujeme:

- Kluzná vedení - Hydrodynamická
- Hydrostatická

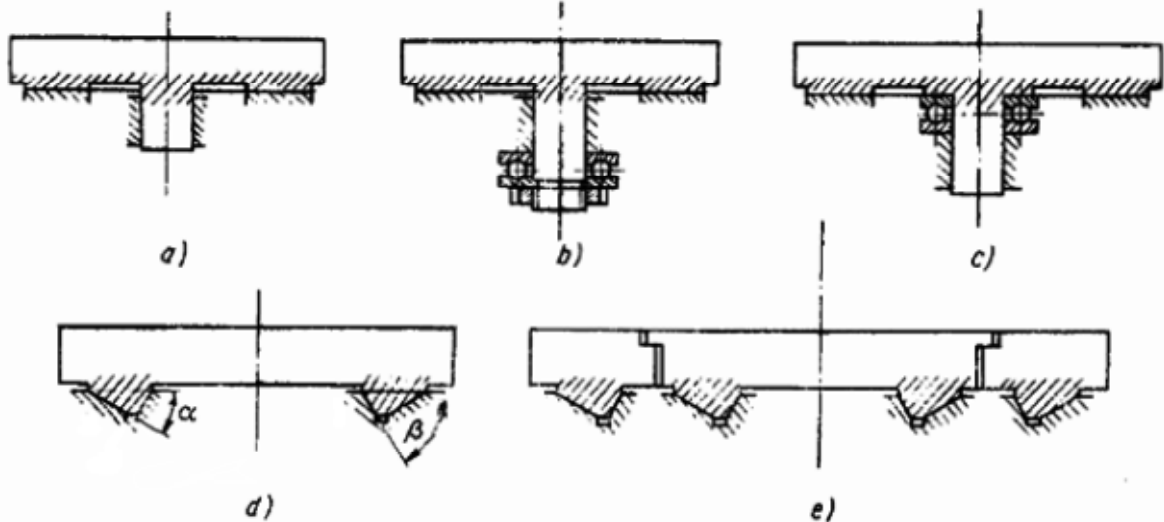
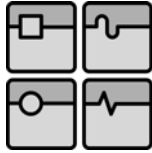
- Valivá vedení

2.2.1. Kluzná kruhová vedení

2.2.1.1. Hydrodynamická kruhová vedení

Nejvýznamnější předností těchto kruhových vedení (ložisek, kruhových drah) je jejich jednoduchost a přesnost otáčení, která je závislá pouze na kruhovitosti a válcovitosti čepu a pánve ložiska. Nevýhodou je, že nosný olejový film (vrstva), která přenáší zatížení mezi čepem a pávní, se vytvoří až při určitých otáčkách a také je závislá na velikosti zatížení ložiska. Proto u tohoto typu ložiska dochází při rozběhu k polosuchému, nebo dokonce k suchému tření, což má za následek velké opotřebení ložiska, které vede ke zhoršení přesnosti uložení, nebo popřípadě může dojít i k úplnému zadření ložiska, proto tyto ložiska nemůžeme plně zatěžovat při rozběhu nebo doběhu. Toto plné zatěžování by mělo nepříznivý dopad. Z tohoto důvodu tyto ložiska nejsou vhodná pro uložení s častým doběhem a rozběhem, nebo pro velmi nízké otáčky, nebo malé rychlosti pohybu. Mezi další nevýhodu můžeme zmínit změnu polohy osy otáčení v rozmezí vůle mezi pávní a čepem ložiska, vlivem změny velikosti nosné olejové vrstvy, která se mění se změnou velikosti zatěžující síly a také se změnou směru otáčení. Polohu osy (velikost nesouososti pánve a čepu) závisí na velikosti olejového filmu, která je nepřímo závislá na velikosti zatížení a přímo závislá na velikosti otáčení.

Na Obr. 9 – *Hydrodynamická kluzná kruhová vedení* jsou uvedena nejpoužívanější možnosti kluzných hydrodynamických kruhových vedení pro uložení upínacích desek otočných stolů a karuselů. Zpravidla zde je použité kluzné valivé vedení pro zachycení hlavních axiálních sil (gravitační síly obráběných součástí) a kluzné, nebo valivé vedení pro zachycení radiálních sil.



Obr. 9 – Hydrodynamická kluzná kruhová vedení (6)

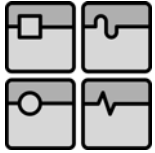
a) rovinné vedení, b) rovinné vedení s axiálním ložiskem proti klopení, c) rovinné vedení odlehčené axiálním valivým ložiskem, d) kuželové vedení, e) kuželové vedení dělené upínací desky

2.2.1.2. Hydrostatická kruhová vedení

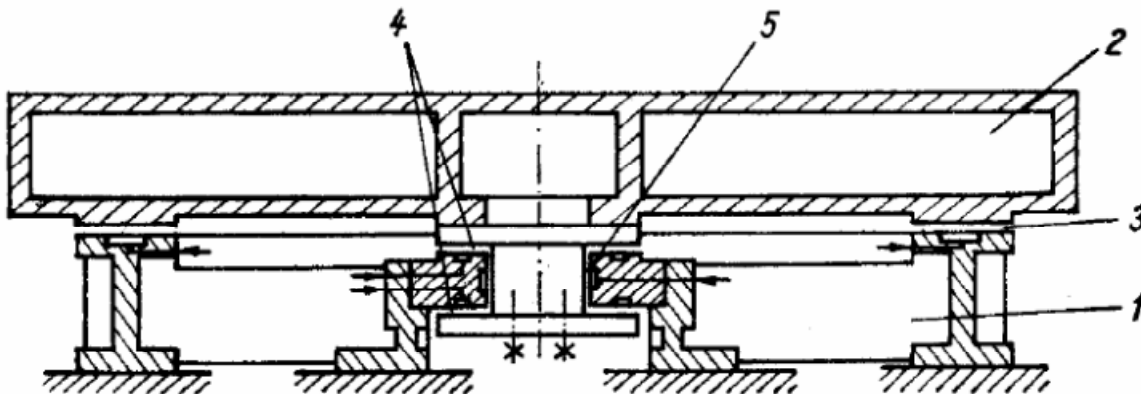
Hydrostatická kruhová vedení (hydrostatická ložiska) patří společně s hydrodynamickými ložisky do skupiny kluzných ložisek, protože u obou typů, je zatěžující síla přenášena přes nosný olejový film, na rozdíl od valivých, kde je zatěžující síla přenášena přes valivá tělíska. Rozdíl, mezi hydrostatickými a hydrodynamickými ložisky je ten, že u hydrostatického ložiska je nosný olejový film (vrstva) udržována stále, po celou dobu chodu stroje, účinkem vnějšího zdroje tlakového oleje a to za chodu i klidu ložiska, pokud je ložisko uvedeno ve stavu schopném provozu. Výhodou těchto ložisek je potom téměř nulové tření, které se pohybuje od 0,01 do 0,001 i za velmi malých i nulových rychlostí pohybu, téměř žádné opotřebení z toho vyplývající velká životnost. Z dalších výhod můžeme uvést: vysoká únosnost, vysoká účinnost vlivem velmi malých odporů proti pohybu (vzniká pouze kapalinové tření). Hlavní nevýhodou tohoto typu ložiska je nutnost stálé dodávky tlakového oleje, s tím související složitost hydraulického obvodu, nutného pro dodání oleje do všech ložiskových kapes, potřebný zdroj tlakového oleje (čerpadlo). Tyto nevýhody výrazně navyšují cenu ložiska oproti jiným typům ložisek.

Hydrostatická kruhová vedení pro přenos axiálních sil mají nejčastěji tvar rovinného mezikruží. Na Obr. 10 - Radiálně-axiální hydrostatické ložisko pro otočný stůl je uveden příklad radiálně-axiálního hydrostatického ložiska otočného stolu pro přenos radiálního a axiálního zatížení.

Na Obr. 11 - Hydrostatické uložení upínací desky svislého soustruhu uveden příklad hydrostatického uložení upínací desky těžkého karuselu.



Obr. 10 - Radiálně-axiální hydrostatické ložisko pro otočný stůl (7)




Obr. 11 - Hydrostatické uložení upínací desky svislého soustruhu (6)

1 - Lože, 2 – upínací deska, 3 – vnější hydrostatické kruhové vedení, 4 – vnitřní hydrostatické kruhové vedení, 5 – hydrostatické radiální ložisko

2.2.2. Valivá kruhová vedení

U valivých kruhových vedení (ložisek, drah) nedochází k přenosu zatěžující síly přes olejový film, ale pomocí valivých těles. Valivá ložiska jsou v dnešní době nejpoužívanějším typem ložisek vůbec. Jejich použití najdeme v nejrůznějších aplikacích. Mezi jejich výhody patří nízký součinitel tření, možnost přenášet malé axiální síly i za použití radiálních ložisek malá spotřeba maziva, menší náchylnost na spolehlivost a kvalitu mazání, dovolují plné zatížení při rozběhu i doběhu, vyznačují se vysokou odolností proti zadření atd. Vyrábějí se i speciální ložiska pro otočné stoly a jiné aplikace, které mohou dosahovat rozměru až několika metrů. Existuje celá řada typů valivých ložisek, např. kuličková, válečková, kuželíková, soudečková a atd., dále mohou být jednořadá, dvouřadá. Přičemž jednotlivé typy se od sebe liší svojí únosností pro stejný průměr čepu a možností přenášet různé typy zatížení, axiální, radiální, axiálně-radiální.

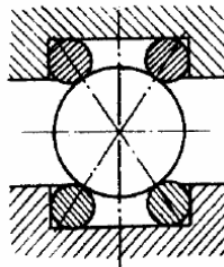
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 19
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	

Tyto kruhová vedení mají menší pasivní odpory (třecí síly, odpor proti pohybu) oproti hydrodynamickým kruhovým vedením a také nižší pořizovací náklady oproti hydrostatickým kruhovým vedením, což je staví na pozici nejpoužívanějších ložisek. Tuhost těchto ložisek můžeme dále zvyšovat předepnutím.

Mezi valivá kruhová vedení patří:

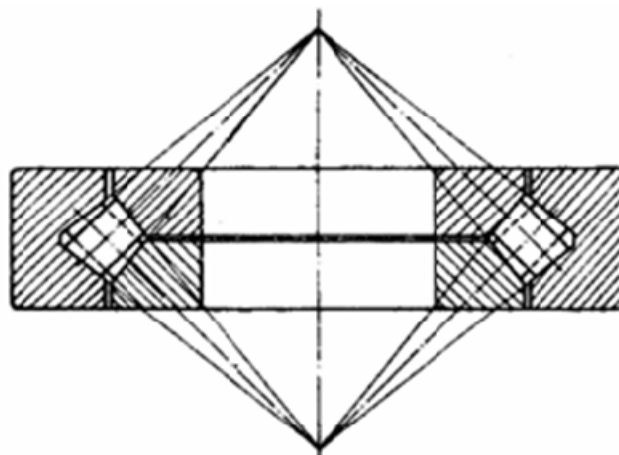
2.2.2.1. Valivé kruhové dráhy

Pro malá zatížená otočná stolů se mohou použít tzv. drátová ložiska, příklad uveden na *Obr. 12 - Drátové ložisko*. Valivé dráhy těchto ložisek tvoří čtyři skroužené hladké dráty. Tyto ložiska mohou přenášet axiální i radiální zatížení.



Obr. 12 - Drátové ložisko (6)

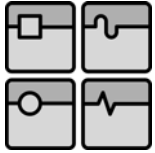
Další možností jsou valivé dráhy s křížovými válečky (*Obr. 13 - Valivá dráha s křížovými válečky*). Tyto dráhy mohou také přenášet axiální i radiální zatížení. Válečky jsou vedeny v kleci a sousední válečky jsou vzájemně pootočené o 90°.



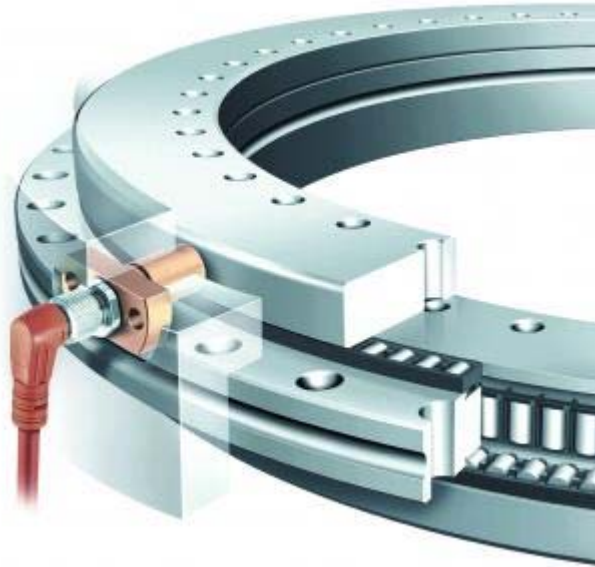
Obr. 13 - Valivá dráha s křížovými válečky (6)

2.2.2.2. Radiálně-axiální ložiska pro otočné stoly

V současné době řada výrobců ložisek vyrábí radiálně-axiální ložiska přímo určené pro otočné stoly. Tyto ložiska zajišťují vysokou radiální a axiální únosnost i při vysokých otáčkách. Mají stejné vlastnosti jako axiální valivá ložiska a průměry těchto ložisek se pohybují od několika stovek milimetrů až po několik metrů. Další výhodou můžeme nalézt např. u ložisek vyrábějící společnost The Schaeffler Group's INA, která nabízí tyto ložiska i integrovaným odměřovacím systémem pro zvýšení přesnosti polohování, kdy se do systému odměřování nezanášá chyby od deformací



dalších částí stroje ale pouze vliv deformace ložiska, např. způsobených kroutícím momentem (Obr. 14).




Obr. 14 - Radiálně-axiální ložisko INA YRT Speed s integrovaným měřícím systémem YRTSM pro otočné stoly (8)

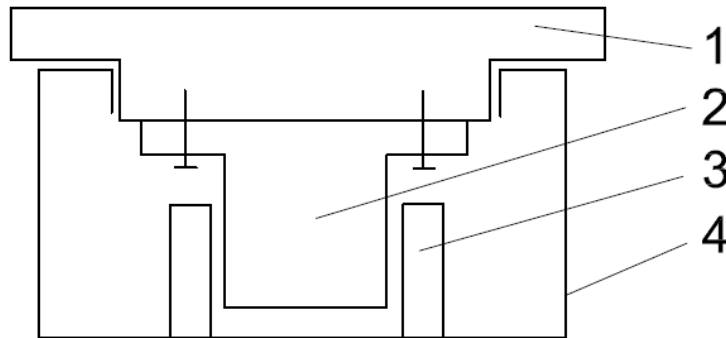
2.3. Pohon otočného stolu

Pro pohon otočných stolů, nebo jakékoli říditelné osy u obráběcích nebo tvářecích strojů, robotů atd. můžeme použít několik typů pohonů, např. elektromotory, hydro-motory nebo pneu-motory. Nejčastěji používaným typem pohonů u obráběcích strojů jsou elektromotory, tzv. elektrické servo-pohony. Mezi výhody použití elektropohonů můžeme zařadit např. velké množství výrobců, velký rozsah otáček, snadná regulace otáček, velký rozsah kroutících momentů atd. Elektrické servo-pohony můžeme rozdělit na pohony přímé a pohony nepřímé.

Přímý pohon je takový pohon, u kterého je motor přímo spojen s pohybovou osou, tzn. přímo spojen s upínací deskou, nebo s pohyblivým šroubem, pokud by se jednalo o přímočarou říditelnou osu. V některých případech, je mezi motor a šroub, vložena spojka, z důvodu ochrany pohonu proti přetížení. Schéma otočného stolu s přímým pohonem a kluzným vedením na Obr. 15, otočný stůl s kluzným uložením upínací desky a s přímým pohonem, rotor motoru přímo spojen s upínací deskou stolu prostřednictvím šroubů.

Nepřímý pohon je takový pohon, kde motor není přímo napojen na upínací desku, ale je mezi upínací deskou a motor vložena další člen pohonu, převod - ozubená kola, převodovky, řemeny aj. Schéma otočného stolu s nepřímým pohonem uvedeno na Obr. 7 - Schéma otočného stolu. Otočný stůl s valivým uložením upínací desky a s vloženým ozubeným převodem mezi rotor motoru a upínací desku.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 21
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	



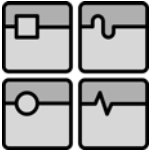
Obr. 15 - Schéma otočného stolu s přímým pohonem

1 – upínací deska, 2 – rotor momentového motoru spojený s upínací deskou šrouby, 3 – stator momentového motoru spojený s rámem, 4 – rám otočného stolu

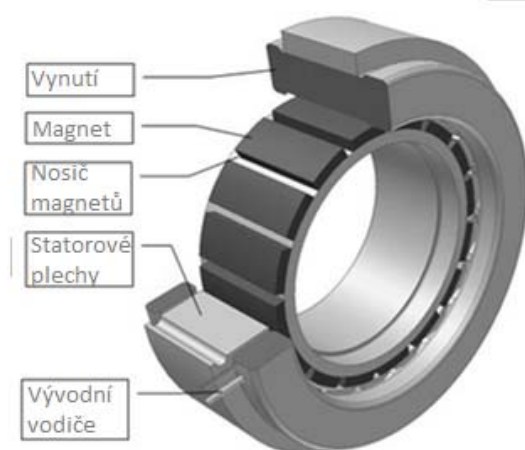
U přímých pohonů se u otočných používají tzv. momentové motory. Jedná se o permanentně buzené střídavé elektrické stroje sloužící k náhradě hydraulických, pneumatických a nepřímých pohonů. Tyto motory se vyznačují velkým počtem permanentních magnetů a díky tomuto velkému počtu, jsou schopny přenášet vysoký krouticí moment s malým kolísáním momentu při malých úhlových rychlostech s velkým zrychlením. Mezi základní vlastnosti těchto motorů patří vysoká dynamika, vynikající přesnost, odstranění vůle v hnacím ústrojí, spolu s odstraněním třecích sil v převodu vede ke snížení celkové hlučnosti pohonu a ke zvýšení jeho účinnosti. Další velkou zmiňovanou výhodou těchto motorů je minimální opotřebení a minimální údržba, protože se jedná o pohony bez kontaktních prvků (např. převody ozubenými koly). Avšak magnetické plochy motorů přitahují ocelový prach a piliny a proto musí mít momentový motor vhodný kryt a musí se pravidelně profukovat. Díky vynechání převodovky, která má zásadní vliv na velikost zastavěného prostoru pohonu, se celý pohon zmenšuje a tím se snižuje jeho celková hmotnost, velkou výhodou je to zejména u vysokorychlostního obrábění, u kterého dojde ke snížení dynamických sil. Největší nevýhodou a daní za zmíněné výhody těchto pohonů je, že při provozu produkují velké množství tepla, které je nutno odvádět vodním chlazením pryč ze stroje, aby nedocházelo k tepelnému ovlivňování jiných částí stroje. Avšak u většiny strojů, kde momentový motor nachází uplatnění, bývá vodní okruh k dispozici. U mnoha aplikací existuje možnost využít snížené zatížení motoru, kdy pro provoz momentové motoru stačí pouze vzduchové chlazení.

Dalším typem momentových motorů jsou tzv. prstencové motory, jedná se o stavebnici dvou kroužků, které se umísťují přímo na části stroje, na upínací desku (kuličkový šroub) - rotor a na rám - stator stroje. Příklad konstrukce prstencového motoru od firmy AVEKOP uveden na Obr. 16 - *Momentový motor AVEKO*.

Při použití tohoto motoru odpadají členy, jako spojky, které transformují krouticí moment rotoru momentového motoru na upínací desku (hřídel), čímž se eliminují možné nepřesnosti těchto členů a zpřesňuje se vlastní polohování a přesnost říditelné osy. Nevýhodou je ale nutnost použití přídavných ložisek pro motor umístěných ve stroji a nutnost odměřovacích systémů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 22
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	


Pohony těžkých otočných stolů jsou řešeny zpravidla nepřímými pohony, z důvodu potřebných velkých krouticích momentů otočných desek, kterých momentové ani prstencové motory nedosahují a lze jich dosáhnout pouze za použití převodovek a následně ozubeného převodu ozubené kolo - pastorek, nebo ozubené kolo - šnek. Krouticí momenty momentových motorů se pohybují v rozmezí od 2 000 Nm do 8 000 Nm, zatímco krouticí momenty těžkých otočných stolů jsou od 10 000 Nm. Nejpoužívanějším typem nepřímých pohonů u obráběcích strojů je pohon prostřednictvím ozubeného převodu (převodovky) s požitím synchronních servomotorů. Nevýhodou tohoto typu pohonu je tření, které vzniká v převodu, dochází k jeho opotřebením, které vede k nutné údržbě převodu a vůle, která vzniká v soukolí převodovky. Tuto vůli je nutno odstranit, pokud chceme řídit polohu (natočení) upínací desky otočného stolu. Vůle nemusí být odstraněna tam, kde se otočný stůl (upínací deska) využívá pouze k vykonávání hlavního rezného pohybu, jako např. upínacích desek svíslého soustruhu (karuselu). Odstranění vůle se může dosáhnout buďto mechanicky, nebo elektronicky.



Obr. 16 - Momentový motor AVEKO (9)

Nejpoužívanější metodou pro odstranění vůle v převodovém systému nepřímého pohonu je použití řízení master-slave (elektronické odstranění vůle), kde jsou použity dva motory a dva pastorky nahánějící velké ozubené okolo převodu (pokud se jedná o ozubený převod s přímým, nebo šikmým ozubením) a každý z pastorků se dotýká protější strany zubu ozubeného kola. Tyto motory mají stejné parametry a každý z nich se používá pro jeden smysl otáčení. Druhý motor se používá k brzdění a pro lehké předepnutí polohy. Při rozběhu zabírá pouze jeden motor a následně, kdy krouticí moment motoru pro jeden smysl otáčení překročí moment předepnutí, dojde k pro tento směr i k záběru druhého motoru. Toto zapojení příznivě ovlivňuje dynamiku celé pohybové osy. Další výhodou je rozdělení maximálního krouticího momentu na dva motory a tím snížit velikost zástavového prostoru pohonu. Nevýhodou dražší pořizovací cena související s použitím dvou motorů. Pro zastavení na požadované poloze brání oba motory pootočení upínací desky stejným krouticím momentem.

Další možností je použít pouze jeden motor, kdy tento motor nahání bezvůlovou převodovku. Příklad bezvůlové převodovky od firmy REDEX na Obr. 17. Jedná se v podstatě o dvě planetové převodovky naháněné jedním servo-motorem a

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 23
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	

spojené prostřednictvím mechanického předepínacího členu na vstupu obou převodovek.



Obr. 17 - Bezvúlová převodovka REDEX KRP (10)

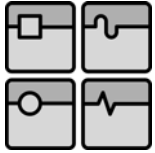
Další možností, používanou především u karuselů, je možnost použít dva motory rozdílných parametrů. První z těchto motorů, ten výkonnější, slouží k vykonávání hlavního řezného pohybu upínací desky přes vloženou převodovku zabírající do velkého ozubeného kola spojeného s upínací deskou. Kdežto druhý motor vybavený na výstupní hřídeli děleným pastorkem, zabírajícím taktéž do velkého ozubeného kola upínací desky. Dělený pastorek, vybavený podobným mechanickým předepnutím jako převodovky, zajistí vymezení, odstranění, vůle. Motor s pastorkem slouží pro přesné polohování upínací desky karuselu. V některých případech dělený pastorek nezabírá do ozubeného kola stále, a pouze při polohování upínací desky je vložen pomocí spojky pro snížení opotřebení pastorku.

Další možností je použití šnekových převodů, které dosahují i bez vložené převodovky velkých převodových poměrů. K odstranění vůle v převodu se používá stejných principů jako při použití ozubených kol s čelním ozubením, použití dvou šneků (master-slave), použití děleného šneku. Nevýhodou těchto převodů je bodový styk šneku a šnekového kola tím je tento pohon v pouze pro nižší a malé krouticí momenty. Výhodou je samosvornost tohoto pohonu a odpadá tedy potřeba brzdit pohon při zastavení např. pomocí brzdy motoru, nebo externí brzdy pohonu. Příkladem může být firma Haas, která vyrábí volné otočné stoly se šnekovým převodem.

2.4. Rám otočného stolu

Materiály, používané pro stavby rámců otočných stolu, jsou stejné, jako pro stavby rámců obráběcích a tvářecích strojů.

Konvekční používané materiály jsou tedy konstrukční oceli vhodné pro svařování, svařované ocelové rámy, nebo litiny pro odlévané rámy otočných stolů.



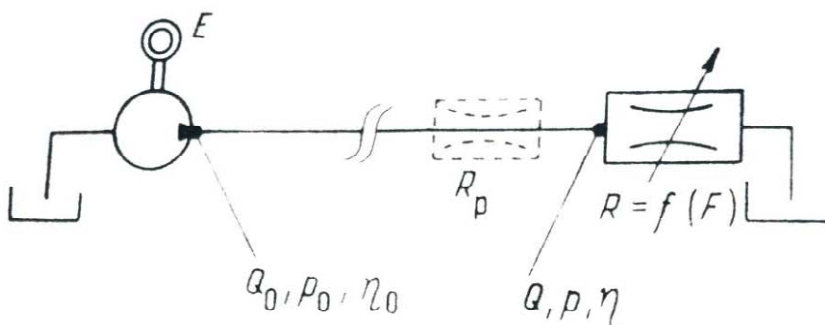
3. Hydrostatická kruhová vedení a hydrostatická ložiska

3.1. Princip hydrostatických ložisek

Hydrostatická ložiska patří do skupiny kluzných ložisek společně s hydrodynamickými ložisky, protože stejně jako u hydrodynamických ložisek jsou styčné plochy ložiska odděleny vrstvou nosné kapaliny (vrstva tlakového oleje), nicméně v porovnání s hydrodynamickými ložisky, kde je tlak kapaliny generován pomocí hydrodynamické činnosti rotujícího čepu, hydrostatická ložiska generují potřebný tlak pomocí externího zdroje (čerpadla).

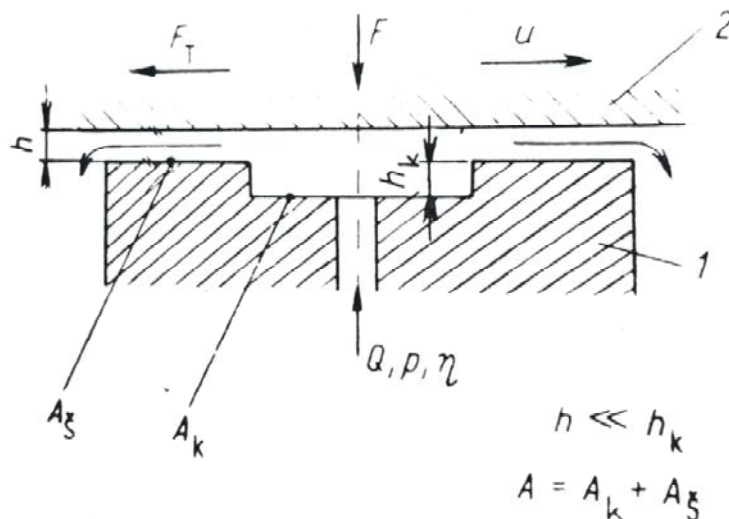
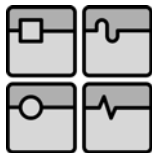
Konstrukční koncepcí hydrostatických ložisek je vytváření vysokotlakého oleje vytvářeného externím čerpadlem a dále dodávání tohoto oleje mezi styčné plochy ložiska. Tlakový olej je dodáván za klidu i za pohybu ložiska. Princip hydrostatického systému hydrostatického ložiska je ukázán na Obr. 18 - *Princip hydrostatického ložiska*. Tlakový olej (kapalina) je dodáván z čerpadla do jedné nebo více hydrostatických buněk, které slouží jako zásoba tlakového oleje pro hydrostatické ložisko a které jsou vhodně rozmístěny v ložisku. Tvar hydrostatické buňky se může lišit a je rozdílný v závislosti na typu ložiska, jiné jsou hydrostatické buňky pro axiální ložiska a jiné pro radiální ložiska, dále jiné pro kruhová a přímočará vedení. Hydrostatické buňky mohou být např. kruhové, obdélníkové, čtvercové, mezidruhové atd. Z hydrostatických kapes proudí olej skrz úzkou štěrbinu (škrťací plochu) o výšce h_0 mezi styčnými plochami do okolí mimo hydrostatickou buňku a celé ložisko, viz Obr. 19 - *Princip hydrostatické buňky*.

Tlakový olej, proudící přes škrťací plochu, odděluje povrchy čepu a ložiska a snižuje významně tření a opotřebení styčných ploch. Ve stejném čase, škrťací plocha vytváří odpor proti proudění oleje na výstupu oleje z každé hydrostatické buňky. Hydrostatická únosnost, která nese externí zatížení je výslednice sil tlaku oleje působící na styčné plochy ložiska.



Obr. 18 - Princip hydrostatického ložiska (6)

Q_0, p_0, η_0 – dodávané množství, tlak a dynamická viskozita oleje při výstupu z čerpadla, R_p – představený hydrostatický odpor, Q, p, η – množství, tlak a dynamická viskozita oleje při vstupu do hydrostatické buňky, E – elektromotor, F – zatížení hydrostatické buňky, R – hydrostatická buňka jako proměnný hydrostatický odpor



Obr. 19 - Princip hydrostatické buňky (6)

1 – pevné těleso, 2- pohyblivé těleso, A_k – plocha hydrostatické buňky, h_k – hloubka hydrostatické buňky, A_s – obsah škrťací plochy, h – tloušťka olejového filmu, nebo výška škrťací mezery, F_t – třecí síla (odpor proti pohybu), u – relativní rychlost těles 1 a 2, Q , p , η – množství, tlak a viskozita tlakového oleje na vstupu do hydrostatické buňky

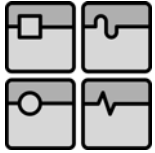
Hydrostatické ložisko je tvořeno dvěma tělesy 1 a 2 viz Obr. 19 - Princip hydrostatické buňky. Tyto tělesa mohou být vůči sobě v relativním pohybu, rychlost u , nebo v klidu a zatížena silou F . V tělese 1 je vytvořena hydrostatická buňka o hloubce h_k a ploše A_k , od které je přiváděn tlakový olej o množství Q , tlaku p a dynamické viskozitě η . Buňka by mohla být vytvořena i v tělese 2, ale z důvodu rozvodu tlakového oleje jsou buňky vytvářeny v nepohyblivém tělese. Z hydrostatické buňky proudí mazivo mezi styčné plochy těles 1 a 2 a dále mimo ložisko jak ukazují šipky, kde dochází ke sběru tlakového oleje. Tyto styčné plochy bývají nejčastěji rovinné pro axiální ložiska nebo válcové pro radiální ložiska. Styčné plochy, přes které proudí olej, tvoří škrťací plochu o obsahu A_s . Při provozu jsou styčné plochy těles 1 a 2 od sebe oddělena vrstvou tlakové oleje o výšce h , která je velmi malá, řádově 0,1 mm.

Přesnost ložiska je posuzována dle stálosti tloušťky vrstvy olejového filmu h . Tato stálost závisí především na kvalitním dodání tlakového oleje a také mimo jiné na geometrické přesnosti styčných ploch ložiska, zejména na jejich vzájemné rovnoběžnosti a soustřednosti.

V hydraulickém obvodu tvoří hydraulické ložisko hydraulický odpor R , viz Obr. 18 - Princip hydrostatického ložiska, který je závislý na vnějším zatížení F . Změna hydraulického odporu R , mění tloušťku olejového filmu h . Změnou odporu R , se tedy mohou vhodně měnit vlastnosti ložiska.

3.2. Výhody hydrostatických ložisek

Důležitá výhoda hydrostatického ložiska, v porovnání s hydrodynamickým je, že jsou zde styčné plochy ložiska kompletně odděleny i při malé rychlosti, zahrnující i nulovou rychlost. Hydrostatické ložiska požadují vysokotlaký hydraulický systém



k čerpání a oběhu hydraulického oleje. Hydraulický systém zvyšuje počáteční náklady na ložisko i otočný stůl. Přestože jsou hydrostatická ložiska výrazně dražší, mají spoustu důležitých výhod, mezi které patří zlepšené výkonové charakteristiky a významně zvýšená životnost stroje související s nulovým opotřebením ložiska.

V následujících bodech jsou shrnuty nejvýznamnější výhody hydrostatických ložisek v porovnání s jinými typy ložisek:

1. Povrchy styčných ploch ložiska jsou celé odděleny pomocí olejového filmu po celou dobu provozu ložiska a v celém rozsahu otáček ložiska, zahrnující i nulovou rychlost. Proto se u ložiska nevyskytuje žádné opotřebení a není zde žádný kontakt mezi povrchy ani při rozběhu ložiska. Navíc, je zde velmi malé kapalinové tření, zvláště při malých kluzných rychlostech.

2. Hydrostatická ložiska mají vyšší tuhost v porovnání s hydrodynamickými ložisky. Vysoká tuhost je důležitá pro snížení pohybu osy ložiska v radiálním i axiálním směru. Dále je důležitá pro vysokorychlostní obrábění (aplikace), kde vysoká tuhost snižuje vibrace. Také je nezbytná pro velice přesné obráběcí stroje nebo pro měřicí stroje a zařízení. Na rozdíl od hydrodynamických ložisek, je vysoká tuhost hydrostatického ložiska udržována při malých i vysokých zatížení a v celém rozsahu otáček. Toto je žádoucí vlastnost pro velice přesné stroje a vysokorychlostní stroje jako jsou např. turbíny.

3. Hydrostatická ložiska pracují se silnější vrstvou oleje než hydrodynamická ložiska, která redukuje požadavky na velmi přesné obrobení styčných ploch ložiska, které je nezbytné u hydrodynamických a valivých ložisek. To znamená, že hydrostatické ložisko dosahuje při stejné kvalitě styčných ploch vyšší přesnosti, má velice nízké obvodové a čelní házení.

4. Nepřetržitá cirkulace hydraulického oleje chrání ložisko proti přehřátí a odvádí teplo pryč z ložiska i z rámu (odpadá požadavek na dodatečné chlazení).

5. Tlakový olej proudící přes ložisko a škrtkící mezeru odvádí ze styčných ploch nečistoty a prach, dále je čerpán přes olejové filtry zpět do ložiska. Při této cestě je prach a ostatní abrazivní nečistoty z tlakového oleje odstraněny a nedochází k poškození povrchů styčných ploch ložiska. Toto je velká výhoda pro zvýšení životnosti ložiska celého stroje pracujícího v prašném prostředí.

3.3. **Základní vlastnosti hydrostatických ložisek**


Nosná síla vyvozená hydrostatickým tlakem maziva mezi styčnými plochami nezávisí ani na viskozitě oleje ani na velikosti kluzné rychlosti.

Podmínky kapalného kluzného odporu jsou splněny již při nulové kluzné rychlosti. Pasivní odpory proti pohybu lineárně závisí na kluzné rychlosti.

Pokud při provozu ložiska jsou obě styčné plochy od sebe odděleny vrstvou maziva, nedochází k jejich opotřebení a na materiálové vlastnosti jako je např. tvrdost nejsou kladeny tak vysoké nároky. Při správné konstrukci lze dosáhnout vysoké energetické účinnosti ložiska. Dále při použití obousměrných ložisek je zde možnost vymezení vůlí ložiska a také jeho předepnutí.

Při provozu ložiska nezávisí na směru kluzné rychlosti.

Při vhodně řešeném hydrostatickém ložisku (např. ložisko s možností regulace tlaku a množství maziva přiváděného do ložiska) lze dosáhnout vysoké tuhosti a tlumení uložení a zároveň regulací těchto veličin měnit vlastnosti ložiska prakticky nezávisle na kluzné rychlosti a zatížení ložiska i za chodu ložiska.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 27
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Jedinou nevýhodou těchto ložisek jsou jejich pořizovací náklady spojené s potřebným složitým vysokotlakým hydraulickým obvodem, nutným pro provoz ložiska, jehož náklady jsou zahrnuty v ceně ložiska a mají zásadní vliv na cenu ložiska.

3.4. **Zásady při návrhu hydrostatického ložiska**

Při návrhu hydrostatického ložiska musíme uvažovat několik stavů, které při provozu (chodu) ložiska mohou nastat:

1. Klidový stav - Do ložiska neproudí tlakový olej, ložisko může být plně zatíženo, tělesa ložiska 1 a 2 (viz. Obr. 19 - Princip hydrostatické buňky) se stýkají přímo ve styčných plochách, jsou v relativním klidu a musejí se kontrolovat na otlačení. Před uvedením ložiska do provozu, (nenulová relativní rychlost) musí být dodán tlakový olej, který oddělí styčné plochy.

2. Uvedení do stavu, ve kterém je ložisko schopné provozu - Provede se připojením zdroje tlakového oleje, kdy ložisko může být plně zatíženo, dojde k vytvoření olejového filmu o výšce h , která je po té seřizena. Při tomto stavu jsou tělesa 1 a 2 (viz. Obr. 19 - Princip hydrostatické buňky) stále v relativním klidu, nebo může dojít k rozběhu ložiska. Kontroluje se potřebný tlak, který je chopen oddělit styčné plochy, kdy kapalina nepůsobí na styčné plochy, ale pouze ploše hydrostatických buněk A_k .

3. Rozběh a doběh ložiska - Děje se během stavu, kdy je ložisko schopné provozu a schopné také plnit svoji funkci. Kontroluje nosnost ložiska, aby nedošlo k dosednutí styčných ploch, závisející na tlaku oleje, který působí na styčné plochy na celkové ploše hydrostatických buněk a celkové ploše škrťácích mezer.

4. Normální provoz - Stav, kdy ložisko je schopno plnit svoji funkci. To znamená, že má požadované vlastnosti (např. únosnost, tuhost, přesnost chodu atd.).

5. Havarijní stav - K tomuto stavu dochází při přerušení dodávky tlakové oleje. Při tomto stavu dochází téměř okamžitě k dosednutí styčných ploch a k suchému tření, mezi těmito plochami. Dochází ke tření a může dojít až k zadření ložiska, tím k poškození ložiska a proto je nutno tomuto stavu zamezit, např. přidáním hydraulického akumulátoru do hydraulického obvodu ložiska atd.


3.5. **Vliv primárních veličin na výstupní veličiny hydrostatického ložiska**

Průměr

Při zvětšujícím se průměru hydrostatického ložiska se zvětšuje nosná plocha a tím se zvyšuje únosnost ložiska. Zároveň však se zvětšuje škrťací plocha tím se zvyšuje průtočné množství oleje.

Vůle

Vůle mezi čepem a pouzdrem (vůle mezi styčnými plochami) ovlivňuje tuhost, hydrostatický odpor a oteplení hydrostatického ložiska. Zvětšováním vůle klesá tuhost. Zmenšováním vůle se zvyšuje škrťací odpor a s třetí mocninou se snižuje potřebné průtočné množství tlakového oleje.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Hloubka hydrostatických buněk

Hydrostatické buňky jsou potřeba při dosednutí čepu na pánev (styčných ploch), aby byl umožněn přívod tlakového oleje do hydrostatického ložiska a pro uvedení ložiska do provozu schopného stavu. Dále hydrostatické buňky slouží jako zásobárna oleje pro hydrostatické ložisko.

Plocha hydrostatických buněk

Podle Pascalova zákona se únosnost ložiska zvyšuje se zvyšujícím se obsahem hydrostatických buněk. Zároveň se však zmenšuje škrťící plocha, tím se zvyšuje tlak mezi čepem a pávní (mezi styčnými plochami) při jejich dosednutí v klidovém stavu a tím se zvyšují nároky na mechanické vlastnosti materiálu styčných ploch.

Tvar hydrostatických buněk

Tvar hydrostatických buněk není přesně určen, hydrostatické buňky mohou mít jakýkoliv tvar. Nejčastěji se ale pro radiální ložiska používají obdélníkové hydrostatické buňky (v rozvinutém stavu). Pro axiální ložiska to jsou kruhové nebo mezi-kruhové výseče.

Tlak

Tlak je jednou z rozhodujících veličin hydrostatického ložiska. Změnou velikosti tlaku můžeme docílit většího předepnutí oboustranného ložiska a tím se může ovlivňovat jeho tuhost a jeho schopnost tlumení. Při použití vhodných reduktorů se ložisko může stát samo-středícím. Dále při použití řízené změny tlaku oleje v jednotlivých kapsách pak můžeme docílit minimální excentricity a dosáhnout optimálního chodu ložiska.

Tlakový spád

Tlakový spád má vliv na tuhost ložiska. Axiální tlakový spád podporuje tuhost významněji, než radiální tlakový spád a proto by konstrukce hydrostatického ložiska mělo co nejvíce podporovat axiální výtok tlakového oleje, resp. spirálový tlak s co největším stoupáním.

Viskozita tlakového oleje


Viskozita tlakového oleje je přímo úměrná smykovému tření v kapalině a také oteplování oleje a tím i ložiska při pohybu. S rostoucí teplotou viskozita klesá. Proto pro vyrovnanou tepelnou bilanci ložiska je zapotřebí větší množství tlakové oleje, což vyžaduje zvětšení vůle, aby byl umožněn odtok oleje.

Otáčky

Tuhost ložiska prakticky nezávisí na otáčkách ložiska. Pokud vezmeme v úvahu tlakový spád, dochází se zvyšujícími se otáčkami ke zvyšování obvodové rychlosti tlakového oleje a tím ke snižování tuhosti hydrostatického ložiska.

Zatížení ložiska

Konstrukce hydrostatického ložiska přizpůsobujeme směru zatížení ložiska. Volíme tedy odpovídající typ, axiální, radiální nebo axiálně-radiální hydrostatické ložisko.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 29
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Konstrukce reduktoru (restriktoru)

Při použití ložiska se škrčením závislém na zatížení ložiska (viz. *Rozdělení hydrostatických ložisek podle typu hydraulického obvodu*) se ke škrčení používá reduktor (restriktor). Pro konstrukci je definován konstrukční veličinou.

3.6. Rozdělení hydrostatických ložisek

3.6.1. Rozdělení hydrostatických ložisek podle typu hydraulického obvodu

S jedním čerpadlem a škrčením

Tlakový olej je dodáván do všech buněk přes škrťací ventily jedním zdrojem (čerpadlem) tlakového oleje. Vzhledem ke konstantnímu škrčení se mění v závislosti na vnějším zatížení velikost dodávaného množství oleje podle velikosti vůle mezi styčnými plochami. Tímto může docházet k jisté excentricitě (nesouososti).

S více čerpadly

Součástí hydraulického obvodu ložiska je plnicí čerpadlo, které dodává celkové množství oleje pro hydrostatické ložisko a dále odměrná čerpadla (každá hydrostatická buňka má vlastní odměrné čerpadlo), která dodávají konstantní množství oleje ke každé buňce ložiska. Toto ložisko vykazuje přibližně dvojnásobnou tuhost oproti ložisku s jedním čerpadlem a škrčením. Nevýhodou je vyšší cena související s vyšším počtem použitých čerpadel v hydraulickém obvodu.

Se systémem škrčení závislým na zatížení

Jedno čerpadlo dodává tlakový olej do všech kapes a každá kapsa má předřazený regulovatelný škrťací ventil. Tyto ventily regulují průtok v závislosti na vnějším zatížení ložiska tak, že zvýšením vnějšího zatížení se zvýší tlak oleje v hydrostatické buňce. Zvýšením tlaku v buňce má za následek deformaci akčního členu (např. membrány), nebo jinou aktivaci akčního členu a tato způsobí, že dojde ke zvýšení dodávaného množství oleje do hydrostatické buňky. Tento systém vykazuje nejvyšší tuhost uložení, je však velice složitý a proto vykazuje i vyšší poruchovost oproti předešlým typům.

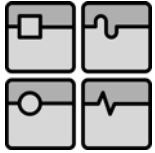
3.6.2. Rozdělení ložisek podle napájení tlakovým olejem

S konstantním množstvím dodávaného oleje

U těchto hydrostatických ložisek je každá buňka napájena konstantním množstvím oleje. Dodávka konstantního množství oleje je zajištěna dodáváním oleje z čerpadla do rozdělovače, který zajistí, že do každé hydrostatické buňky do dodáno konstantní množství, které nebude závislé na velikosti škrťací mezery (velikosti hydrostatického odporu), která je závislá na vnějším zatížení ložiska. Další možností je, že každá buňka bude mít vlastní čerpadlo a to bude pro každou buňku dodávat stejné množství oleje.

S konstantním tlakem dodávaného oleje

Každá hydrostatická buňka je plněn olejem o konstantním tlaku. To je zajištěno jedním čerpadlem, které napájí všechny buňky. Každá buňka je dále vybavena vlastním reduktorem (restriktorem), který snižuje dodávaný tlak čerpadlem.



Reduktor může být konstantní (nezávislý na zatížení) v podobě kapilární trubičky, membrány nebo závislý na zatížení v podobě říditelného škrtícího ventilu.

3.7. Základní vztahy pro výpočet hydrostatických ložisek (6)

Význam symbolů a obrázky viz. Obr. 18 - Princip hydrostatického ložiska a Obr. 19 - Princip hydrostatické buňky

Únosnost hydrostatické buňky

$$F = pA_{ef} \quad (\text{rov. 1})$$

$$A_k < A_{ef} < A \quad (\text{rov. 2})$$

$$A_{ef} = aA \quad (\text{rov. 3})$$

$$0 < a < 1 \quad (\text{rov. 4})$$

Bezrozměrný součinitel a lze u jednoduchých geometrických tvarů hydrostatického ložiska spočítat analyticky u složitějších se počítá pomocí počítače, nebo zjišťuje experimentálně pomocí modelu buňky. Tlak p v komoře buňky se volí přibližně polovina maximálního tlaku vy hydrostatickém obvodě. To je tlak který způsobí oddálení dosednutých styčných ploch dvojce těles (tj. maximální tlak je, když $h=0$)

Pasivní odpor buňky proti pohybu

je dán třením v tlakovém oleji a je určen vztahem

$$F_t = \tau A_{ef} \quad (\text{rov. 5})$$

kde A je styčný plocha hydrostatické buňky

$$A = A_{ef} + A_s \quad (\text{rov. 6})$$

kde pro tečné napětí v hydrostatické buňce platí

$$\tau = \eta \frac{du}{dh} \quad (\text{rov. 7})$$

Protože po ploše hydrostatické buňky není tloušťka vrstvy oleje stejná, je možné po dosazení (rov. 7) a úpravě přepsat vztah (rov. 5) do tvaru

$$F_t = \eta(A_s u h^{-1} + A_k u h_k^{-1}) \quad (\text{rov. 8})$$

Protože je možné konstrukci buňky udělat tak, aby byla splněná podmínka

$$h \ll h_k$$


zjednoduší se výraz (rov. 8) na

$$F_t = \eta A_s u h^{-1} \quad (\text{rov. 9})$$

Výkon

potřebný pro překonání pasivního odporu proti pohybu

$$P_\eta = F_t u = \eta A_s u h^{-1} \quad (\text{rov. 10})$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 31
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Množství maziva

Přitékajícího maziva do hydrostatické buňky

$$Q = Gp = pR^{-1} \quad (\text{rov. 11})$$

Kde G je svodová propustnost a R je hydraulický odpor škrťící mezery mezi vazbovými (styčnými) plochami těles 1 a 2

Dále platí vztah

$$G = R^{-1} = n^3 K_Q (12\eta)^{-1} = Kh^3 \quad (\text{rov. 12})$$

kde

$$K = K_Q (12\eta)^{-1} = konst \quad (\text{rov. 13})$$

Konstanta K_Q závisí na geometrickém tvaru škrťící plochy A_s a je ji možno určit obdobně jako konstantu a ve vztahu (rov. 3).

Hydraulický příkon v hydrostatické buňce

$$P = Qp \quad (\text{rov. 14})$$

Ztracený výkon v hydrostatické buňce

$$P_Z = P_\eta + P = \eta A_s h^{-1} u^2 + Qp \quad (\text{rov. 15})$$

Ztracený výkon P_Z se v buňce téměř celý přemění na teplo. Převážná část tohoto tepla je odvedena hmotou dvojice těles.

Hydraulický výkon hydrogenerátoru (čerpádlu)

$$P_o = Q_o p_o \quad (\text{rov. 16})$$

kde

$$P_o > P \quad (\text{rov. 17})$$

Výkon elektromotoru čerpádlu hydraulického obvodu buňky

$$P_E = P \eta_c^{-1} \quad (\text{rov. 18})$$

$$\eta_c = \eta_E \eta_o \eta_b \quad (\text{rov. 19})$$

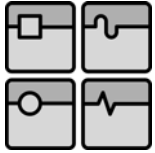
kde η_c je účinnost poháněcího elektromotoru E (viz. Obr. 18 - Princip hydrostatického ložiska (6)), η_o je účinnost čerpádlu a η_b je účinnost hydraulického obvodu buňky

Tlak potřebný pro uvedení buňky do funkčního stavu

Tlak potřebný pro vytvoření nosné olejové vrstvy mezi styčnými plochami - tzn. tlak pro nadzvednutí pohyblivé části vedení. K dispozici je pouze plocha buňky A_k , a proto tento tlak je maximální tlak, který je vytvořen v buňce

$$p = p_{max} = F A_k^{-1} \quad (\text{rov. 20})$$

Statická tuhost hydrostatické buňky



$$k = \frac{dF}{dh} \quad (\text{rov. 21})$$

Nekonečně velká tuhost buňky k bude tedy při $dh=0$, tj. pro $h=\text{konst}$, čili hydraulický obvod na základě vztahů (rov. 1), (rov. 11) a (rov. 12) musí zajišťovat aby

$$\frac{Q}{F} = \text{konst} \quad (\text{rov. 22})$$

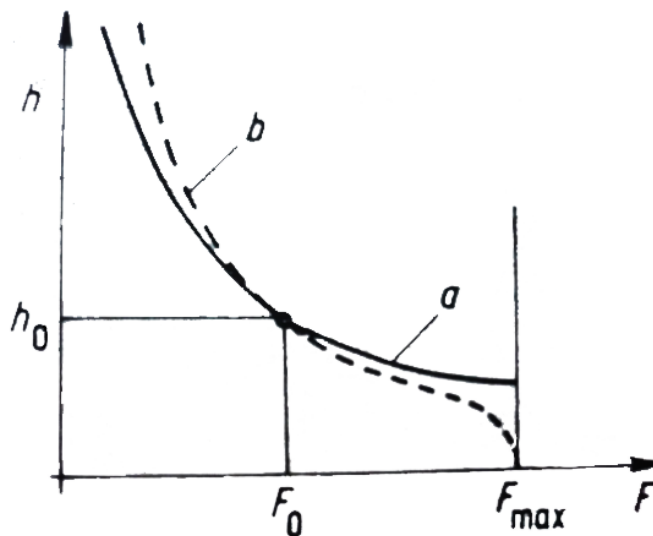
a tedy

$$R = \frac{p}{Q} = \text{konst} \quad (\text{rov. 23})$$

Na Obr. 20 - *Statické charakteristiky buňky dvou základních hydraulických obvodů* jsou vyznačeny statické charakteristiky hydrostatické buňky dvou základních hydraulických obvodů

Křivka *a* pro $Q=\text{konst}$ - zdroj proudu (množství oleje) pro každou buňku je konstantní

Křivka *b* pro $p_0=\text{konst}$ - společný zdroj tlaku s předřazenými hydraulickými odpory R_P pro každou buňku




Obr. 20 - *Statické charakteristiky buňky dvou základních hydraulických obvodů* (6)

a - $Q=\text{konst}$, *b* - $p_0=\text{konst}$

3.8. **Hydrostatická ložiska s konstantním dodávaným množstvím oleje**

U tohoto systému je každá hydrostatická buňka napájena konstantním množstvím tlakového oleje. Tento systém se také někdy nazývá jako systém s přímou dodávkou tlakového oleje.

U tohoto systému se vyskytují dvě možnosti hydraulického obvodu. První možnost se vyskytuje u hydrostatických ložisek, která mají malý počet hydrostatických buněk, kdy každá buňka je napájena vlastním čerpadlem. Druhá

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 33
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

možnost se vyskytuje pro ložiska s vyšším počtem hydrostatických buněk, u kterých by nebylo vhodné, aby každá buňka měla vlastní čerpadlo, používá se proto hydrostatický (hydraulický) rozdělovač. Hydrostatický rozdělovač je zařízení, které slouží k dodávání konstantního množství oleje do několik hydrostatických buněk z jednoho čerpadla, kdy každá buňka je plněna z rozdělovače.

V porovnání se systémem s dodáváním konstantního tlaku oleje, má tento systém výrazně nižší ztráty způsobené viskózním třením, které především vznikají v restriktoru (v kapiláře), kde je značný odpor proti proudění tlakového oleje (velká tlaková ztráta). Tato výhoda, vyšší účinnost hydraulického obvodu je ale vyvážena vyšší pořizovací cenou čerpadel, nebo rozdělovače.

Tuhost ložiska s konstantním dodávaným množstvím oleje

Tuhost ložiska k je definována jako poměr únosnosti ložiska W ku velikosti výšky škrťací mezery ložiska h_o .

$$k = \frac{dW}{dh_o} \quad (\text{rov. 24})$$

Vysoká tuhost je zvláště důležitá pro velmi přesné stroje a pro stroje pro obrábění těžkých obrobků.

Pro výpočet tuhosti ložiska je vhodné definovat odpor škrťací mezery ložiska jako hydraulický odpor R_c (ztráty, které vznikají při proudění oleje skrz škrťací mezeru) a efektivní plochu ložiska A_e (plocha, která nese zatížení ložiska). Odpor proti proudění skrz škrťací mezeru je definován jako

$$Q = \frac{p_r}{R_c} \rightarrow R_c = \frac{p_r}{Q} \quad (\text{rov. 25})$$

Efektivní oblast ložiska A_e je definována jako

$$A_e p_r = W \rightarrow A_e = \frac{W}{p_r} \quad (\text{rov. 26})$$

pro konstantní dodávané množství oleje je únosnost ložiska spočítána z efektivní oblasti a hydraulického odporu jako

$$W = A_e p_r = A_e R_c Q \quad (\text{rov. 27})$$

hydraulické odpor je závislý na výšce škrťací mezery

$$R_c = \kappa h_o^3 \quad (\text{rov. 28})$$

a po dosazení do

$$W = \kappa A_e Q \frac{1}{h_o^3} \quad (\text{rov. 29})$$

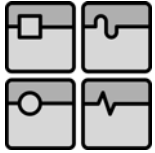
kde konstanta κ je závislá na geometrii ložiska, rychlosti proudění a viskozitě tlakového oleje

Tuhost ložiska po dosazení

$$k = 3\kappa A_e Q \frac{1}{h_o^4} \quad (\text{rov. 30})$$

kde můžeme napsat

$$k = K \frac{1}{h_o^4} \quad (\text{rov. 31})$$



a konstanta K je definována

$$K = 3\kappa A_e Q \quad (\text{rov. 32})$$

Z rovnice tedy vyplývá, že tuhost ložiska se zvyšuje velice rychle a to se 4. mocninou výšky škrťic mezery. Tato rovnice platí však pokud je dodávané množství oleje konstantní. Čím nižší je výška škrťic mezery tím vyšší je tlak uvnitř hydrostatické buňky při stejném množství oleje, tuto zvýšení tlaku však v praxi často není možno realizovat, kdy jsme limitovány dodávaným maximálním tlakem čerpadla popřípadě pojistným tlakovým ventilem hydraulického obvodu ložiska a dochází tedy k tomu, že tako rovnice neplatí.

3.9. Ložiska s konstantním tlakem dodávaného oleje

Hydrostatická ložiska s konstantním dodávaným množstvím oleje mají žádoucí charakteristiku tuhosti, která jak bylo řečeno je velmi důležitá v mnoha aplikacích a proto je jejich použití výhodnější. Ale i přesto existuje mnoho aplikací, kde tyto ložiska není vhodné použít. A to zejména u aplikacím s vysokým počtem hydrostatických buněk, např. dlouhá lože, nebo velko-průměrová hydrostatická ložiska.

Vhodnou alternativou je tedy použití pouze jednoho čerpadla pro napájení všech hydrostatických buněk ložiska. Tento systém je výrazně levnější a zároveň jednodušší v porovnání s předchozím systémem. protože nezahrnuje mnoho čerpadel nebo rozdělovač a je tedy i méně náchylný na poškození a nepotřebuje tak častou údržbu.

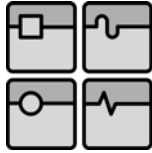
Do všech buněk je jedním čerpadlem dodáván konstantní tlak p_s s proměnným množstvím oleje pro každou hydrostatickou buňku, které je závislé na výšce škrťic mezery, která je závislá na zatížení. Tlakový olej z čerpadlo proudí přes restriktor (kapilární trubičku), kde vzniká tlaková ztráta, jejíž velikost je závislá na množství proudícího oleje. To způsobí snížení tlaku uvnitř hydrostatické buňky na tlak p_r . Čím nižší je množství oleje proudící do hydrostatické buňky, tím nižší je tlaková ztráta uvnitř kapilární trubičky a dojde ke zvýšení tlaku p_r a tím zvýšení síly působící proti zatížení hydrostatické buňky.

Protože pro napájení hydrostatických ložisek se používají zubová, nebo pístová čerpadla, která dodávají konstantní množství oleje závislé na otáčkách motoru pohánějícího čerpadlo, musíme potřebný napájecí tlak zajistit přetlakovým ventilem, který musí být zařazen do hydraulického obvodu ložiska a bude vracet přebytečné množství oleje zpět do nádrže s olejem. Aby bylo dosaženo vhodné tuhosti a vhodného chování ložiska má každá buňka vlastní kapilární trubičku (restriktor) s jinými parametry.

Tuhost ložiska s konstantním dodávaným tlakem oleje

Obecně při každém proudění kapaliny se vyskytuje odpor proti proudění, který způsobuje pokles tlaku, tzv. tlakovou ztrátu. Odpor proudění R_f můžeme definovat jako tlakové ztráty Δp ku množství protékajícího oleje Q .

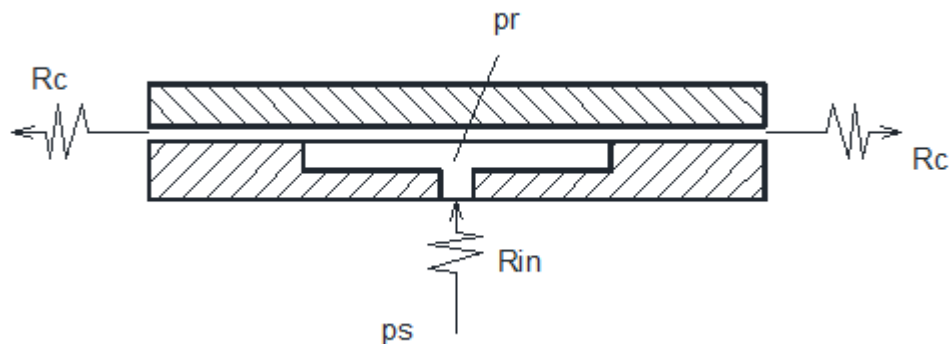
$$R_f = \frac{\Delta p}{Q} \quad (\text{rov. 33})$$



Pro daný odpor, závislí na rozměrech potrubí a požadovaný rozdíl tlaků na vstupu a výstupu je množství proudící kapaliny

$$Q = \frac{\Delta p}{R_f} \quad (\text{rov. 34})$$

Na je vyznačena hydrostatická buňka s konstantním dodávaným množstvím oleje s vyznačenými odpory proti proudění



Obr. 21 - Hydrostatická buňka s vyznačenými odpory proti proudění

p_s - dodávaný tlak čerpadlem, p_r - tlak uvnitř hydrostatické buňky, R_c - celkový odpor škrťací mezery, R_{in} - vstupní odpor (odpor kapilární trubičky)

Kde R_{in} je odpor na vstupním restriktoru (kapilární trubičce) a odpor na výstupu, odpor škrťací mezery hydrostatické buňky je označen jako R_c . Tlak uvnitř hydrostatické buňky je p_r a dodávaný tlak p_s .

A proto dodávané množství oleje do hydrostatické buňky můžeme napsat jako

$$Q = \frac{p_s - p_r}{R_{in}} \quad (\text{rov. 35})$$

Množství oleje proudící skrz škrťací mezeru proto

$$Q = \frac{p_r}{R_c} \quad (\text{rov. 36})$$

Budeme-li uvažovat, že kapalina, nebo tlakový olej procházející ložiskem je nestlačitelný a množství na vstupu se rovná množství na výstupu, po srovnání rovnic (rov. 35) a (rov. 36) můžeme psát

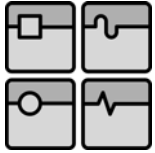
$$\frac{p_r}{R_c} = \frac{p_s - p_r}{R_{in}} \quad (\text{rov. 37})$$

Tlak uvnitř hydrostatické buňky je řešen jako funkce dodávaného tlaku a vstupního a výstupního odporu

$$p_r = \frac{1}{1 + \frac{R_{in}}{R_c}} p_s \quad (\text{rov. 38})$$

Únosnost ložiska je

$$W = A_e p_r \quad (\text{rov. 39})$$



Po dosazení (rov. 40) pro únosnost ložiska platí

$$W = A_e \frac{1}{1 + \frac{R_{in}}{R_c}} p_s \quad (\text{rov. 40})$$

Vstupní odpor laminárního proudění skrz kapilární trubičku je konstantní a snížení tlaku je přímo úměrný rychlosti proudění (množství proudící kapaliny). Nicméně, odpor proudění skrz proměnou výšku škrťací mezery h_0 je dle rovnice (rov. 28)

$$R_c = \kappa \frac{1}{h_0} \quad (\text{rov. 41})$$

kde κ konstanta závisící na geometrii ložiska a viskozitě tlakového oleje. Rovnice může být přepsána do tvaru

$$W = A_e \frac{1}{1 + \kappa_1 h_0^3} p_s \quad (\text{rov. 42})$$

kde konstanta κ_1 je definována jako

$$\kappa_1 = \frac{R_{in}}{\kappa} \quad (\text{rov. 43})$$

Rovnice (rov. 24) pro únosnost hydrostatického ložiska říká, že pro tuhost ložiska s úzkou škrťací mezerou skrz kterou proudí tlakový olej platí

$$k = \frac{dW}{dh_0} \quad (\text{rov. 44})$$

Po derivaci a dosazení rovnic (rov. 42) pro tuhost ložiska platí vztah

$$k = A_e \frac{3\kappa_1 h_0^3}{(1 + \kappa_1 h_0^3)^2} p_s \quad (\text{rov. 45})$$

Tato rovnice pro tuhost ložiska obsahuje další konstantu, a to vstupní dodávaný tlak čerpadlem p_s .

kde tlaková ztráta v kapilární trubičce je rovna

$$\Delta p = R_{in} Q \quad (\text{rov. 46})$$

a odpor proti proudění uvnitř kapilární trubičky je dán vztahem

$$R_{in} = 64\mu \frac{l_c}{\pi d_i^4} \quad (\text{rov. 47})$$

kde l_c je délka kapilární trubičky a d_i je její průměr


Rovnici (rov. 45) můžeme zjednodušit dosazením poměru

$$\beta = \frac{p_r}{p_s} \quad (\text{rov. 48})$$

a přepsat jí na tvar

$$k = A_e \frac{3\kappa_1 h_0^3}{(1 + \kappa_1 h_0^3)^2} \frac{p_r}{\beta} \quad (\text{rov. 49})$$

po úpravě dostaneme rovnici

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

$$k = \frac{3}{h_0^3} A_e (\beta - \beta^2) p_s \quad (\text{rov. 50})$$

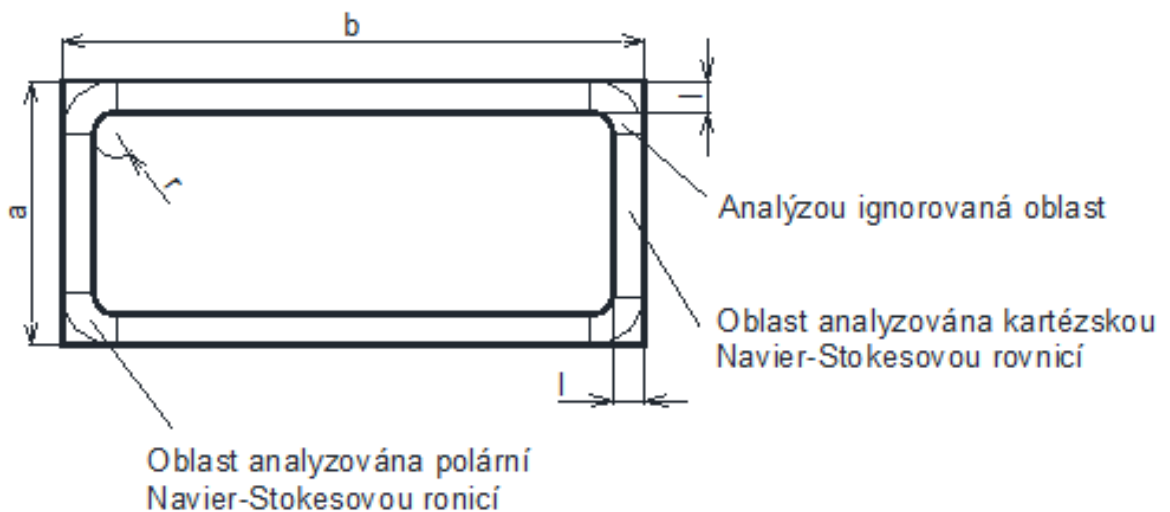
Rovnice (rov. 50) ukazuje, že maximální tuhosti ložiska je možné dosáhnout při poměru dodávaného tlaku a tlaku uvnitř hydrostatické buňky, který bude roven

$$\frac{p_r}{p_s} = 0,5$$

Pro maximální tuhost, by měl být dodávaný tlak dvakrát větší než tlak uvnitř hydrostatické buňky. Toho může být dosaženo, když vstupní odpor je rovný výstupního odporu. Tento požadavek zdvojnásobí výkon čerpadla, který je potřebný pro překonání viskózního tření. Požadavek na maximální tuhost pro systém s konstantním dodávaným tlakem oleje by značně zvýšil třecí ztráty a cenu čerpadla potřebného pro provoz ložiska.

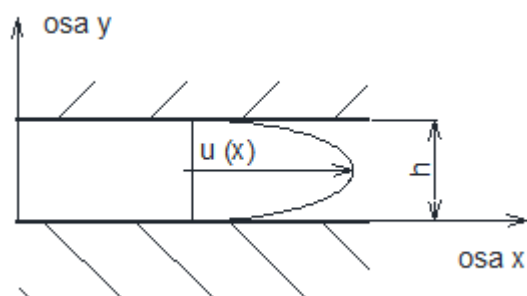
3.10. Návrh obdélníkové hydrostatické buňky axiálního hydrostatického ložiska

Na *zobrazena* obdélníková hydrostatická buňka

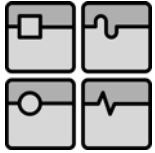


Obr. 22 - Obdélníková hydrostatická buňka

Při ustáleném stavu jen a Obr. 23 průběh rychlosti kapaliny



Obr. 23 - Průběh rychlosti kapaliny proudící ve škrťací mezeře



Protože poměr mezi výškou škrťací mezery h a šířkou škrťací plochy l , viz. Obr. 22 a Obr. 23, je velmi malý, budeme předpokládat že rychlostní profil bude plně dle Obr. 23 vyvinuta tak Navier-Stokesovu rovnici můžeme napsat ve tvaru

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (\text{rov. 51})$$

kde ρ je hustota kapaliny, ν je kinematická viskozita, $\frac{\partial P}{\partial X}$ je tlakový spát ve směru proudění kapaliny a $\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$ je druhá derivace rychlosti proudění kapaliny

Při použití okrajových podmínek, při vzájemném klidu styčných ploch ložiska

$$u = 0 \text{ pro } y = 0 \text{ a } y = h$$

po integraci a dosazení okrajových podmínek přejde rovnice (rov. 51) na tvar (závislost rychlosti na výšce škrťací mezery)

$$u = \frac{1}{2\rho\nu} \frac{\partial P}{\partial X} (y^2 - yh) \quad (\text{rov. 52})$$

Množství oleje proudícího skrz škrťací mezeru podél osy z přes šířku škrťací plochy d je

$$Q = \int u \, dA = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial X} \int_0^l \int_0^h (y^2 - yh) \, dy \, dz = -\frac{dh^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial X} \quad (\text{rov. 53})$$

Průběh tlaku je funkcí pozice ve směru osy x

$$\int_{p_r}^0 dP = -12\mu \frac{Q}{dh^3} \int_0^l dx \quad (\text{rov. 54})$$

po integraci

$$P = 12\mu \frac{l}{dh^3} Q \quad (\text{rov. 55})$$

kde pro obdélníkovou buňku dle Obr. 22 - *Obdélníková hydrostatická buňka*

$$d = 2(a + b - 4(l + r)) \quad (\text{rov. 56})$$

Z tohoto důvodu odpor proti proudění kapaliny v rovných částí (stranách obdélníku) je

$$R_{ss} = \frac{6l\mu}{(a + b - 4(l + r)) h^3} \quad (\text{rov. 57})$$

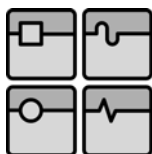
a odpor zaoblených rohů obdélníku

$$R_a = \frac{6l\mu \left(\frac{r+l}{r}\right)}{\pi h^3} \quad (\text{rov. 58})$$

Celkový odpor proti proudění přes škrťací mezeru pro obdélníkovou buňku je

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_{ss}} + 1/R_a} \quad (\text{rov. 59})$$

po dosazení rovnic (rov. 57) a (rov. 58)



$$R = \frac{6\mu}{\frac{\pi}{\ln\left(\frac{r+l}{r}\right)} + \frac{a+b-4(r+l)}{l}} \quad (\text{rov. 60})$$

Celkové množství oleje protékající hydrostatickou buňkou je

$$Q = \frac{p_r}{R} \quad (\text{rov. 61})$$

Efektivní plocha pro obdélníkovou hydrostatickou buňku je

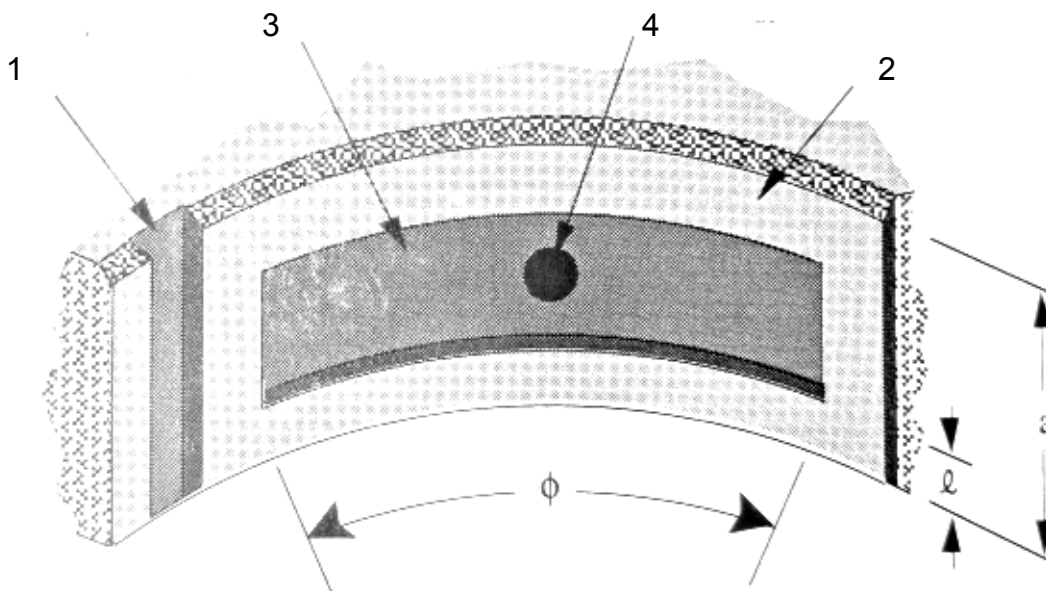
$$A_e = (a - 2l)(b - 2l) + r^2(\pi - 4) + l(a + b - 4(l + r)) + \pi\left(\frac{l(2r + l)}{2 \ln\left(\frac{r + l}{r}\right)} - r^2\right) \quad (\text{rov. 62})$$

kde při $r = 0,41442l$ dojde ke zjednodušení (rov. 62)

$$A = ab - l(b + a) \quad (\text{rov. 63})$$

3.11. Návrh hydrostatické buňky radiálního hydrostatického ložiska

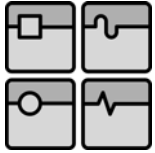
Na obrázku je zobrazena hydrostatická buňka radiálního ložiska se svíslou osou rotace s vnitřním průměrem ložiska (průměrem čepu) D_s .



Obr. 24 - Hydrostatická buňka radiálního ložiska

1 - odtoková mezera, 2 - škrťící plocha, 3 - plocha hydrostatické buňky, 4 - přívod oleje do hydrostatické buňky

Šířka ložiska a , šířka škrťící mezery l a úhel hydrostatické buňky ϕ . Odtok tlakového oleje je řešen drážkami mezi jednotlivými hydrostatickými buňkami, které může také zamezují hromadění oleje uvnitř ložiska (mezi pávní a čepem ložiska podobně jako u hydrodynamických ložisek). Toto může napomoci snížení radiálního



pohybu čepu (excentricitě čepu), ale také bude snižovat maximální přípustnou rychlost otáčení čepu. Obvykle jsou pro ložisko použity 4 hydrostatické buňky, ale více buněk pomáhá minimalizovat změnu tuhosti, která závisí na natočení hřídele.

Pro výpočet hydrostatické buňky radiálního ložiska je možno ložisko zjednodušit, zanedbat válcovitost hydrostatické buňky a rozložit ji do roviny, kde délka hydrostatické buňky bude

$$b = D_s \frac{\phi}{2} + 2l \quad (\text{rov. 64})$$

Aby mohl být určen hydraulický odpor škrťací mezery radiální hydrostatické buňky, musí být definován efektivní obvod hydrostatické buňky, kde plocha vnějšího průměru je rovna vnitřnímu

$$d_m = 2\sqrt{(a+b)^2 - 4l(a+b-2l)} \quad (\text{rov. 65})$$

U hydrostatické buňky s rovnoběžnými styčnými plochami platí pro hydraulický odpor

$$R = \frac{6l\mu}{h^3\sqrt{(a+b)^2 - 4l(a\pm 2l)}} \quad (\text{rov. 66})$$

kde h je výška škrťací mezery

Odpor restriktoru má obvykle stejnou hodnotu jako odpor škrťací mezery. Pro hydrostatické radiální ložisko se 4 hydrostatickými buňkami, které obklopují celý čep ložiska a u každé prochází tlakový olej přes dva hydraulické odpory o hodnotě R (viz. (rov. 66)) v sériovém zapojení, potom množství protékající oleje hydrostatickou buňkou je

$$Q = \frac{2p_s}{R} \quad (\text{rov. 67})$$

kde p_s je dodávaný tlak čerpadlem

Hydrostatická buňka nemůže být považována za rovinou pro účely výpočtu radiální únosnosti. Pro radiální hydrostatickou buňku, kde tlak uvnitř buňky je polovina dodávaného tlaku čerpadlem, je inkrementální radiální síla vyvozená tlakem oleje procházejícím ložiskem

$$dF_r \approx \left(\frac{3P_s\alpha}{2}\right)(a-l)\left(\frac{D_s d\phi}{2}\right) \quad (\text{rov. 68})$$

Efektivní inkrementální síla, která nese zatížení čepu je

$$dF_s \approx \frac{3p_s(a-l)D_s \cos\phi d\phi}{4} \quad (\text{rov. 69})$$

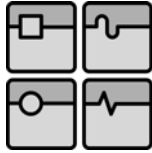
kde malé posunutí čepu

$$\delta = ah \rightarrow \alpha = \frac{\delta}{h} \quad (\text{rov. 70})$$

pro výrobu velmi přených ložisek

$$\alpha = 0,1$$

Radiální síla vyvozená tlakem oleje nezahrnující přispívání konce škrťací plochy je



$$\begin{aligned} F_{bun} & \\ & \approx 2 \int_0^{\frac{\phi}{2}} \frac{(3p_s \alpha (a-l) D_s \cos \phi d\phi)}{4} \\ & \approx \left(\frac{3p_s \alpha (a-l) D_s \sin \frac{\phi}{2}}{2} \right) \end{aligned} \quad (\text{rov. 71})$$

Celková síla nesoucí zatížení působící na čep ložiska vyvinutá dvojicí protějších hydrostatických buněk radiálního hydrostatického ložiska

$$\begin{aligned} F_s \approx \frac{3p_s \alpha}{2} \left((a-l) D_s + \frac{4l^2}{3} \right. \\ \left. + (a-2l)l \right) \sin \frac{\phi}{2} \end{aligned} \quad (\text{rov. 72})$$

Efektivní oblast radiální hydrostatické buňky

$$\begin{aligned} A = \left((a-l) D_s + \frac{4l^2}{3} \right. \\ \left. + (a-2l)l \right) \sin \frac{\phi}{2} \end{aligned} \quad (\text{rov. 73})$$

Tuhost radiálního hydrostatického ložiska

$$k \approx \frac{3p_s A}{2h} \quad (\text{rov. 74})$$

4. Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením

Zadané parametry otočného stolu:

maximální hmotnost obrobku

$$m_{omax} = 25000 \text{ kg}$$

maximální otáčky upínací desky

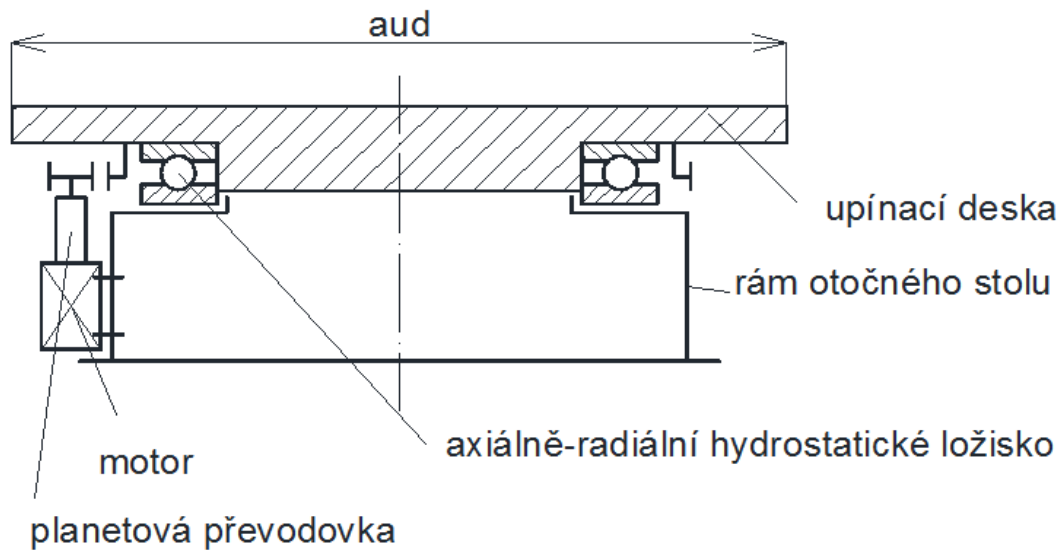
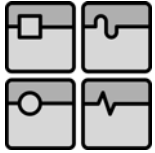
$$n_{maxud} = 2 \text{ min}^{-1}$$

maximální kroutící moment upínací desky

$$M_{kmaxud} = 25000 \text{ Nm}$$

4.1. Konceptní návrh otočného stolu

Na uvedeno schéma konstrukce otočného stolu



Obr. 25 - Schéma otočného stolu

Upínací deska

Upínací deska bude mít tvar čtverce se stranou a_{ud} . Upínací deska bude vybavena upínacím T-drážkami pro upnutí obrobku a dalších upínacích prvků. Dále bude vybavena středovým otvorem pro přívod pracovních médií do pracovního prostoru stroje (tlakový olej, tlakový vzduch) k upínacím prvkům a dalším zařízením upnutých na upínací desce otočného stolu.

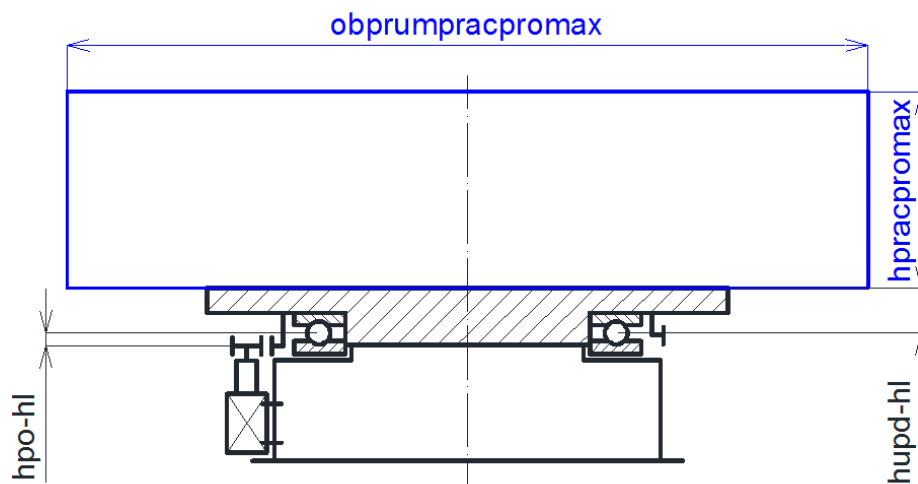
strana upínací desky otočného stolu

$$a_{ud} = 2000\text{mm}$$


Pracovní prostoru otočného stolu bude větší jak strana upínací desky a to je volen s maximálním oběžným průměrem $obprum_{pracpromax}$ a výškou $h_{pracpromax}$.

$$obprum_{pracpromax} = 3000\text{mm}$$

$$h_{pracpromax} = 1500\text{mm}$$



Obr. 26 - Pracovní prostor otočného stolu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 43
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Uložení upínací desky otočného stolu

Pro uložení upínací desky otočného stolu zvoleno radiálně-axiální hydrostatické ložisko. Axiální část ložiska volena jako obousměrná pro přenos axiálních sil v obou směrech. Radiální část pro přenos radiálních sil ve všech směrech.

Axiální i radiálních část napájena tlakovým olejem o konstantním tlak p_s . Vhodné vlastnosti ložiska zajištěny kapilární regulací.

Pohon upínací desky otočného stolu

Pro pohon upínací desky otočného stolu použité řízení master-slave (dva motory). Celý pohon se bude skládat z elektrického servomotoru s planetární převodovkou.

Odměřování upínací desky

Pro odměřování polohy upínací desky zvoleno přímé odměřování pomocí inkrementálního magnetického snímače.

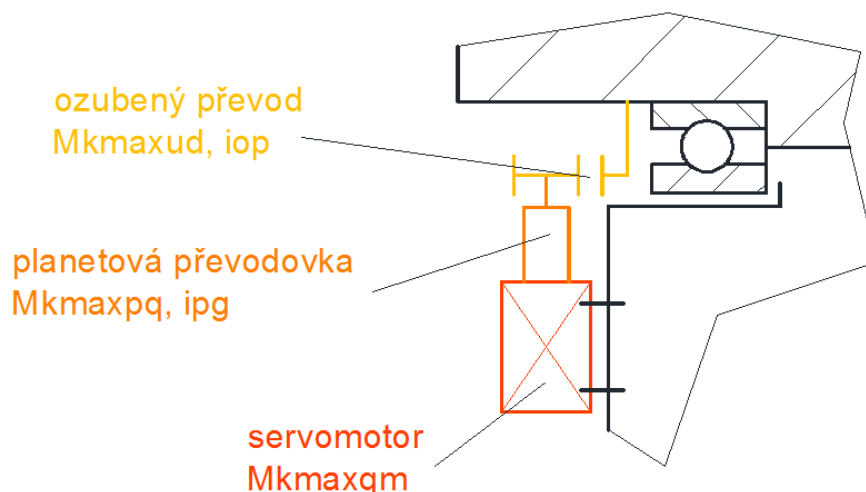
Rám otočného stolu

Rám otočného stolu volen jako odlitek vybavený přípojovacími rozměry pro uložení stavěcích klínů.

4.2. Návrh pohonu otočného stolu

Pro pohon otočného stolu zvoleno řízení master-slave.

Pro pohon upínací desky použit elektrický servomotor + planetová převodovka + ozubený převod, viz Obr. 27.

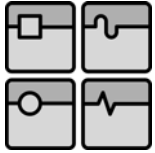


Obr. 27 - Schéma pohonu otočného stolu

Planetová převodovka

Planetová převodovka od firmy Gudel s označením Planetary Gear Units GSP2.

Stránky výrobce: <http://www.gudel.com/components/gear-units/planetary-gear/>
 Základní parametry převodovky
 převodové číslo



$$i_{pg} = 91$$

maximální výstupní krouticí moment

$$M_{kmaxpg} = 1250Nm$$

nominální krouticí moment

$$M_{npg} = 1100Nm$$

maximální výstupní otáčky

$$n_{maxpg} = 6000min^{-1}$$

maximální axiální síla zatěžující převodovku

$$F_{amaxpg} = 11560N$$

Servomotor

Pro pohon stolu použit Siemens s označením 1FT6064-6WF71

Stránky výrobce:

<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=6aa1443b57&ctxp=home>

Základní parametry motoru

nominální otáčky

$$n_{nqm} = 3000min^{-1}$$

nominální krouticí moment

$$M_{knqm} = 16,1Nm$$

Ozubený převod

Materiál ozubených velkého ozubeného kola zvolen dle ČSN 12 020.4

Pastorek dodávaný společností gudel s označením OP2 z materiálu dle DIN 16MnCr5.

Základní parametr převodu

převodové číslo

$$i_{op} = 18,95$$

Řízení master-slave

Celkový krouticí moment na motorech

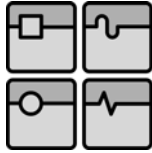
$$M_{kcms} = \frac{M_{kmaxud}}{i_{pg}i_{op}} = 15,947Nm$$

Pro motor master platí

$$M_{kmas} = \frac{M_{kcms} + \Delta M_{kms}}{2}$$

kdy po zvolení předpětí na motoru slave

$$p_{Mk} = 30\% = 0,3$$



předeřinací krouřící moment motoru slave

$$\Delta M_{kms} = p_{Mk} M_{kmas}$$

Po dosazení pro krouřící moment motoru master platí

$$M_{kmas} = -\frac{M_{kcms}}{p_{Mk} - 2} = 9,381Nm$$

Kontrola ozubeného řevodu

vstupní parametry výpořtu
otáčky na pastorku

$$i_{op} = 1,2n_{max} i_{op} = 41,7min^{-1}$$

krouřící moment na pastorku

$$M_{kopmax} = M_{kmas} i_{pg} = 853,4Nm$$

Pevnostní výpořet proveden v autodesk inventor 2012
Provedený pevnostní výpořet skonřil úspěšně.
Ozubený řevod vyhovuje.

Kontrola řevodovky Gudel

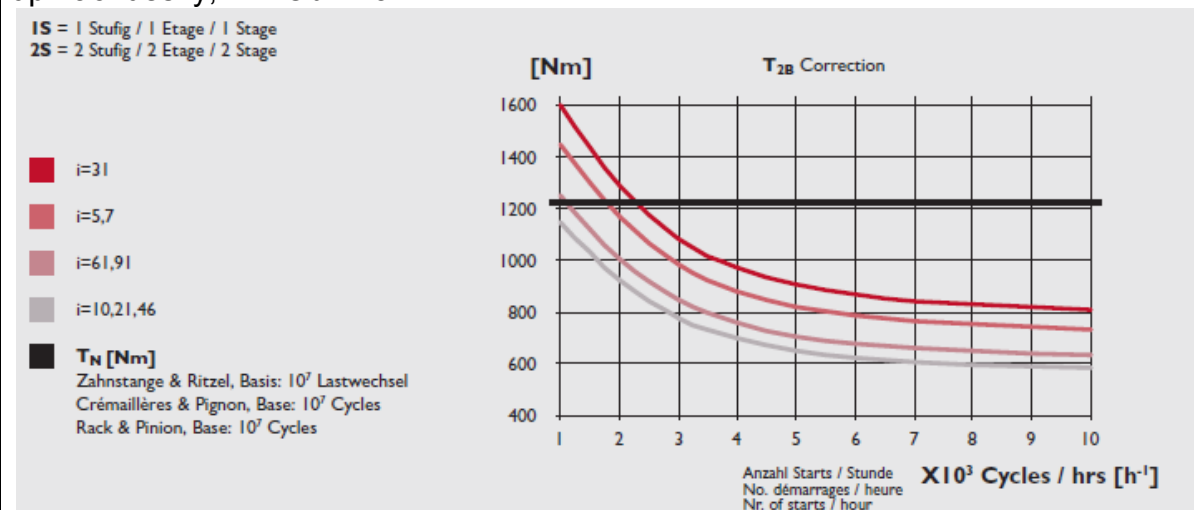
Kontrola axiálního zatřžení
axiální síla z řevodu

$$F_{ap} = 13368,5N$$

$$F_{ap} = 13368,5N < F_{amaxpg} = 11560N$$

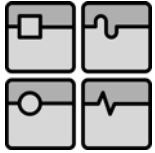
Axiální únosnost řevodovky vyhovuje.

Dalším omezujícím parametrem řevodovky Gudel je velikost maximálního krouřícího momentu na výstupu v závislosti počtu cyklů zpomalování a zrychlování upínací desky, viz. Obr. 28.



Obr. 28 - Závislost maximálního výstupního krouřícího momentu řevodovky Gudel na počtu cyklů zrychlování a zpomalování

Vypořítáme tedy minimální zrychlení upínací desky, kdy na výstupu z řevodovky je nominální krouřící moment



$$M_{knpq} = 690Nm$$

a tedy nominální kroutící moment na upínací desce

$$M_{kaud} = M_{knpq} i_{op} (2 - p_{Mk}) = 2,223 \cdot 10^4 N$$

Zrychlení upínací desky

Pro maximální zatížení stolu při nominální hodnotě kroutícího momentu na výstupu z převodovky

$$M_{kaud} = (J_o + J_{rč}) a_{ud} + M_{tl}$$

z rovnice vyplývá

$$a_{ud} = -\frac{M_{tl} - M_{kaud}}{J_o + J_{rč}} = 0,583s^{-2}$$

kde

moment setrvačnosti obrobku

$$J_o = \frac{1}{2} m_{omax} \left(\frac{obprum_{pracpromax}}{2} \right)^2 = 3,094 \cdot 10^4 kgm^2$$

moment setrvačnosti rotujících částí stolu

$$J_{rč} = 198629083 kgmm^2$$

Třecí moment v ložisku

$$M_{tl} = F_{hl} \frac{D_{rhl}}{2} + F_{po} \frac{D_{rpl}}{2} = 3,035 \cdot 10^3 Nm$$

kde roztečný průměr hlavního hydrostatického ložiska

$$D_{rhl} = 1,31m$$

roztečný průměr podpěrného ložiska

$$D_{rpl} = 1,27m$$

celková síla působící na hlavní ložisko

$$F_{hl} = 4,221 \cdot 10^5 N$$

celková síla působící na podpěrné ložisko

$$F_{pl} = 4,247 \cdot 10^4 N$$

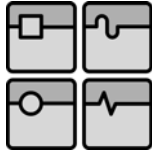
součinitel kapalného tření v oleji

$$f_o = 0,01$$

a toto zrychlení odpovídá dráze na oběžném průměru pracovního prostoru

$$S_{aop} = \frac{1}{2} a_{ud} t_a^2$$

při dosazení

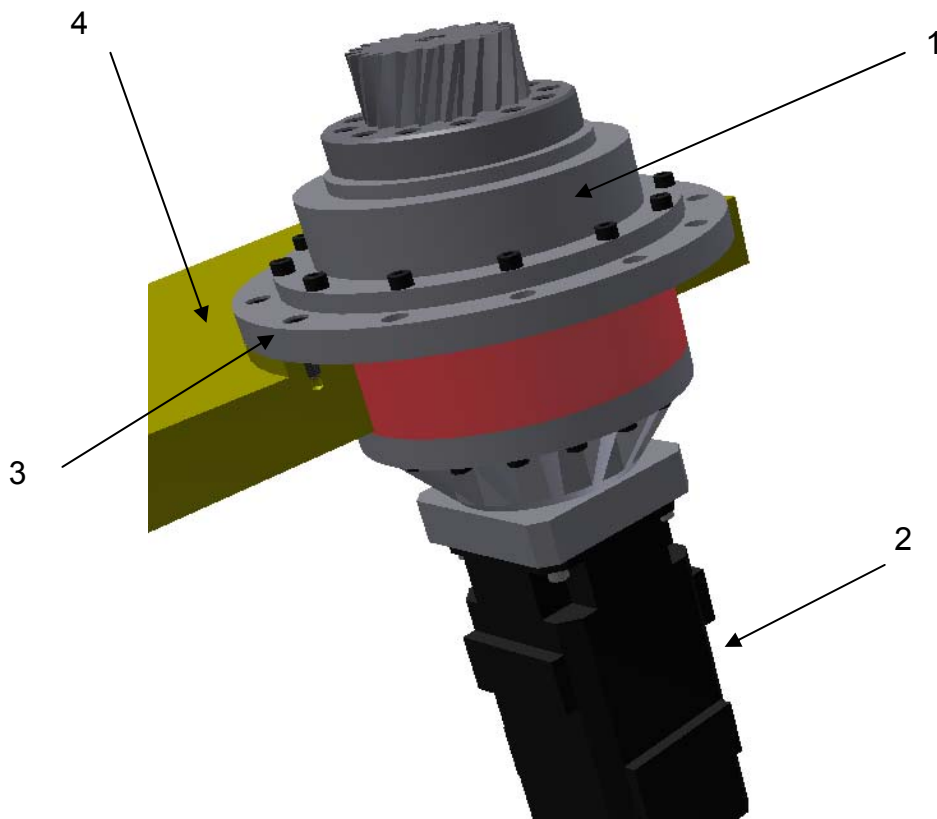


$$n_{maxud} = a_{ud}t_a$$
$$s_{aop} = \frac{n_{maxud}^2 obprum_{pracpromax}}{4a_{ud}} = 1,429mm$$

Mazní ozubeného převodu voleno jako ztrátové. Pro mazání použit plstěný pastorek od firmy Gudel.

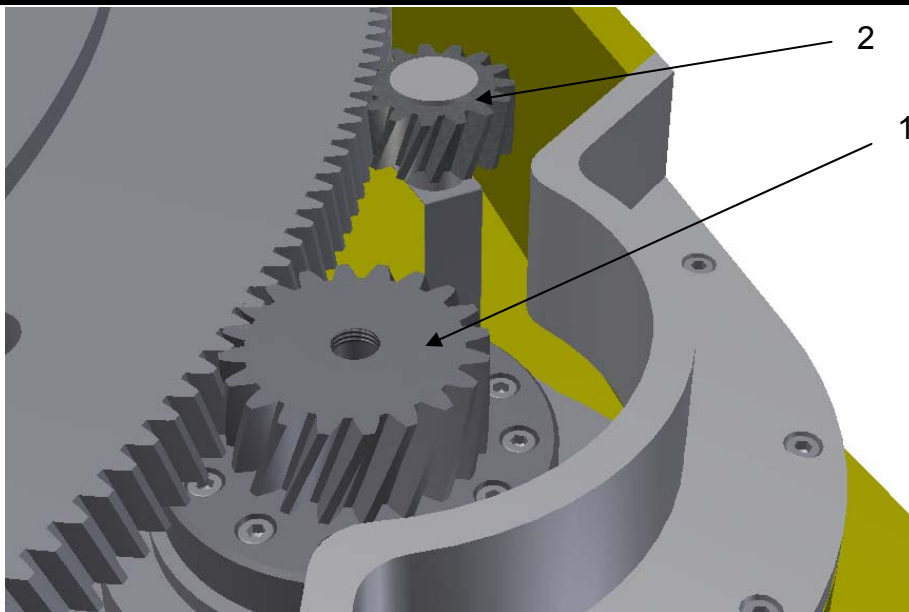
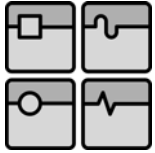
Číslo součásti z katalogu Gudel 230815.

Natavení přesné osové vzdálenost zubného převodu pomocí posuvné desky motoru, ke které je motoru přišroubován. Natavení vůle možné v rozsahu vůle mezi dírou a šroubem použitím k připevnění k rámu stolu, viz. Obr. 29.



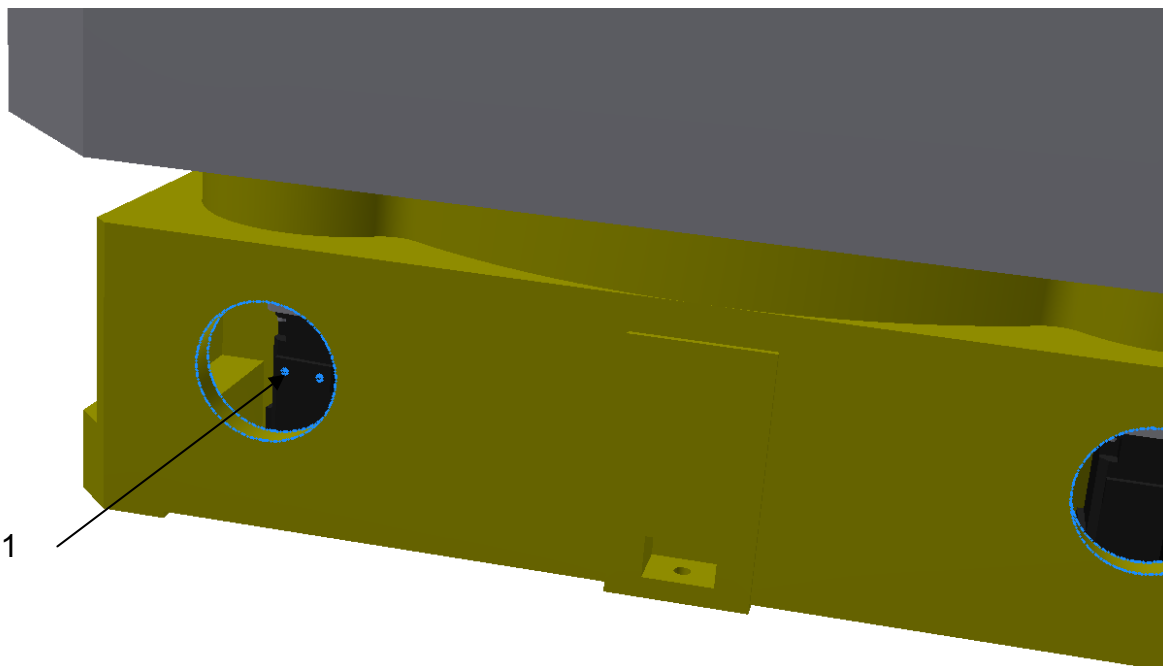
Obr. 29 - Uložení pohonu na desce motoru připevněné k rámu

1 - převodovka Gudel, 2 - motor Siemens, 3 - deska motoru pro nastavení osové vzdálenosti, 4 - část rámu stroje



Obr. 30 - Pohled na mazání ozubeného převodu

1 - převodovka Gudel, 2 - mazací patorek Gudel



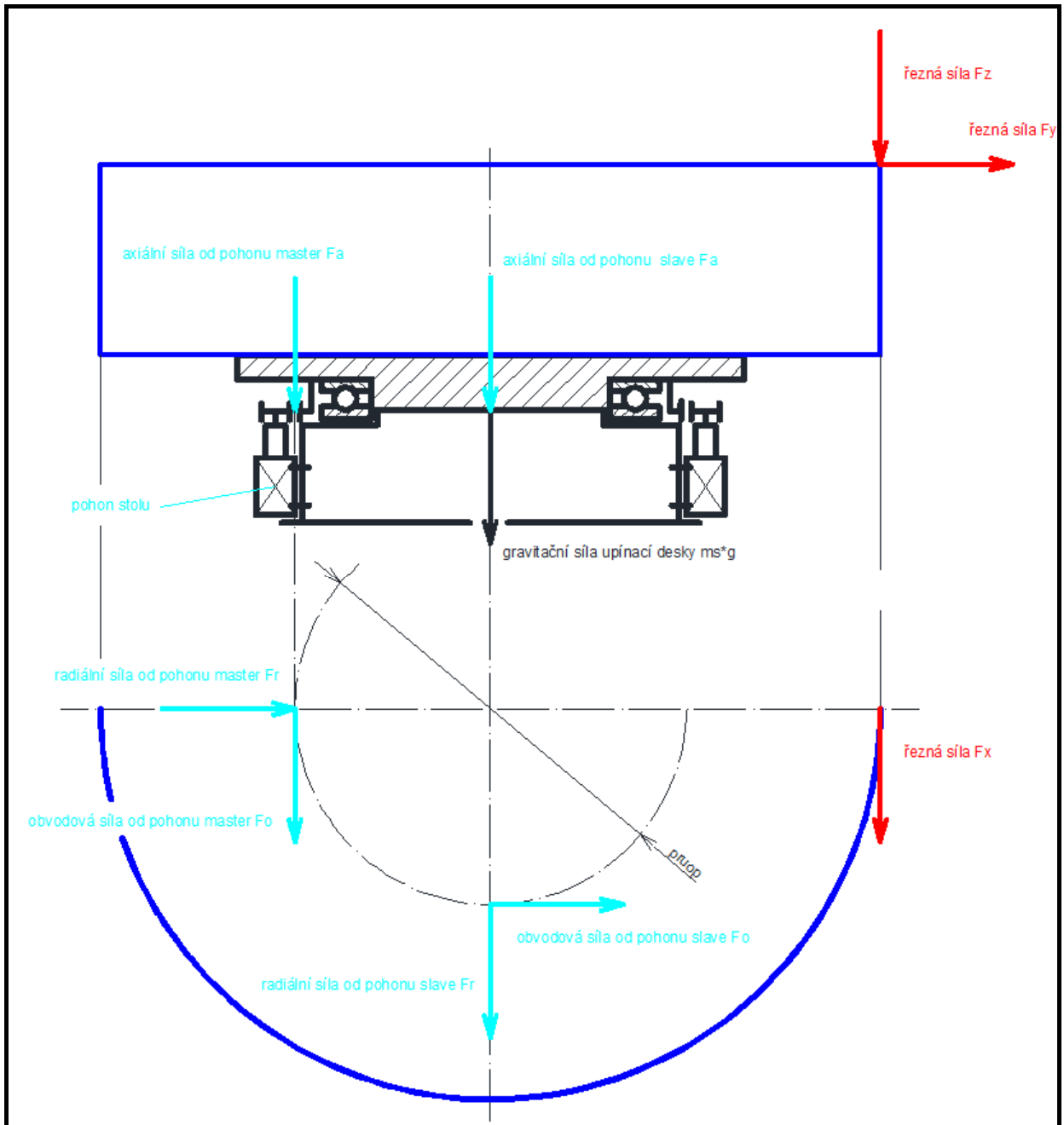
Obr. 31 - Otvory pro přívod medií otočného stolu

1 - díry pro přívod chladící kapaliny k motoru

Otvory v rámu pro přívod napájení motoru elektrickým proudem, pro kabely řízení a pro přívod chladící kapaliny k motoru, pro přívod oleje pro hydrostatické ložisko a pro přívod oleje pro mazání ozubeného převodu.

4.3. Rozbor sil zatěžující ložisko

Na Obr. 32 síly působící na hydrostatické ložisko otočného stolu



Obr. 32 - Síly zatěžující hydrostatické ložisko otočného stolu

Gravitační síla obrobku

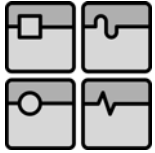
$$F_{go} = m_{omax}g = 24520N$$

Složky řezné síly

$$F_{řx} = F_{řy} = F_{řz}$$

$$F_{řx} = \frac{2M_{kmaxud}}{obprum_{pracpromax}} = 16667Nm$$

Síly od pohonu z pevnostní analýzy ozubeného převodu pro pastorek master



obvodová síla

$$F_{opm} = 20197N$$

radiální síla

$$F_{rpm} = 8005N$$

axiální síla

$$F_{apm} = 7151N$$

síly do pohonu pro pastorek slave

$$F_{ops} = (1 - p_{Mk})F_{opm} = 1414N$$

$$F_{rps} = (1 - p_{Mk})F_{rpm} = 5700N$$

$$F_{aps} = (1 - p_{Mk})F_{apm} = 50947N$$

Na Obr. 32 - Síly zatěžující hydrostatické ložisko otočného stolu uveden nejhorší možný způsob namáhání, kdy působí všechny tři složky řezné síly současně na okraji pracovního prostoru otočného stolu.

Hmotnost upínací desky stolu

$$m_s = 6750kg$$

Celkové působící síly

síly v jednotlivých osách

$$F_{cx} = F_{rx} + F_{opm} + F_{rps} = 42130N$$

$$F_{cy} = F_{ry} + F_{rp} + F_{ops} = 38470N$$

$$F_{cz} = F_{řz} + m_s g + m_{omax} g + F_{apm} + F_{aps} = 347200N$$

celková axiální síla zatěžující ložisko

$$F_{ca} = F_{cz} - m_{omax} g = 298200N$$

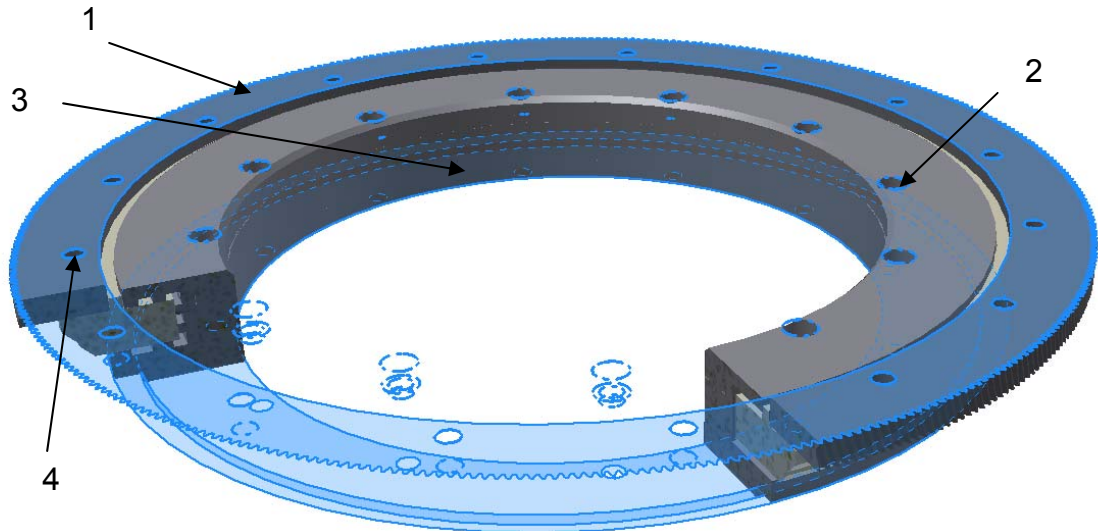
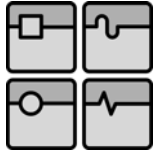
celková radiální síla

$$F_{cr} = \sqrt{F_{cy}^2 + F_{cx}^2} = 57050N$$

4.4. Návrh axiálně-radiálního hydrostatického ložiska (podrobnosti výpočtu viz příloha ložisko_p-konst)

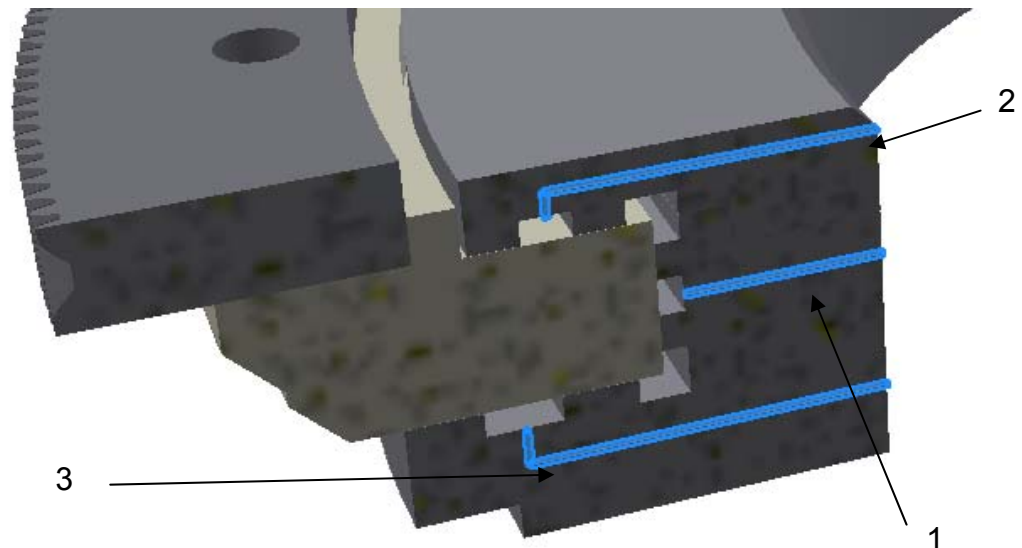
Pro uložení upínací desky voleno axiálně-radiální ložisko. Model ložiska společně ozubeným věncem viz Obr. 33 - Pohled na model axiálně-radiálního ložiska a pohon otočného stolu. Pro uložení na rám stroje slouží válcová a rovinná plocha pozice 1. Ložisko k rámu otočného stolu připojeno pomocí šroubů 12x M30x130 ISO 4762. Pevnostní výpočet spojení příloha sroub_ložisko.

Na Obr. 34 - Pohled na přívod oleje pro hydrostatické buňky ložiska zobrazeny přívody oleje pro hydrostatické buňky.



Obr. 33 - Pohled na model axiálně-radiálního ložiska a pohon otočného stolu

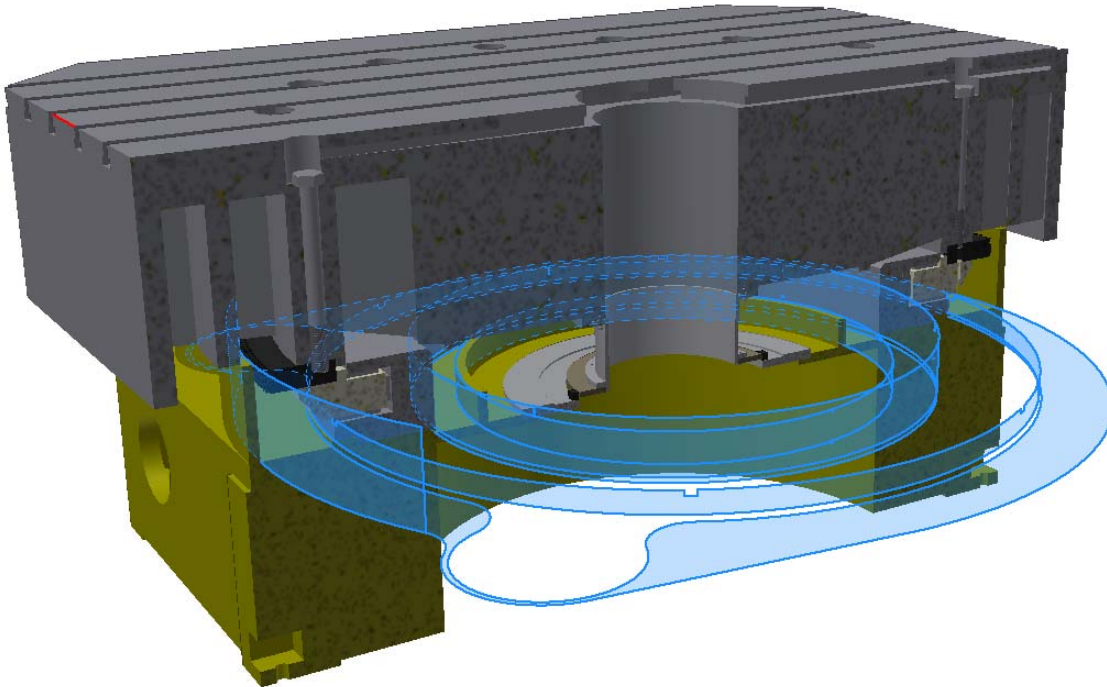
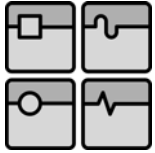
1 - plocha pro připojení upínací desky, 2 - otvory šrouby pro připojení ložiska k rámu stroje, 3 - plocha pro uložení ložiska na rám stroje, 4 - otvory pro šrouby pro připojení upínací desky



Obr. 34 - Pohled na přívod oleje pro hydrostatické buňky ložiska

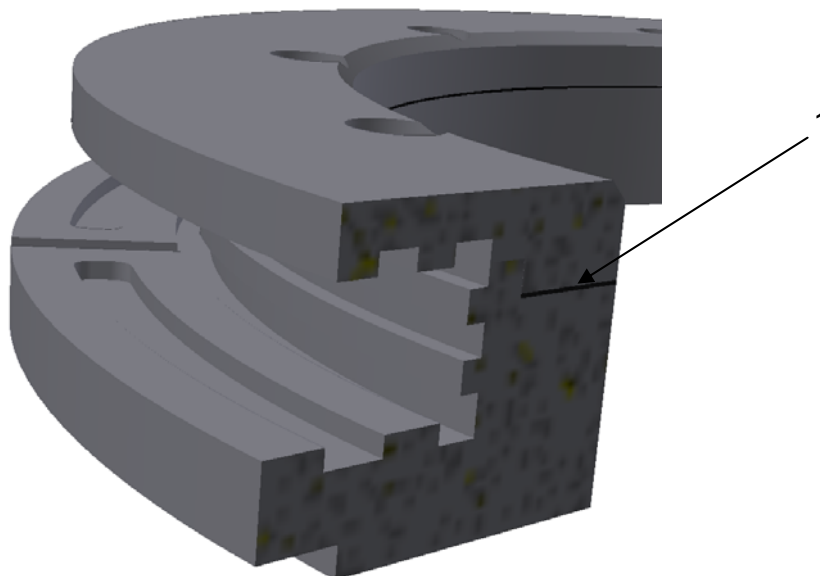
1 - Radiální ložisko, 2 - podpěrné axiální ložisko, 3 - hlavní axiální ložisko

Olej proudící zkrz hydrostatické ložisko se bude hromadit na rámu stroje odkud bude dále čerpán do nádrž tlakového oleje mimo otočný stůl, viz Obr. 35



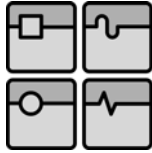
Obr. 35 - Hromadění oleje na rámu stroje

Pro přesné nastavení výšky škrťací mezery, nebo pro její jednoduchou změnu vložena mezi podpěrné a hlavní axiální ložiska lícovací desky viz. Obr. 34



Obr. 36 - Lícovací desky pro nastavení celkové vůle pro axiální ložisko

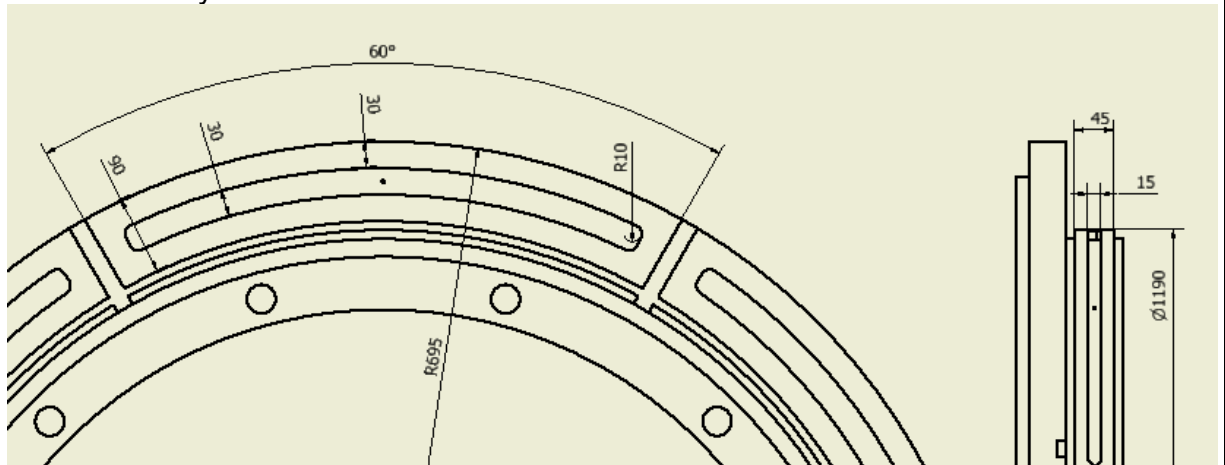
1 - lícovací deska axiálního ložiska



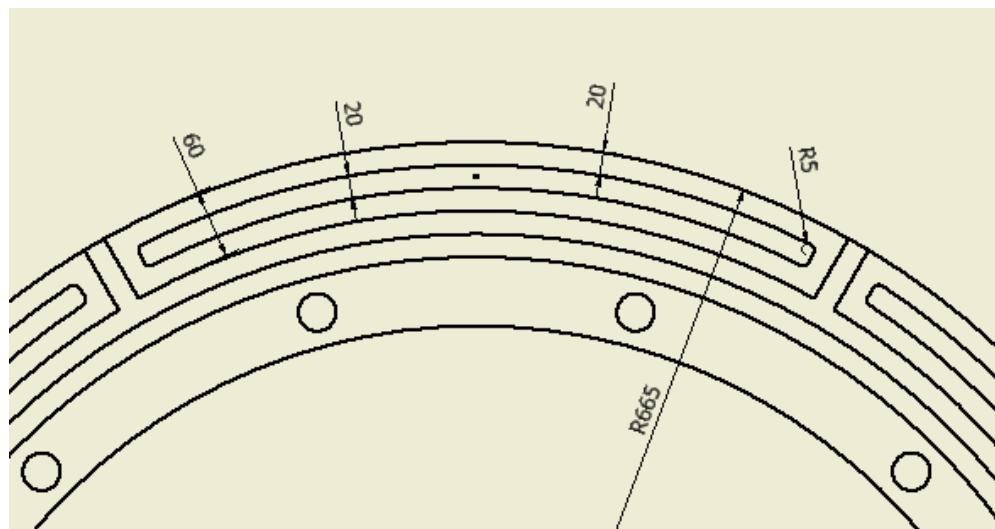
Natavování vůle radiálního ložiska pro tento případ, kdy ložisko bude obráběno jako jedna součást, nebude možné nastavení jinak, nežli obráběním styčných ploch radiálního ložiska.

4.4.1. Návrh hydrostatických buněk axiálního ložiska

Na Obr. 37 a Obr. 38 zobrazený základní rozměry hydrostatických buněk axiální části hydrostatického ložiska.



Obr. 37 - Rozměry hydrostatické buňky hlavní axiálního ložiska



Obr. 38 - Rozměry hydrostatické buňky podpěrného ložiska

Parametry použitého oleje pro napájení ložiska

Pro napájení hydrostatického ložiska bude použit olej MOGUL HM46

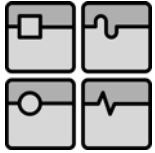
Parametry oleje při teplotě 40°C

viskozita oleje

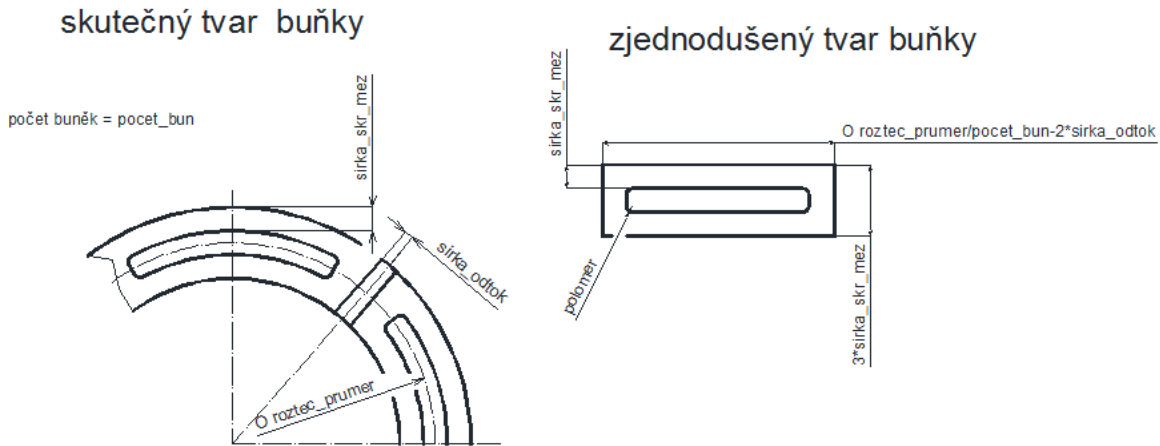
$$\nu = 0,000046 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

hustota oleje

$$\rho = 865 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$



Zjednodušení hydrostatické buňky pro výpočet



Obr. 39 - Skutečná a zjednodušená hydrostatická buňka axiální ložiska

Efektivní plocha pro zjednodušenou hydrostatickou buňku

$$a = 3sirka_{sk_{mez}}$$

$$b = \frac{roztec_{prumer}}{pocet_{bun}} - 2sirka_{odtok}$$

$$d = sirka_{sk_{mer}}$$

$$r = polomer$$

$$S_{efa} = (a - 2d)(b - 2d) + r^2(\pi - 4) + d(a + b - 4(d - r)) + \pi\left(\frac{d(2r + d)}{2 \ln\left(\frac{r + d}{r}\right)} - r^2\right)$$

Celkový hydrostatický odpor hydrostatické buňky

$$R_c = \frac{1}{\frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_{ss}}}$$

kde

$$R_a = \frac{6\mu \ln\left(\frac{r + d}{r}\right)}{\pi h^3}$$

$$R_{ss} = \frac{6d\mu}{(a + b - 4(d + r))h^3}$$

Hlavní hydrostatické ložisko
počet hydrostatických buněk

$$i_b = 6$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 55
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

roztečný průměr

$$roztec_{prum} = 1310mm$$

šířka škrťící plochy

$$sirka_{skrplochy} = 30mm$$

šířka odtokové drážky

$$sirak_{odtok} = 10mm$$

Podpěrné ložisko

počet hydrostatických buněk

$$i_b = 6$$

roztečný průměr

$$roztec_{prum} = 1270mm$$

šířka škrťící plochy

$$sirka_{skrplochy} = 20mm$$

šířka odtokové drážky

$$sirak_{odtok} = 10mm$$

Celková vůle axiální ložiska (součet výšek škrťících mezer hlavního a podpěrného ložiska)

$$vule = 0,2mm$$

4.4.2. **Kontrola dosedacích ploch axiálního ložiska**

Kdy není dodáván tlakový olej

Obsah škrťící mezery pro jednu hydrostatickou buňku z CAD modelu

$$S_{skr1} = 41526mm^2$$

Maximální tlak působící na dosedací plochu

$$p_{maxSskr1} = \frac{(m_s + m_{omax})g}{i_b S_{skr1}} = 1,4MPa$$

Dovolený tlak pro materiál ložiska a rotor ložiska

$$p_{dov11600} = 472MPa$$

Kontrola

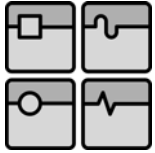
$$p_{masSskr1} < p_{dov11600} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.4.3. **Minimální tlak pro nadzvednutí rotoru axiálního ložiska**

Kdy tlakový olej působí pouze na ploše hydrostatických buněk

Plocha hydrostatické buňky

$$S_{b1} = 0,019m^2$$



Minimální tlak

$$p_{min} = \frac{(m_s + m_{max})g}{i_b} = 1,998 \cdot 10^6 Pa$$

Volím dodávaný tlak do axiálního hydrostatického ložiska

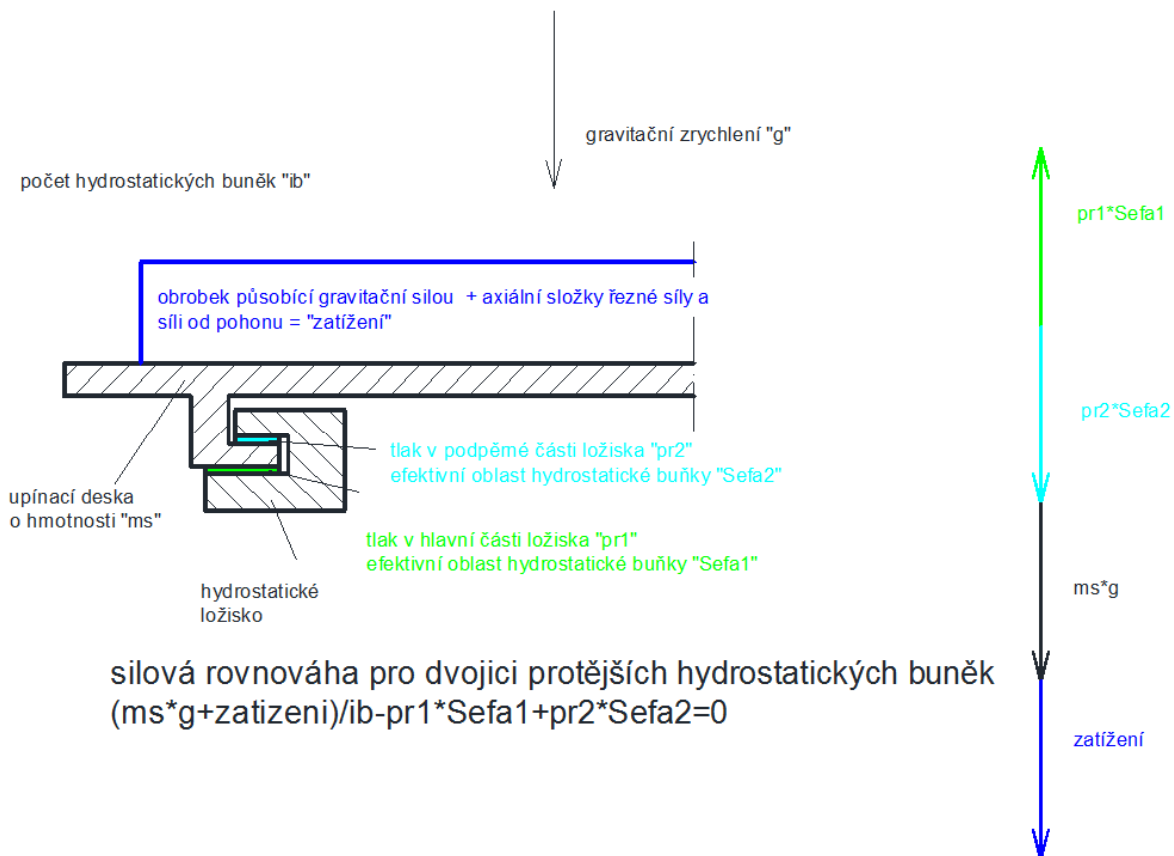
$$p_s = 2 MPa$$

4.4.4. Návrh kapilární regulace axiální ložiska

Pro návrh rozměrů kapiláry vycházíme ze silové rovnováhy pro axiální ložisko při působení zatížení odpovídajícímu 10 tunám.

Silová rovnováha vychází z Obr. 40 - Silová rovnováha pro hydrostatické ložisko

$$\frac{m_s g + \text{zatížení}}{i_b} - p_{r1} S_{efa1} + p_{r2} S_{efa2} = 0$$



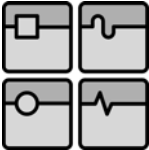
Obr. 40 - Silová rovnováha pro hydrostatické ložisko

Volím hydrostatický odpor škrtků kapiláry tak, aby tlak v buňce byl

$$p_{r1} = \frac{p_s}{2} = 1 MPa$$

po dosažení

$$p_{r2} = 0,942 MPa$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 57
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

při tomto zatížení volím stejnou výšku obou škrťacích mezer

$$h_1 = h_2 = \frac{vule}{2} = 0,1mm$$

protékající množství hydrostatickými buňkami jsou hlavní ložisko

$$Q_1 = \frac{p_{r1}}{R_{ssa1}} = 9,269 \cdot 10^{-5} m^3 s^{-1}$$

podpěrné ložisko

$$Q_2 = \frac{p_{r2}}{R_{ss21}} = 9,363 \cdot 10^{-5} m^3 s^{-1}$$

Kapilární regulace pro hlavní ložisko

hydrostatický odpor škrťací kapiláry

$$R_{in1} = \frac{p_s - p_{r1}}{Q_1} = 1,079 \cdot 10^{10}$$

volíme průměr škrťací kapiláry

$$D_1 = 0,001m$$

délka škrťací kapiláry

$$l_1 = \frac{\pi R_{in1} D_1^4}{64\mu} = 0,02m$$

Kapilární regulace pro podpěrné ložisko

průměr

$$D_1 = 0,001m$$

délka

$$l_2 = 0,03m$$

4.5. Chování ložiska v závislosti na zatížení

Při chování vycházíme ze silové rovnováhy pro axiální hydrostatické ložisko

$$\frac{m_s g + \text{zatížení}}{i_b} - p_{r1} S_{efa1} + p_{r2} S_{efa2} = 0$$

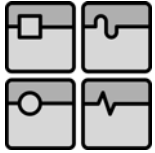
kdy dosazením za uvnitř hydrostatických buněk hlavního ložiska pro které platí ztrátová rovnice a obdobně pro podpěrné ložisko

$$p_{r1} = p_{s1} - \frac{p_{r1}}{R_{c1}} R_{in1}$$

a dále můžeme dosadit za celkový hydrostatický odpor, který je závislý na výšce škrťací mezery a za použití rovnice pro celkovou vůli

$$vule = h_1 + h_2$$

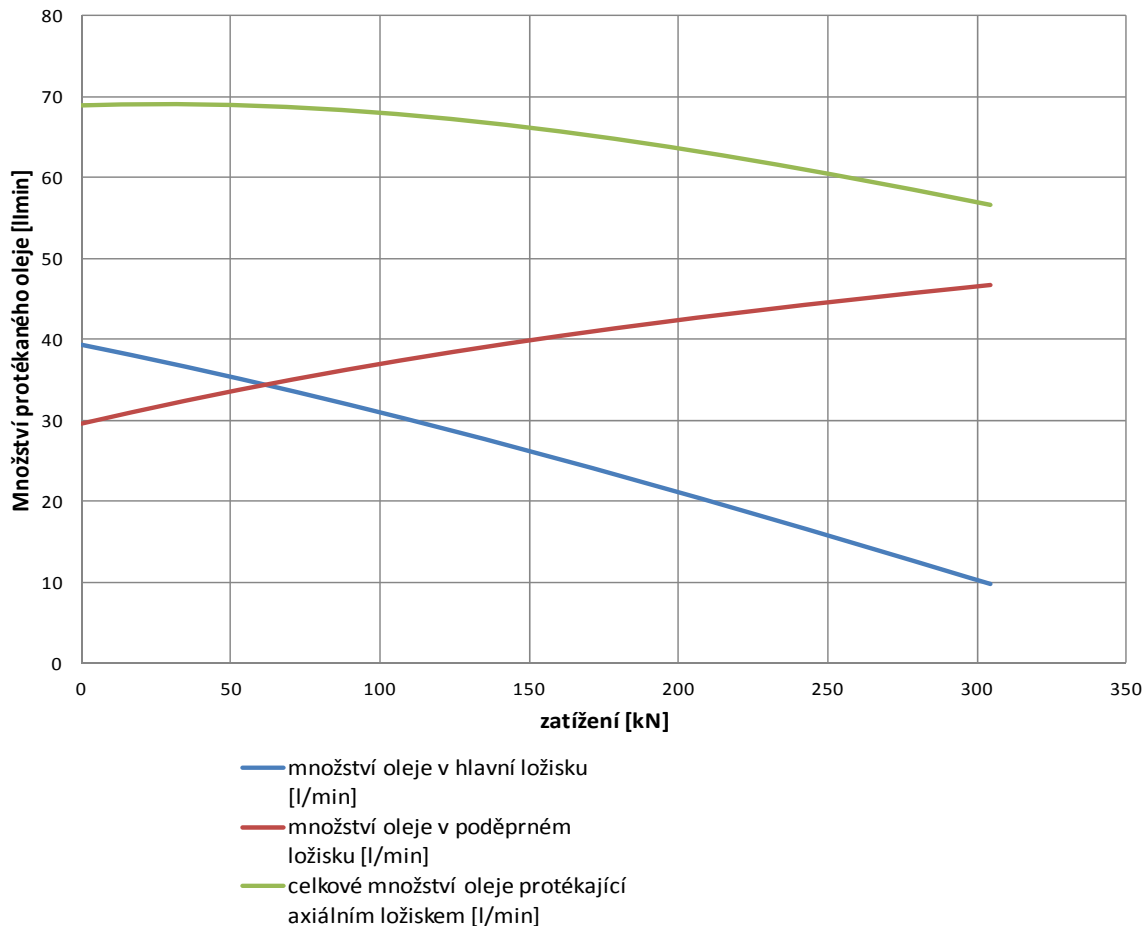
Tabulka vypočítaných hodnot viz příloha tabulka_vypocitanych_hodnot.



získáme tabulku vypočítaných hodnot viz příloha *p-konst-grafy*, z které jsou vygenerovány grafy závislosti jednotlivých veličin na zatížení ložiska.

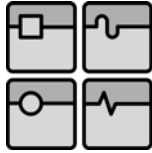
Grafy závislosti

Závislost množství oleje protékající ložiskem

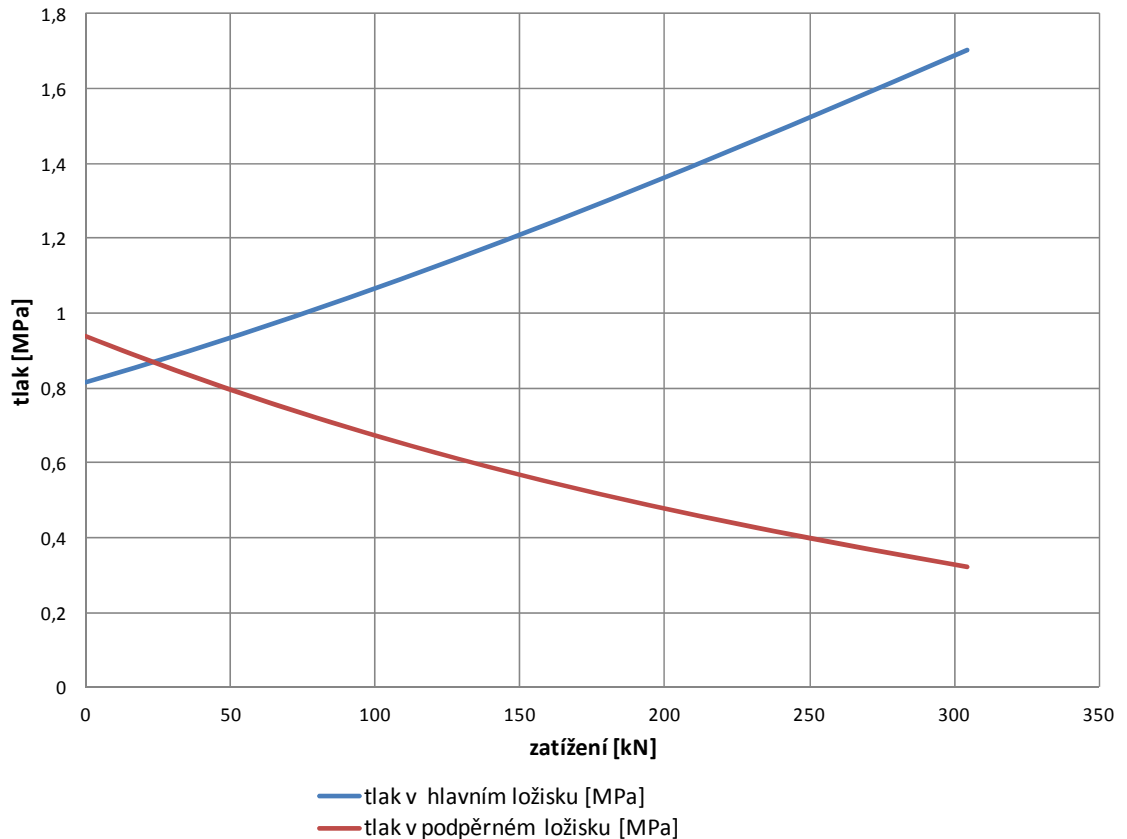


Graf 1 - Závislost množství protékajícího ložiskem na zatížení ložiska

Ze závislosti je patrné, že maximální množství oleje protékající je při nulovém zatížení ložiska a dále se zvyšujícím zatížením klesá. Bude tedy nutné pro dodávku oleje navrhnout čerpadlo s minimálním dodávaným množstvím oleje 70 l/min pro axiální část ložiska.



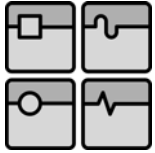
Závislost tlaků v hydrostatických buňkách



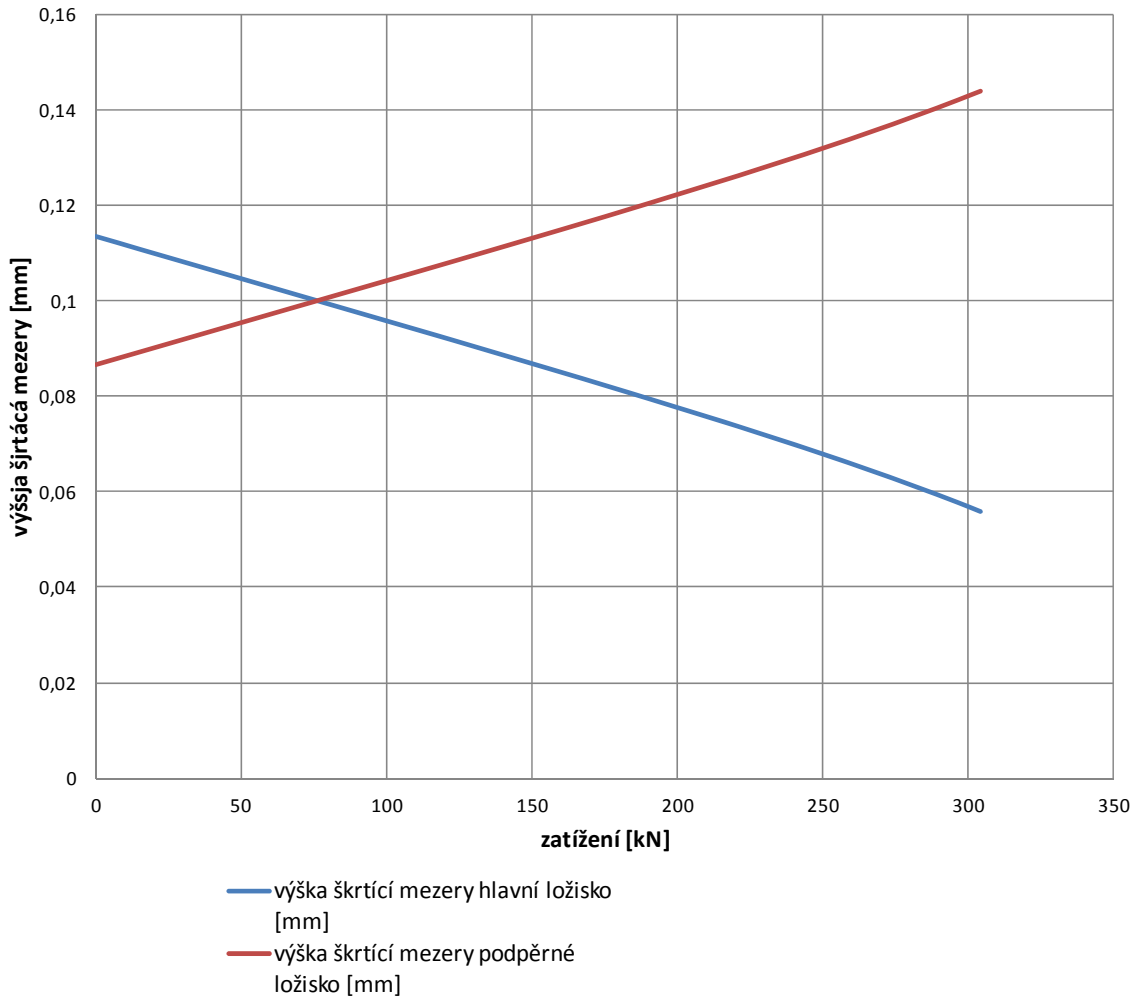
Graf 2 - Závislost tlaku v hydrostatické buňce na zatížení ložiska

Z grafu *Graf 3 - Závislost výšky škrťací mezery na zatížení ložiska* je patrné, že posunutí při nulovém a maximálním zatížení je 0,06mm. Bylo by tedy vhodné provést optimalizace ložiska.

Optimalizace se může provést velikostí škrťacích kapilár, dodávaného tlaku nebo tvaru a rozměrů ložiska. Nejvýhodnější optimalizace by byla změnou škrťacích kapilár, tzn. změnou vstupního odporu R_{in} .



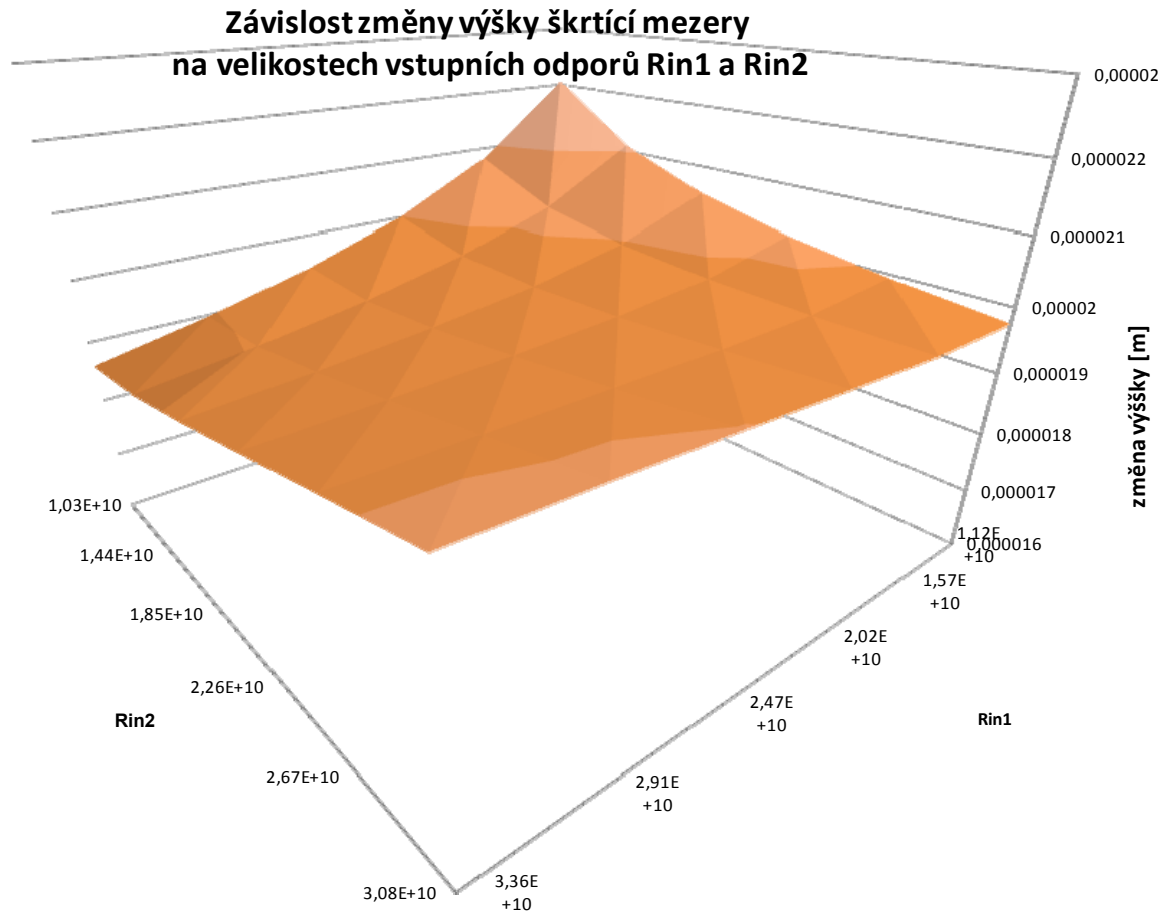
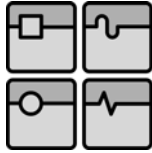
Závislost výšky škrťací mezery



Graf 3 - Závislost výšky škrťací mezery na zatížení ložiska

4.6. Optimalizace vstupních odporů na základě minimální změny výšky škrťací mezery

Z grafu Graf 4 - Závislost změny výšky škrťací mezery na velikostech vstupních odporů (odporů proto proudění v kapilárních trubičkách) je patrné, že minimálního posunutí (změny výšky škrťací mezery) dosáhneme při maximálním vstupním odporu R_{in1} pro hlavní ložisko a minimálním vstupním odporu R_{in2} pro podpěrné ložisko. Výpočet v příloze *optimalizace_Rin*.

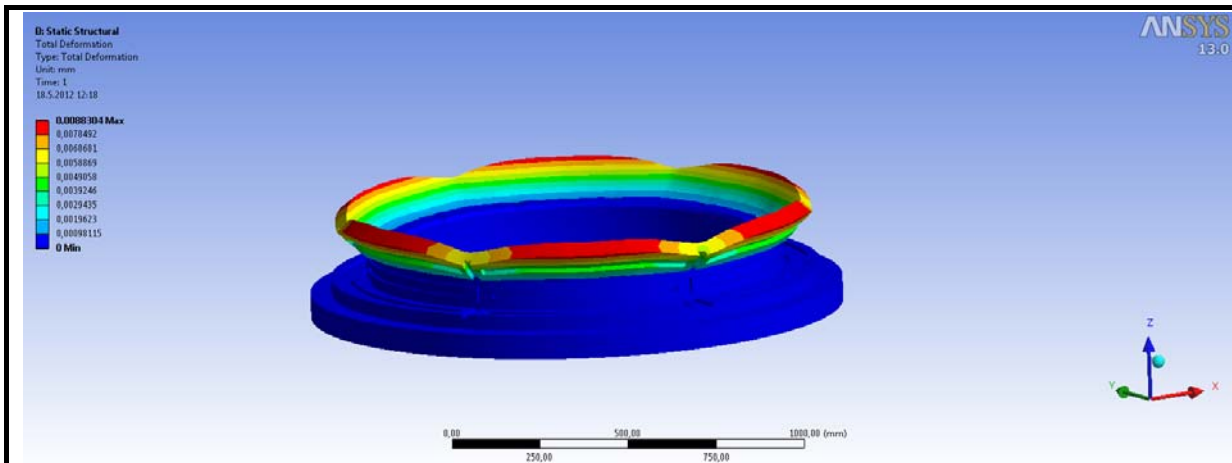
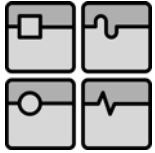


Graf 4 - Závislost změny výšky škrťací mezery na velikostech vstupních odporů (odporů proto proudění v kapilárních trubičkách) při nulové a maximálním zatížení

4.6.1. Vliv deformace axiální ložiska na výšku škrťacích mezer

Při výpočtu deformace se uvažuje, že hlavní hydrostatické ložisko je uloženo na dostatečně tuhém rámu a zajímá nás pouze relativní deformace hydrostatického ložiska. Hlavní hydrostatické ložisko uložené na tuhém rámu se bude deformovat pouze tlakem, tyto deformace budou velice malá a nebudeme je tedy uvažovat. Zatímco podpěrné ložisko bude namáhané jak na tlak tak také na ohyb. Maximální tlak působící na podpěrné ložisko, je při nulové hmotnosti a má velikost i s přetěžováním $p=1\text{MPa}$. Na tuhý rám byly uplatněny vazby fixed support a dále jako zatížení byli nastaveno předpětí šroubů $F=1600\text{N}$.

Maximální deformace na kraji podpěrného ložiska v axiálním směru jsou $0,007\text{ mm}$ a proto nedojde ke styku styčných ploch ložiska ani k výraznému ovlivnění chování axiálního ložiska (k výrazné změně výšky škrťací mezery). Tyto deformace nebyli tedy zahrnuty do výpočtu chování ložiska.



Obr. 41 - Deformace hydrostatického ložiska

4.7. Návrh hydrostatických buněk radiálního ložiska

Výpočet ložiska uveden v příloze *radialni_lozisko*

Model a základní rozměry radiálního hydrostatického ložiska uvedeny na Obr. 42 a **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..**

Pro napájení radiálního ložiska použít stejný olej, jako pro napájení axiálních ložisek.

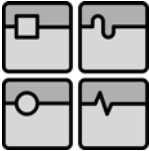


Obr. 42 - Model radiálního hydrostatického ložiska

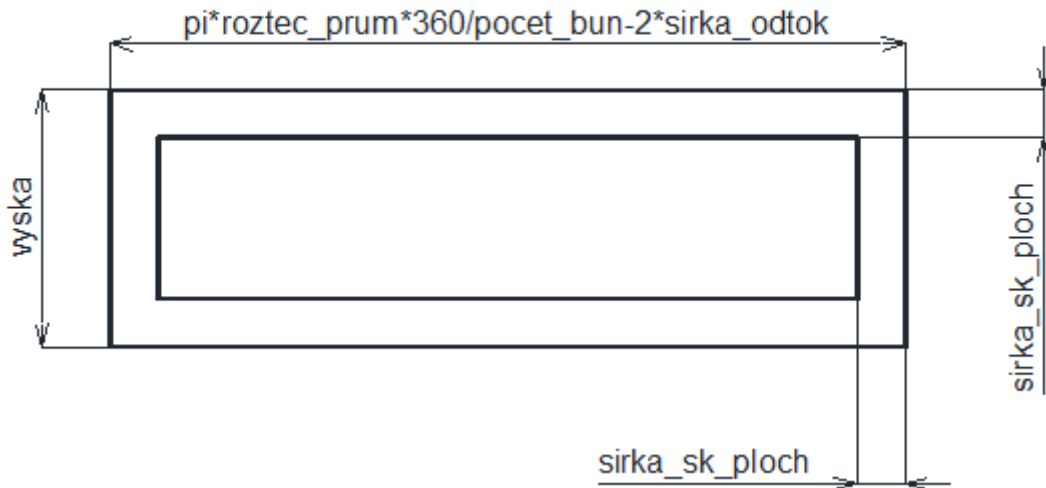
1 - radiální část ložiska hlavního axiálního ložiska

Základní rozměry uvedeny na Obr. 37 - *Rozměry hydrostatické buňky hlavní axiálního ložiska*. Obr. 37

Rozměry jedné rozvinuté hydrostatické buňky radiálního ložiska na Obr. 43 pro výpočet radiálního ložiska

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 63
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	

pocet_bun=počet hydrostatických buněk



Obr. 43 - Rozvin radiálního ložiska

Rozměry rozvinuté hydrostatické buňky
roztečný průměr

$$roztec_{prum} = 1,2m$$

délka

$$l_b = \frac{\pi roztec_{prum} 360}{pocet_{bun}} - 2 sirka_{odtok} = 0,608m$$

výška

$$h_r = vyska = 0,045m$$

šířka odtokové mezery

$$s_{od} = 0,01m$$

výška škrťící plochy

$$h_{šp} = sirka_{skploch} = 0,015m$$

počet hydrostatických buněk

$$i_b = pocet_{bun} = 6$$

Maximální tlak působící na hydrostatické ložisko při maximálním zatížení

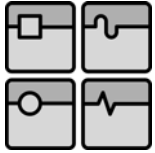
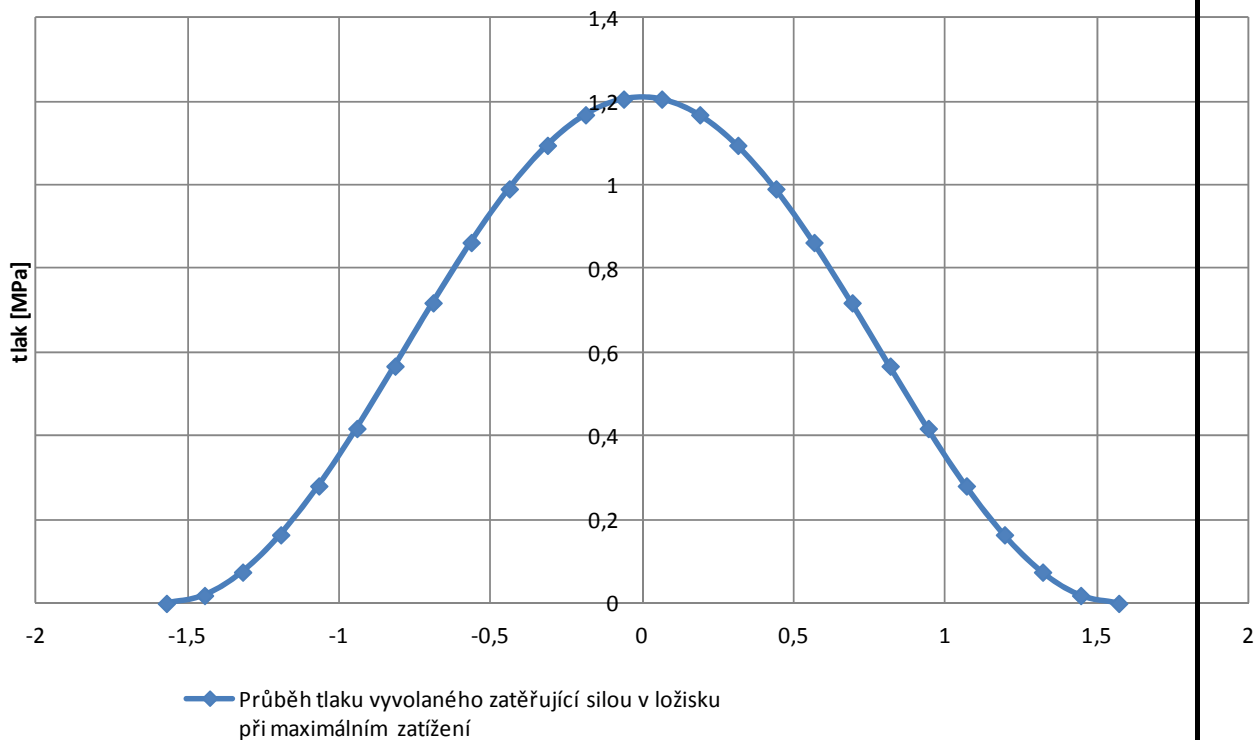
$$p_{max} = \frac{F_{max}}{h_r D_r} = 455200Pa$$

pro napájení ložiska zvolen dodávaný tlak čerpadla

$$p_s = 1000000Pa$$

kde maximální radiální zatížení zatěžující ložisko je

$$F_{max} = F_{cz} = 25050N$$

Průběh tlaku při maximálním zatížení ložiska viz *Graf 5***Průběh tlaku vyvolaného zatěžující silou v ložisku při maximálním zatížení***Graf 5 - Průběh tlaku v radiálním ložisku*

Výpočet relativní excentricity

$$x = 1000\chi h = 0,047\text{mm}$$

kde

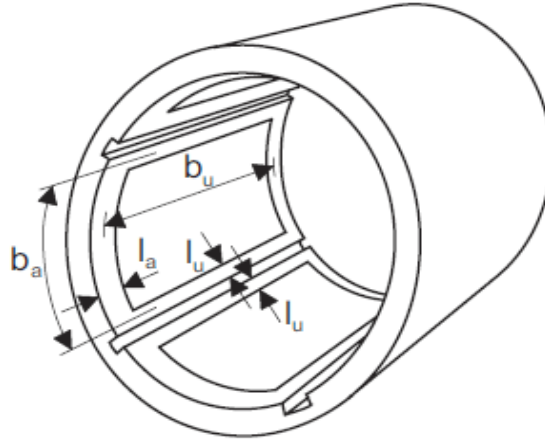
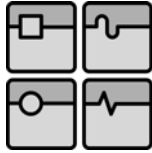
$$\chi = \frac{1}{0,24} \sqrt[3]{\frac{\kappa}{i_b^2} \frac{F_{max}}{p_{max} D_r h_r}} = 0,467$$

Hydrostatický odpor radiálního ložiska

Pro celkovou vůli v ložisku 0,002m je výška škrťící mezery

$$h = 0,0001\text{mm}$$

Výpočet hydrostatických odporů dle



Obr. 44 - Rozměry pro výpočet hydrostatických odporů radiálního ložiska

Hydrostatický odpor v axiálním směru

$$R_a = 12\mu \frac{l_a}{b_a h^3} = 1,207 \cdot 10^{10}$$

Hydrostatický odpor v radiálním směru

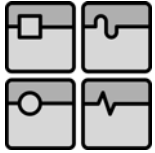
$$R_r = 12\mu \frac{l_u}{b_u h^3} = 2,387 \cdot 10^{11}$$

Poměr hydrostatických odporů

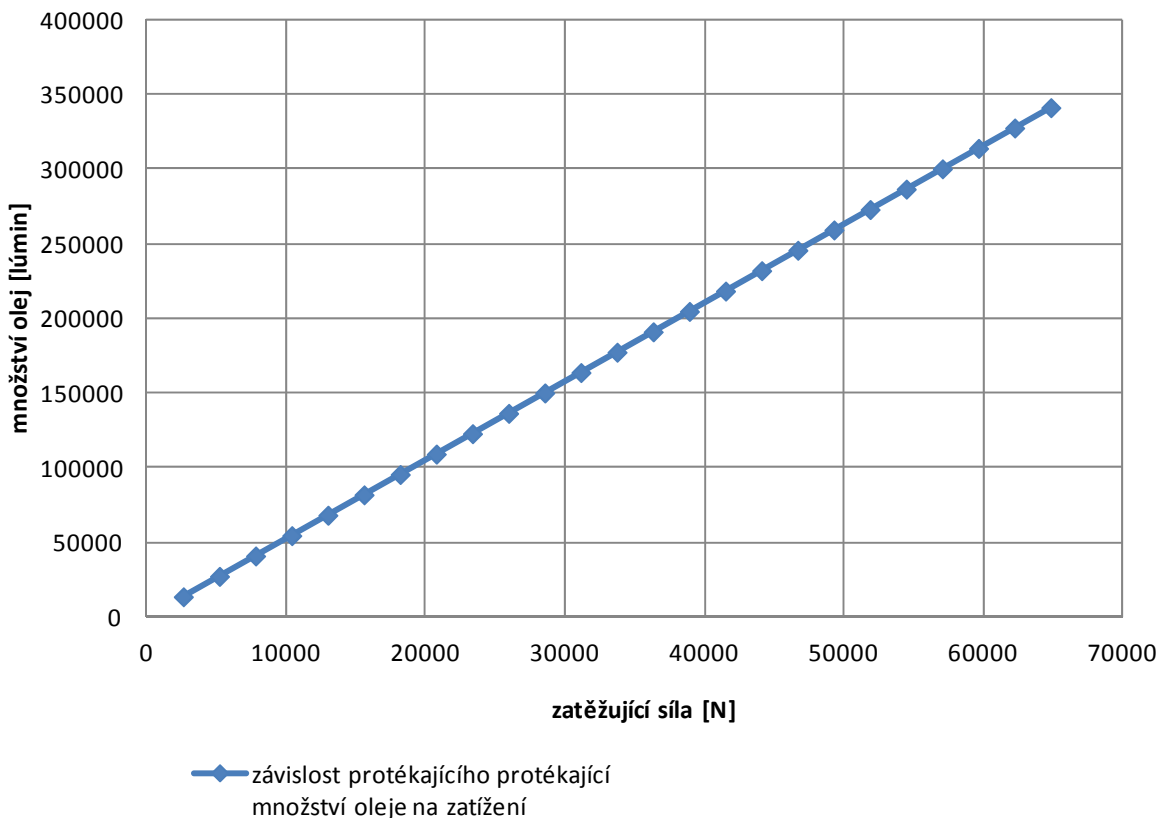
$$\kappa = \frac{R_a}{R_r} = 0,051$$

Množství oleje protékajícím radiálním ložiskem

$$Q = \frac{\pi}{6\mu} \frac{h^3}{\ln\left(\frac{R_r + h}{R_r}\right)} p_{max}$$



závislost protékajícího množství oleje na zatížení



Graf 6 - Závislost protékajícího množství oleje radiálním ložiskem

4.8. Deformačně-napěťová analýza upínací desky

Upínací desky navržena jako odlitek z litiny s kuličkovým grafitem s označením dle EN GJS-700-2.

Materiálové charakteristiky a konstanty dle (11)

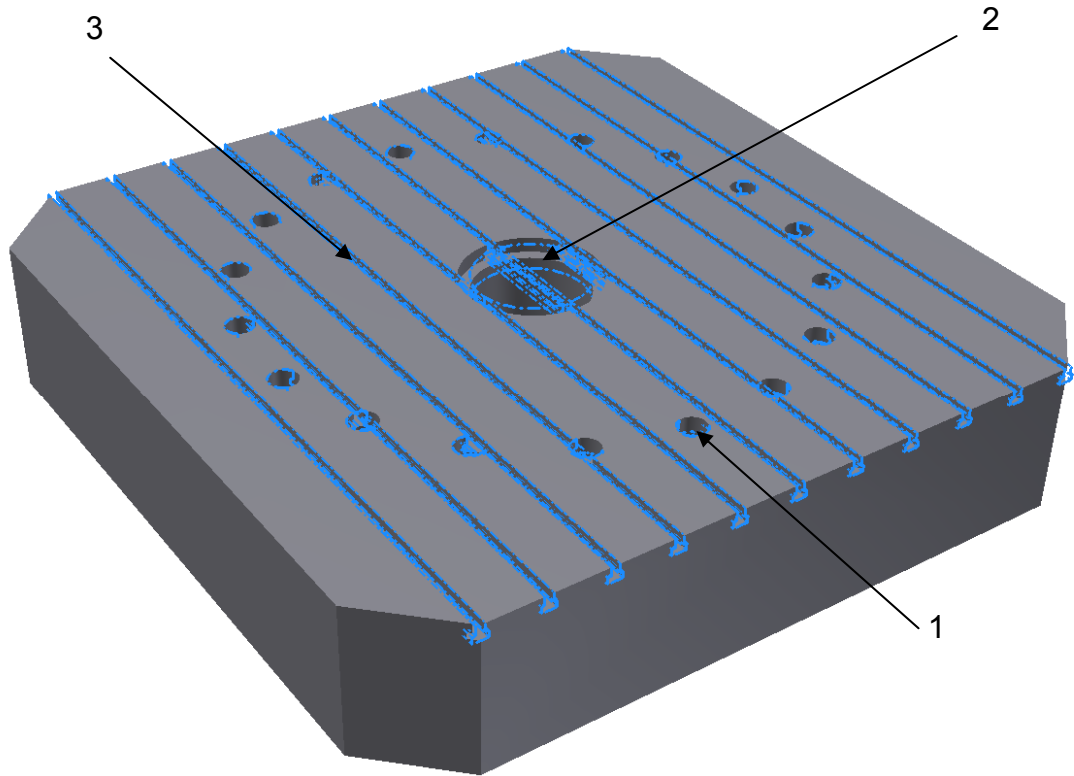
pevnost v tlaku 1000MPa

modul pružnosti 176GN/m²

Poissonova konstanta 0,275

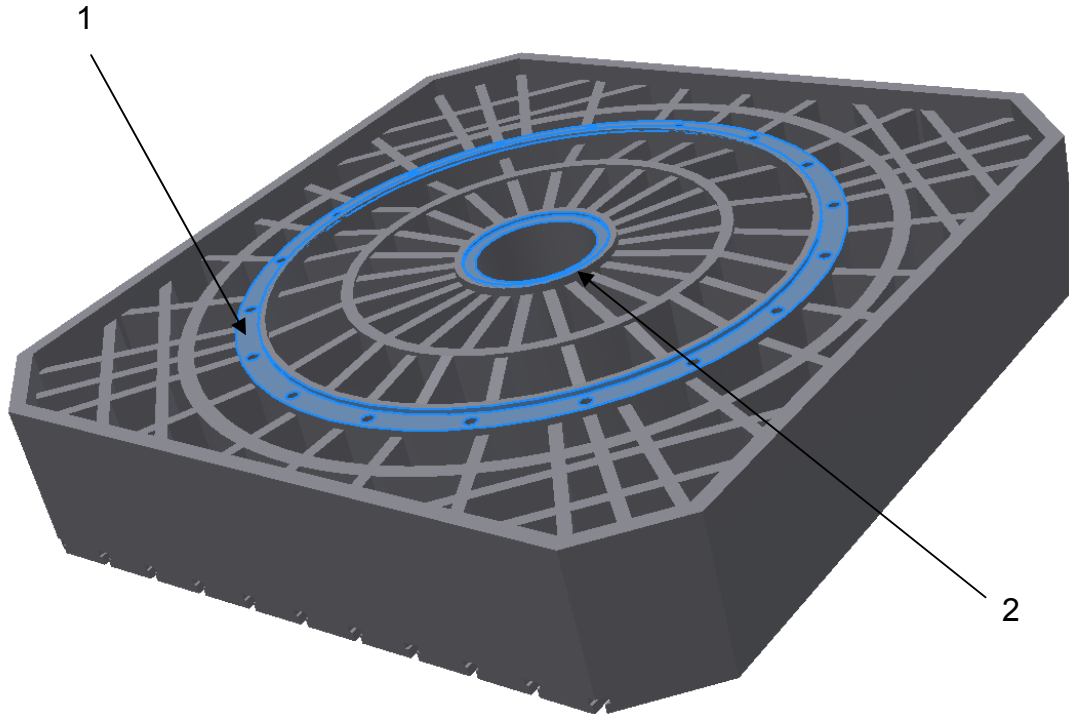
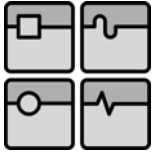
Hustota 7200kg/m³

Na upínací desce obrobena upínací plocha desky, T-drážky 22 dle ČSN 02 1030 s roztečí 160mm pro upínání obrobků, dosedací plochy pro uložení na rotor ložiska, díry pro šrouby 16x M33x340 ČSN EN 24018 - metrický pro připevnění na rotor ložiska, plochy pro připojení rotoru pro odměřovací systém a šrouby pro připojení rotoru, díry pro šrouby pro uložení víčka zakrývající středový otvor. Průměr středového otvoru 300mm.



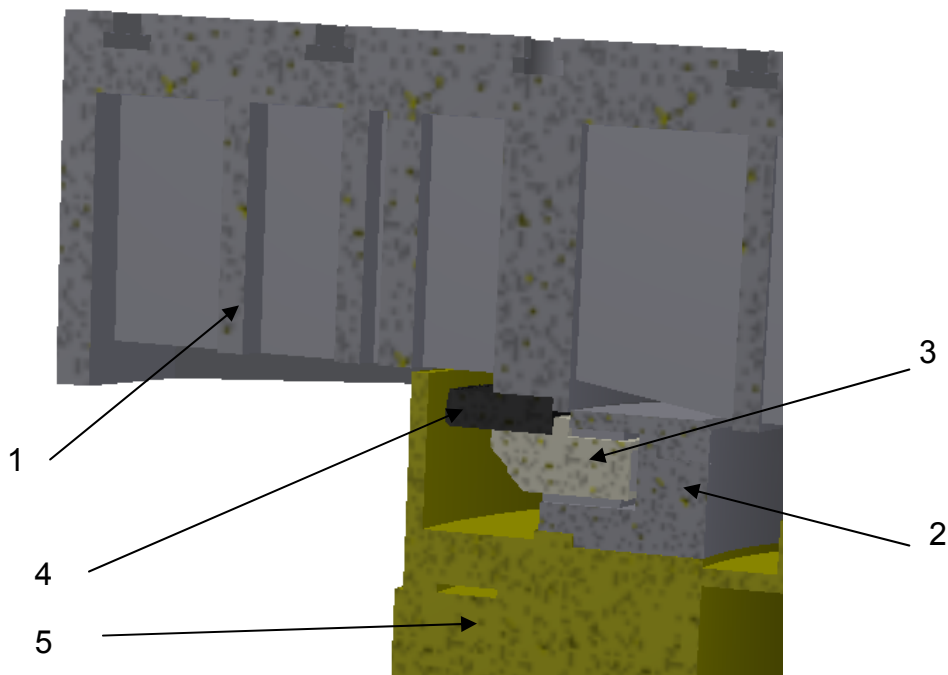
Obr. 45 - Pohled na upínací plochu upínací desky

1 - otvory pro připevnění k ložisku, 2 - středový otvor pro přívod pracovních medií do pracovního prostoru otočného stolu, 3 - upínací T-drážky




Obr. 46 - Pohled na žebrování upínací desky

1 - dosedací plochy upínací desky pro připojení k ložisku, 2 - dosedací plochy pro rotor odměřování



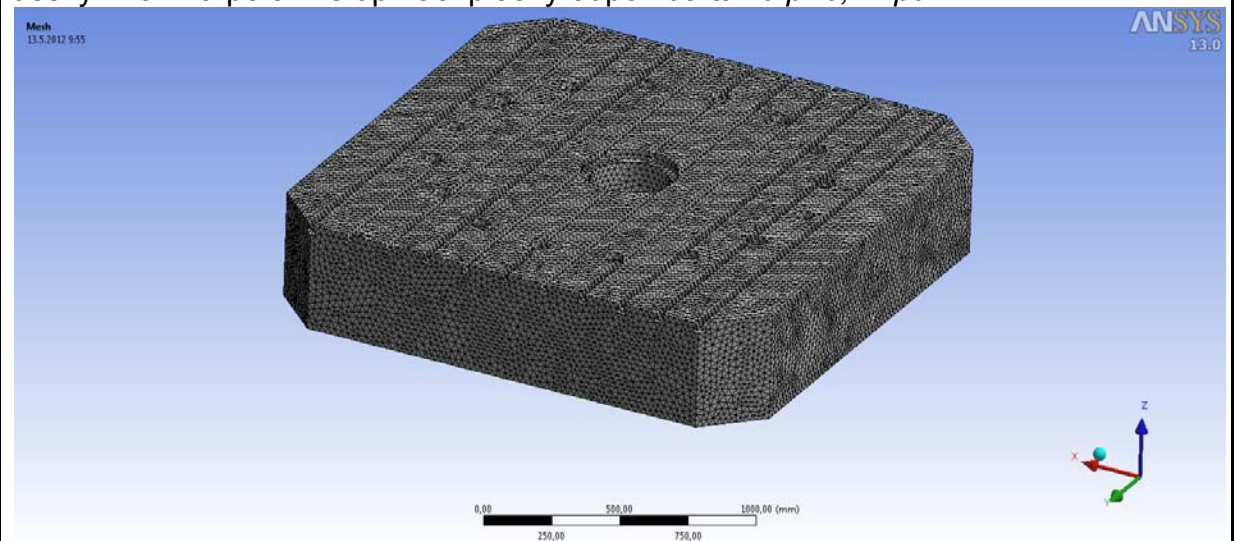
Obr. 47 - Detail uložení upínací desky

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 69
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	

1 - upínací deska, 2 - hydrostatické ložisko, 3 - rotor hydrostatického ložiska, 4 - ozubené kolo pohonu, 4 - rám otočného stolu

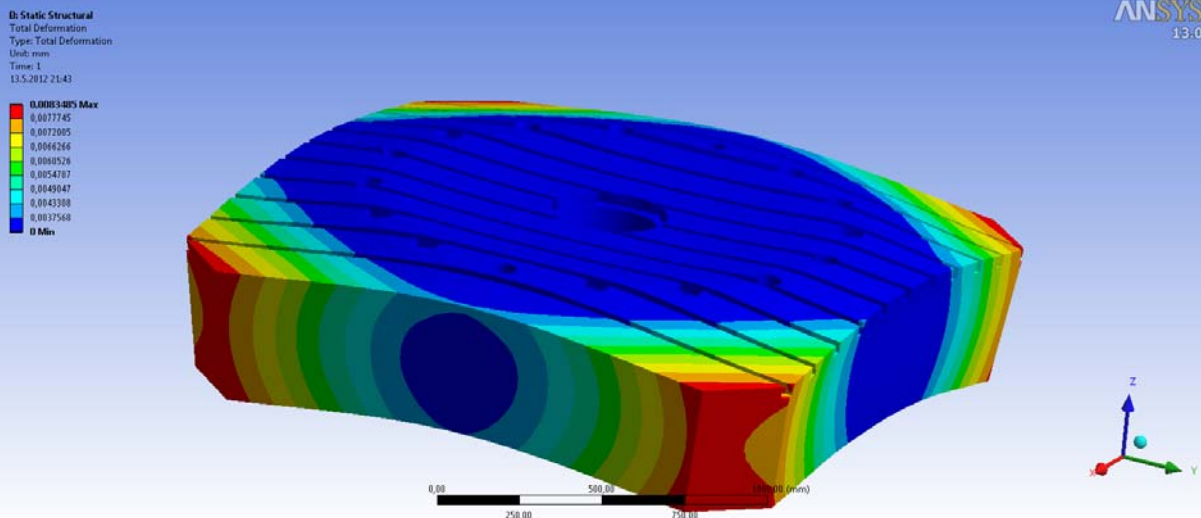
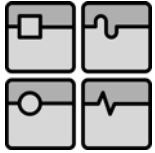
Po importu modelu do prostředí Ansys Workbench byly nastaveny vlastnosti materiálu (liitiny) a upínací deska byla zatížena rovnoměrným tlakem $p=0,1\text{MPa}$ na celé upínací ploše odpovídajícímu maximální hmotnosti s přetížením obrobku $m_o=0,1m_{momax}=27500\text{kg}$. Kroutícím momentem dle zadání s přetížením $M_k=0,1M_{kmaxud}=27500\text{Nm}$. Dále vlastní gravitační silou. Na dosedací plochy byly uplatněny vazby displacement v odpovídajících směrech. Při mechsování byly použity automaticky zvolené prvky *Tetrahedrons* s řízenou maximální velikostí 25mm , které odpovídá 530667 prvků (v původním nastavení síť byla použita metoda *proximity* s minimální počtem prvků přes žebro, byly zvoleny 3 prvky, tento výpočet by byl však velice náročný, protože při tomto nastavení síť počet prků přerostl hodnotu $2,5 \cdot 10^6$.

V prvním případě analyzováno symetrické a v druhém nesymetrické zatížení. Kdy při nesymetrickém zatížení celá váha obrobku spočívá na polovině upínací desky. Tlak na polovině upínací plochy odpovídá tlaku $p=0,2\text{Mpa}$.



Obr. 48 - Pohled na konečně-prvkovou síť modelu

Výsledky napěťové a deformační analýzy
Pro symetrické zatížení

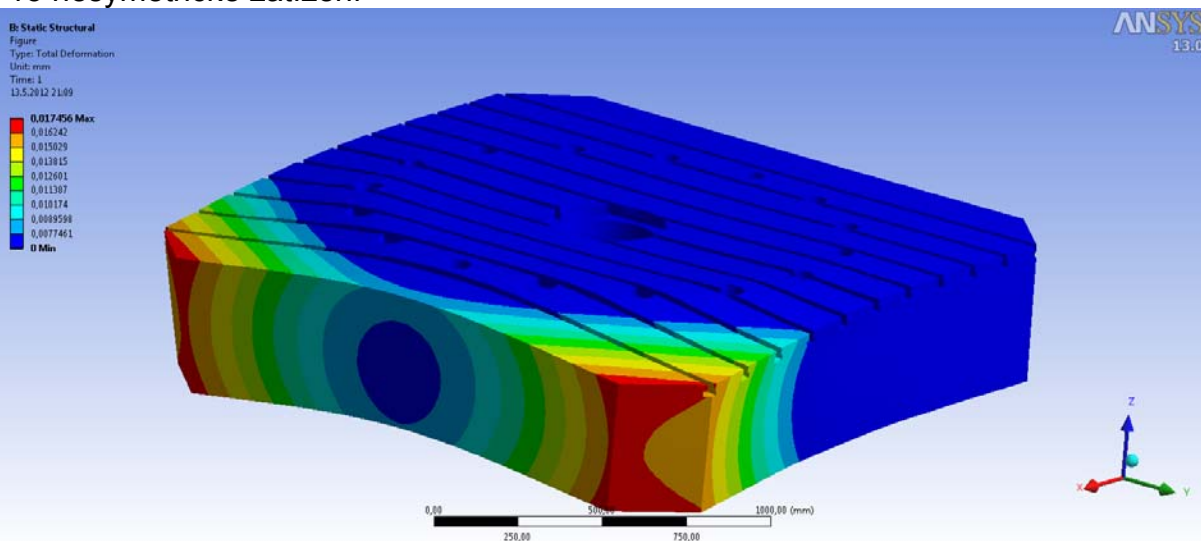


Obr. 49 - Deformace upínací desky (symetrické zatížení)

Maximální deformace na okraji desky jsou $0,008\text{mm}$ a deformace v oblasti kruhové části desky $0,0037\text{mm}$. Maximální napětí se vyskytuje v oblasti dosedacích ploch, viz. Obr. 46 - Pohled na žebrování upínací desky, a maximální hodnota je okolo 5MPa . Toto napětí je daleko pod hranicí pevnosti použité litiny, ale je zkruseno odstraněním všech koncentrátorů napětí jako jsou zaoblení a sražení, které by toto napětí výrazně zvýšili. K odstranění koncentrátorů došlo z důvodu zjednodušení náročnosti výpočtu.


Upínací desky pevnostně i deformačně vyhovuje a proto by se mohlo přijít k její optimalizaci žebor, pro snížení hmotnosti a zlepšení dynamických vlastností otočného stolu.

Pro nesymetrické zatížení



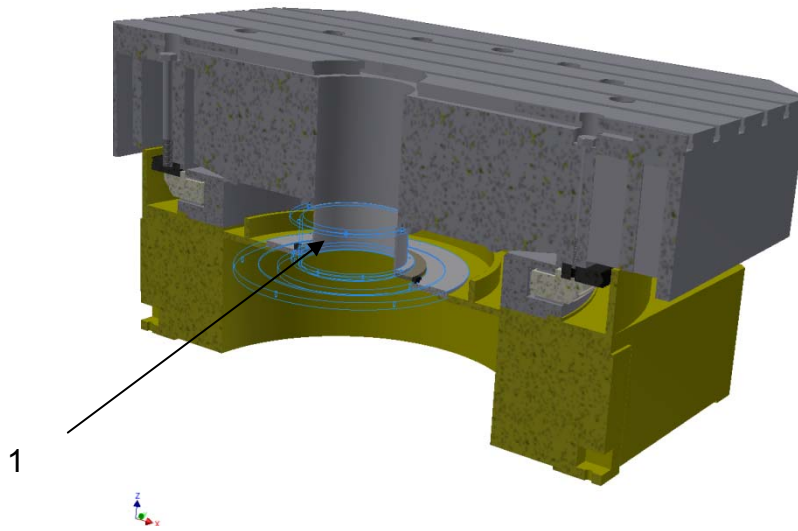
Obr. 50 - Deformace upínací desky (nesymetrické zatížení)

Pro nesymetrické zatížení vyšly parametry analýzy obdobně, kdy se zvýšily maximální deformace na okrajích desky na $0,017\text{mm}$ a v kruhovém prostoru $0,01\text{mm}$. Napětí zůstává přibližně stejné a to 7MPa .

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 71
	<p style="text-align: center;">DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením</p>	

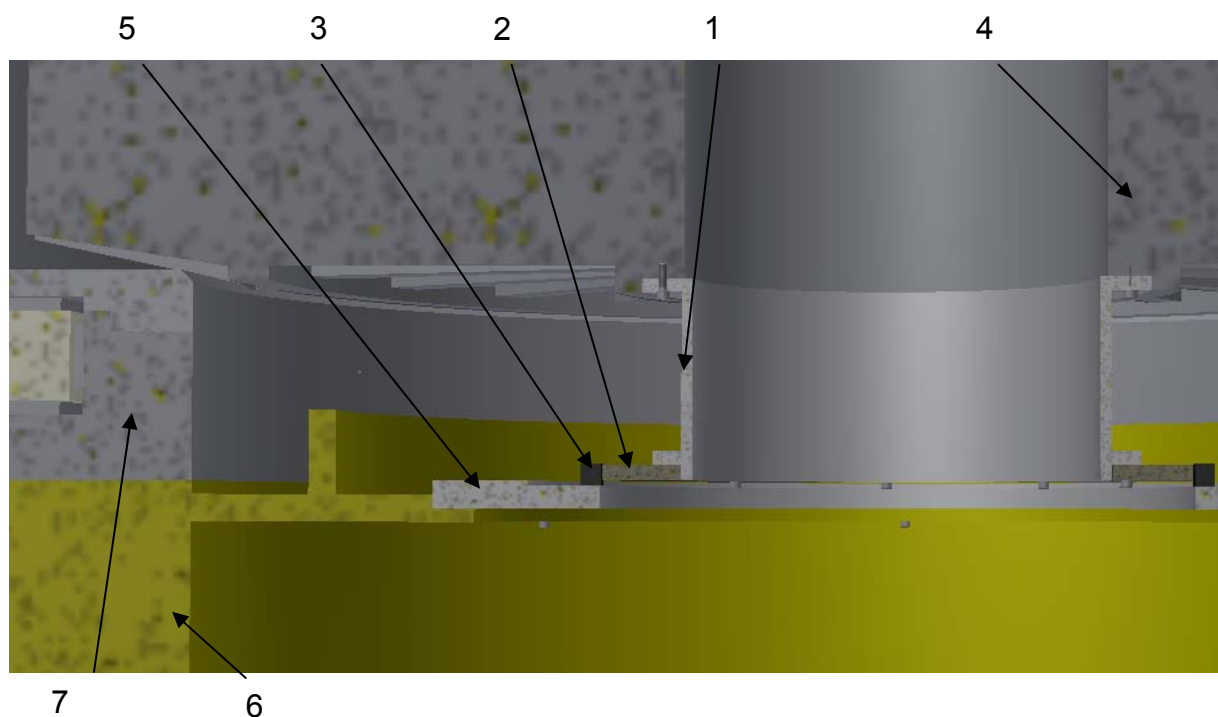
4.9. Odměrování rotační osy

Uložení snímacího systému zobrazeno na Obr. 51



Obr. 51 - Odměrovací systém otočného stolu

1 - odměrovací systém

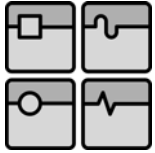


Obr. 52 - Uložení odměrovacího systému

1 - kotouč odměrovacího systému, 2 - snímací hlava odměrovacího systému, 3 - rotor uložení odměrovacího systému, 4 - upínací desky, 5 - deska odměrovacího systému, 6 - rám otočného stolu, 7 - hydrostatické ložisko

Pro odměrování zvolen optický rotační snímač od firmy Renishaw SiGNUM REXM ultra-high accuracy s označením REXM 20U S A 417.

Stránky výrobce:



[http://resources.renishaw.com/download/\(9c3595ebe6e14486a20268611fa73600\)?lang=en&inline=true](http://resources.renishaw.com/download/(9c3595ebe6e14486a20268611fa73600)?lang=en&inline=true)

4.10. Chování ložiska při zatěžování

Doposud bylo ložisko analyzováno rozdělené na jednotlivé hydrostatické buňky, na které bylo celé zatížení symetricky rozděleno. Základní předpoklad pro výpočet byl ten, že styčné plochy ložiska zůstanou stále rovnoběžné. Skutečného chování ložiska by se mohlo dosáhnout analýzou v systému Ansys Fluent. Tato analýza by byla však velice náročná s ohledem na velký rozdíl rozměrů, kdy výška škrtkové mezery je v porovnání s ostatními rozměry několikanásobně menší, z tohoto důvodu by byl velký počet potřebných prvků pro vymaschování ložiska.

Byla tedy provedena zjednodušená analýza, kdy chování jednotlivých hydrostatických buněk bylo nahrazeno pomocí vazeb *Elastic support*. Hodnoty jednotlivých tuhostí byli spočítány na základě grafů z kapitoly 4.5.

Z kterých bylo vyčteno maximální posunutí v axiálním směru

$$posunutí = 0,06mm$$

Pro jednotlivé tuhosti platí vztah

$$k_{loz} = \frac{F_{zat}}{S_{loz} posunutí}$$

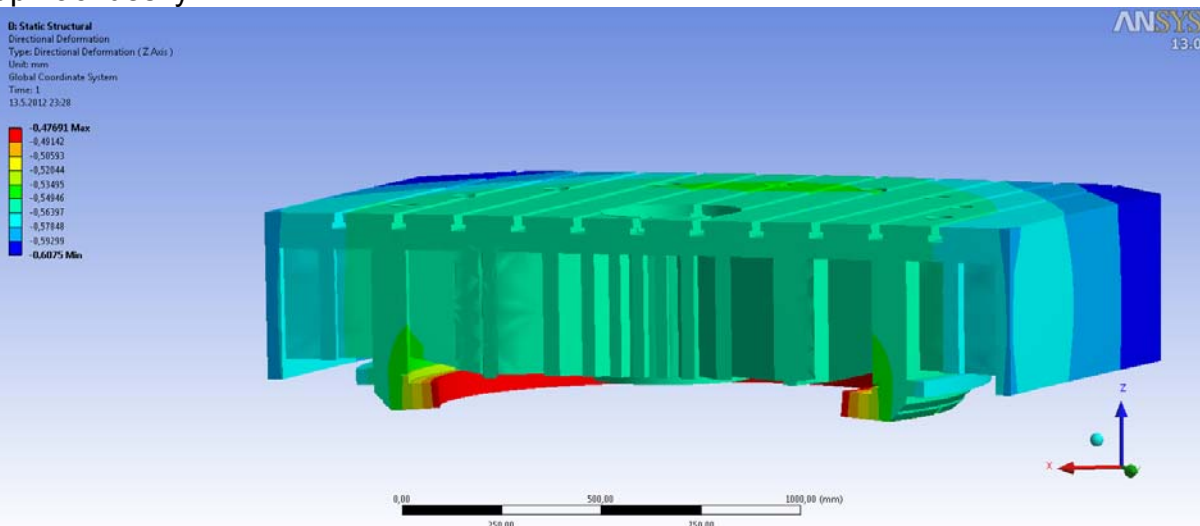
po dosažení tuhosti
pro hlavní ložisko

$$k_{hloz} = 14,8N/mm^3$$

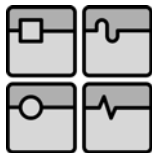
a podpěrné ložisko

$$k_{podloz} = 21,7N/mm^3$$

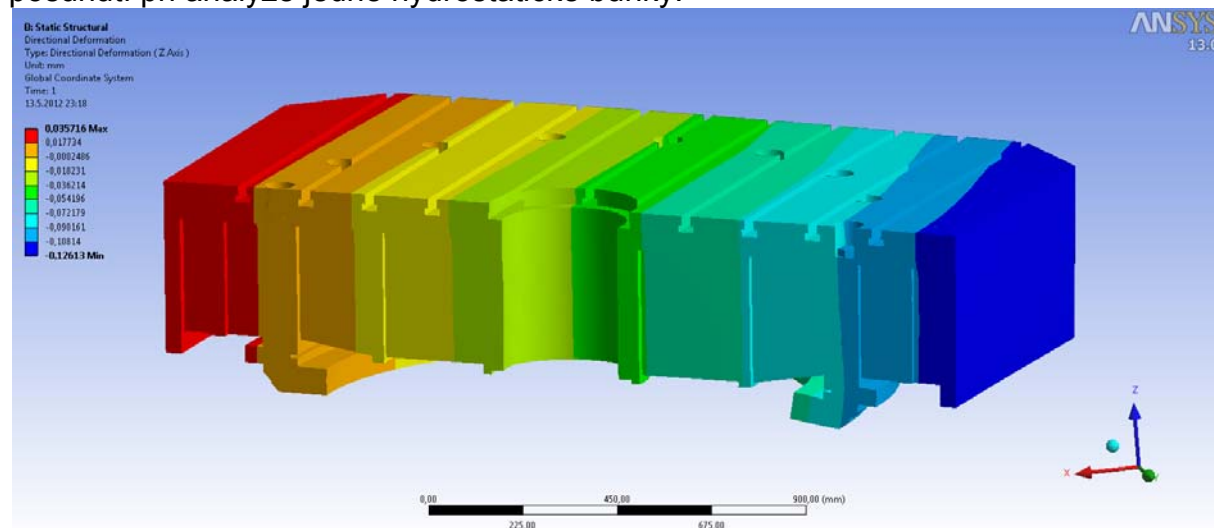
Výsledky posunutí a deformace pro symetrické a nesymetrické zatížení upínací desky



Obr. 53 - Posunutí při symetrickém zatížení



Posunutí pro symetrické zatížení odpovídá odečteným hodnotám z grafu posunutí při analýze jedné hydrostatické buňky.



Obr. 54 - Posunutí při nesymetrickém zatížení

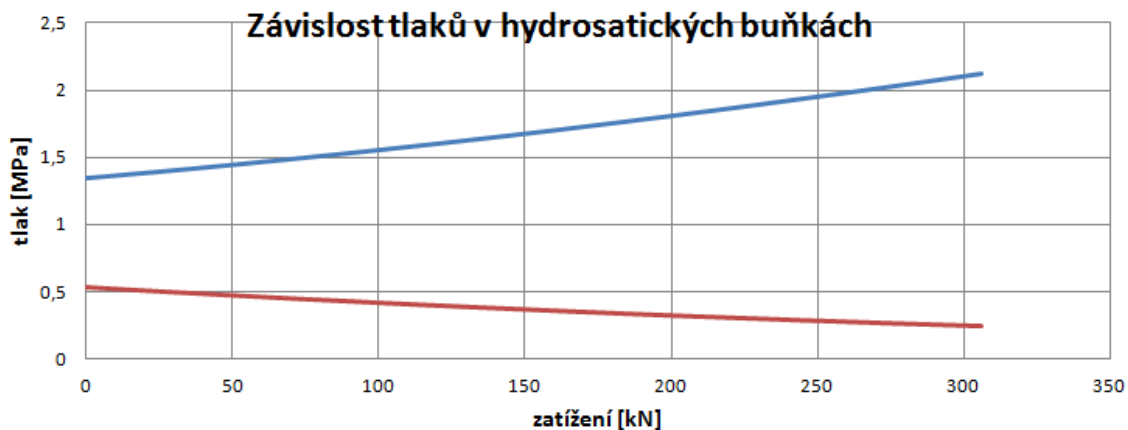
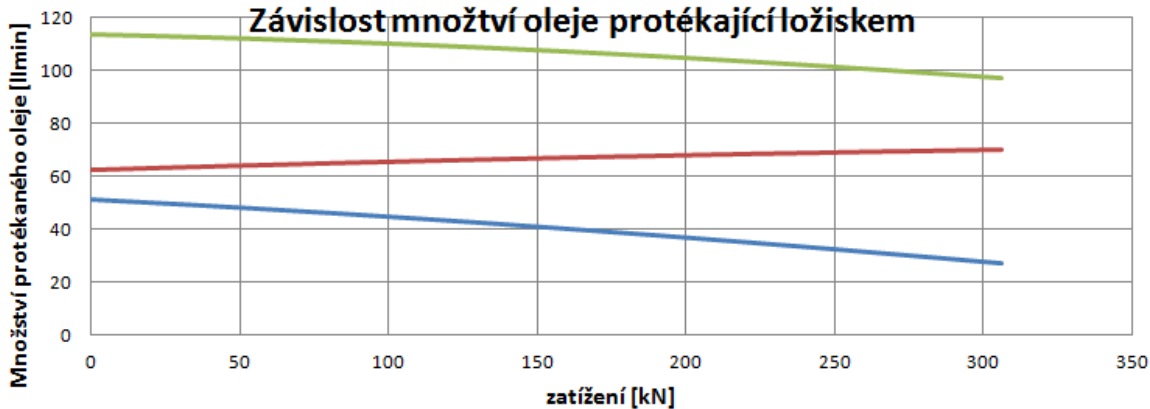
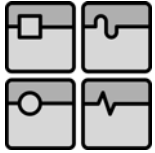
Při nesymetrickém zatěžování dochází k posunutí zatěžované strany v ose z až k $0,12\text{mm}$. Toto posunutí na krajích upínací desky je pro obrábění přesných součástí již nepřijatelné. Posunutí je způsobeno především malou tuhostí axiálního ložiska a je nutné provést na stávajícím ložisku potřebné úpravy pro zvýšení tuhosti ložiska, např. změnou vstupních odporů (úpravou kapilárních trubiček).

4.11. Výsledky chování ložiska pro změněné vstupní parametry ložiska

Z grafu Graf 4 - Závislost změny výšky škrťací mezery na velikostech vstupních odporů (odporů proto proudění v kapilárních trubičkách) při nulové a maximálním zatížení vyplývá, že změnou vstupních odporů se posunutí mění pouze minimálně v rozmezí $0,02$. Kdy tato změna příliš neovlivní celkové chování ložiska.

Možností jak dále zvýšit tuhost axiálního ložiska je použitím více hydrostatických buněk. Parametry ložiska se mění následovně dle grafů





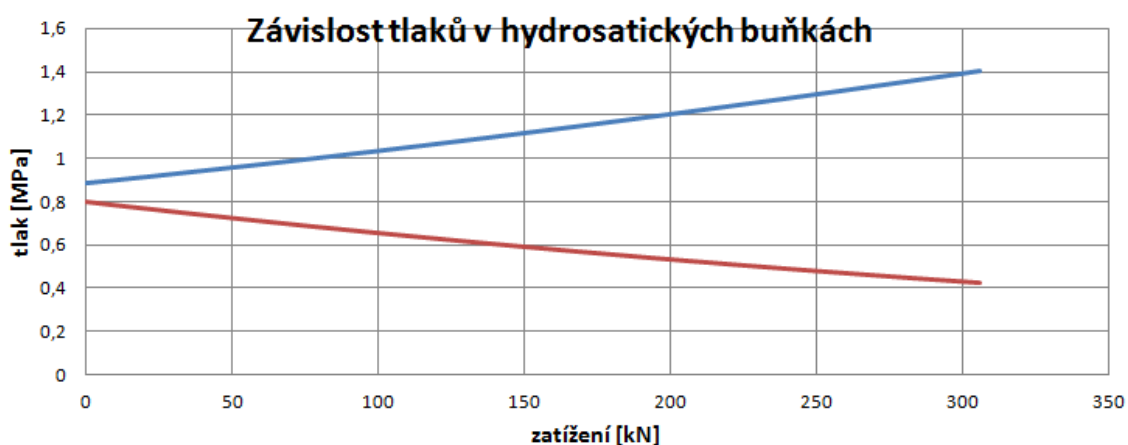
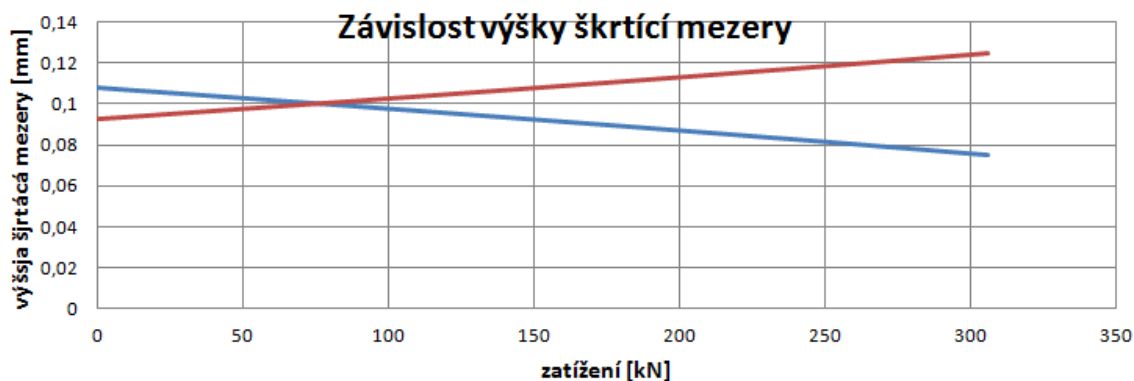
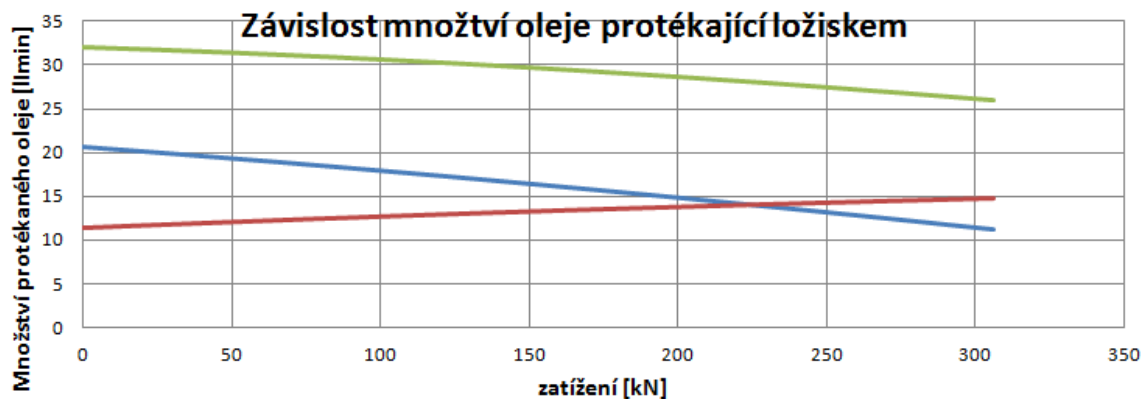
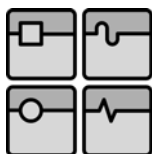
Graf 7 - Grafy závislostí pro změnu počtu hydrostatických buněk, 6 buněk → 18 buněk

hlavní ložiska - modrá barva, podpěrné ložisko - červená barva, zelená barva součet

Nevýhoda této optimalizace spočívá ve velkém nárůstu protékajícího oleje. Vysvětlení nalezneme ve zvyšujícím se počtu hran škrťících ploch kterými proudí tlakový olej ven z axiálního ložiska. Kdy počet hydrostatických buněk narostl z původních 6-ti na 18.

Další variantou je změnou rozměrů buňky při zachování stálého počtu. Při tomto způsobu se množství protékajícího oleje příliš nezmění od původního návrhu z důvodu změny pouze šířky škrťící plochy šesti vstávajících buněk, která příliš neovlivní celkový obvod škrťících ploch. Nárůst škrťící plochy je zde z původních 90mm na 150mm a změna tuhosti ložiska patrná z grafů.

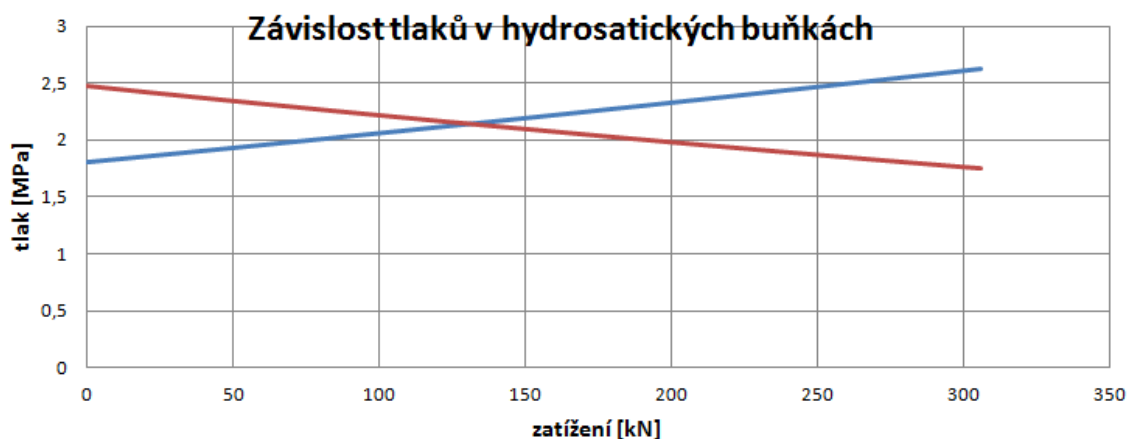
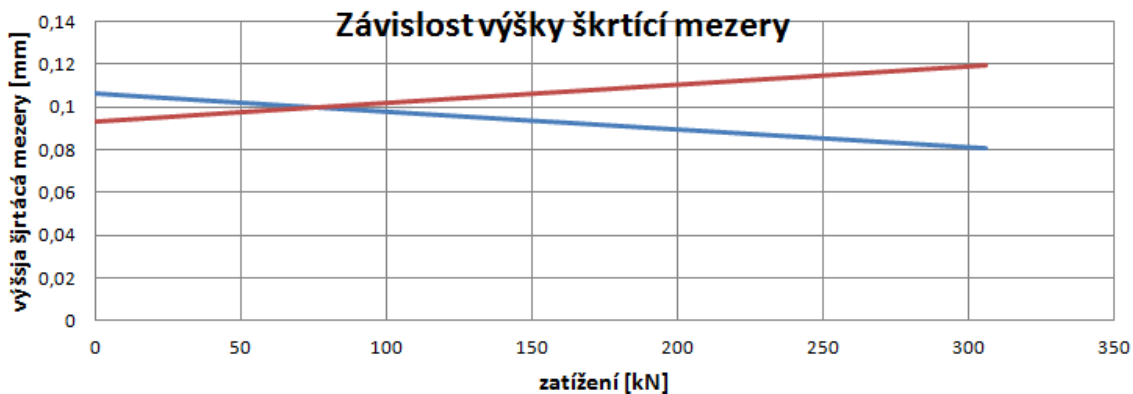
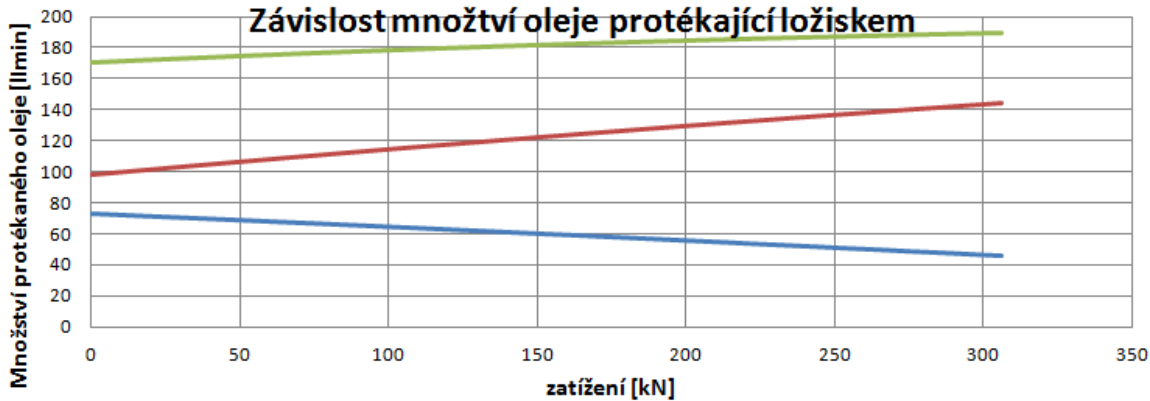
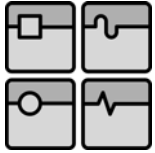
Poslední možností jak změnit chování ložiska je změna dodávaného tlaku. Dodávaný tlak čerpadlem byl zvýšen z 2MPa na 4MPa.



Graf 8 - Grafy závislostí pro změně rozměrů hydrostatické buňky (zvýšení šířky škrťací mezery 90mm→150mm)

hlavní ložisko - modrá barva, podpěrné ložisko - červená barva, zelná barva - součet

Dochází zde ke zvýšení tuhosti ložiska a zároveň ke snížení množství protékajícího oleje ložiskem, které je způsobeno zvýšením odporu proti proudění při průchodu oleje přes širší škrťací mezeru.



Graf 9 - Grafy závislostí pro změnu vstupního tlaku dodávaného čerpadlem z 2MPa na 4MPa
hlavní ložisko - modrá barva, podpěrné ložisko - červená barva, zelená barva - součet

Při této úpravě dochází taktéž k velkému nárůstu protékajícího oleje.



Nejvýhodnějším způsobem, pro zvýšení tuhosti, bude úprava rozměrů hydrostatického ložiska při zachování ostatních vstupních parametrů původního návrhu. Z obrázku Obr. 57 - Řez hlavní rotační osou stolu, je patrné, že konstrukce otočného stolu nijak neomezuje změnu rozměrů axiálního ložiska a proto může dojít ještě k výraznějšímu zvýšení tuhosti ložiska při větší změně šířky škrťací plochy.

Nevýhodou zvýšení šířky má za následek snižování roztečného průměru radiálního ložiska, jak ukazuje a proto bude muset být pro zachování tuhosti zvýšena jeho výška.

4.12. Návrh optimalizovaných rozměrů ložiska

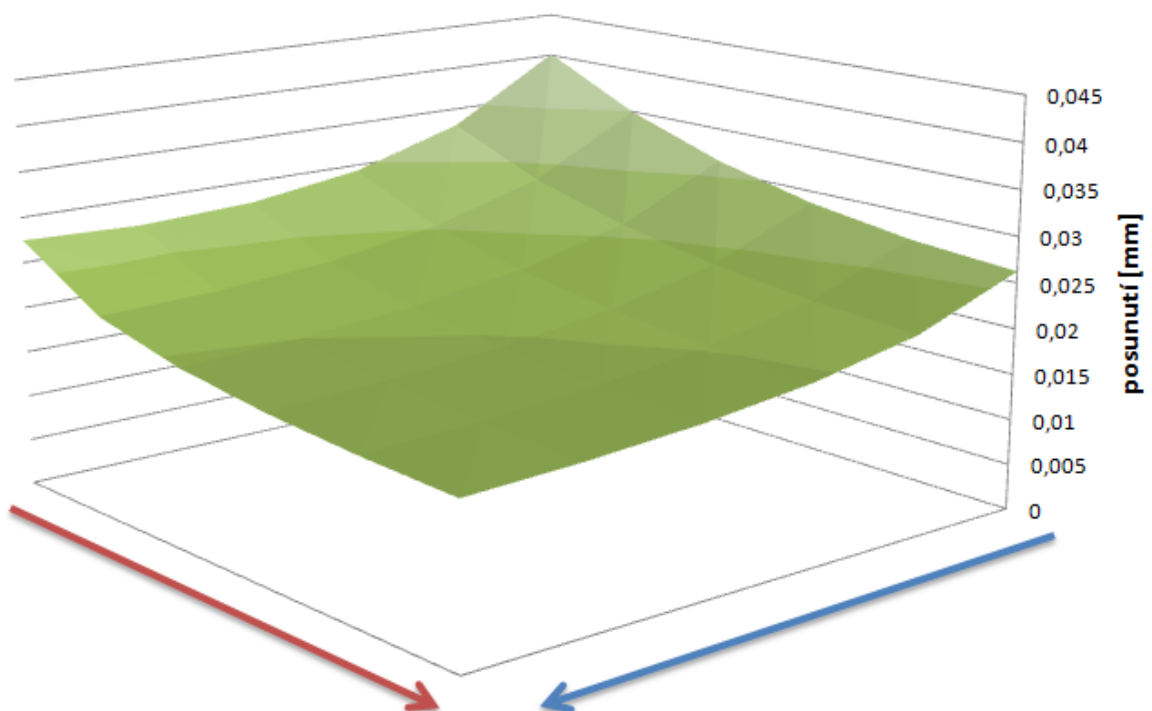
Z předchozích grafů vyplývá, že nejlepší úpravou pro změnu tuhosti ložiska bude změna rozměrů. Graf 10 udává změnu posunutí v závislosti na rozměrech ložiska. Výpočet viz. příloha *nejmensi_posunuti*

Tabulka vypočítaných hodnot

0,040125	0,033023	0,029337	0,027543	0,027009	0,027457	 rostoucí rozměry hlavního ložiska
0,034943	0,028627	0,025208	0,02329	0,022287	0,021908	
0,031227	0,025765	0,022762	0,021008	0,020003	0,019497	
0,028666	0,023841	0,021175	0,019594	0,01866	0,018156	
0,027058	0,022592	0,020153	0,018704	0,017841	0,017367	
0,026227	0,021858	0,019538	0,018176	0,017369	0,016929	
 rostoucí rozměry podpěrného ložiska						rozdíl posunutí rotoru ložiska [mm]

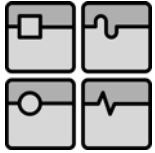
Tab. 1 - Vypočítané hodnoty posunů v závislosti na rozměrech ložiska

Závislost velikosti posunutí na rozměrech hlavního a podpěrného ložiska



Graf 10 - Závislost posunutí na rozměrech ložisek

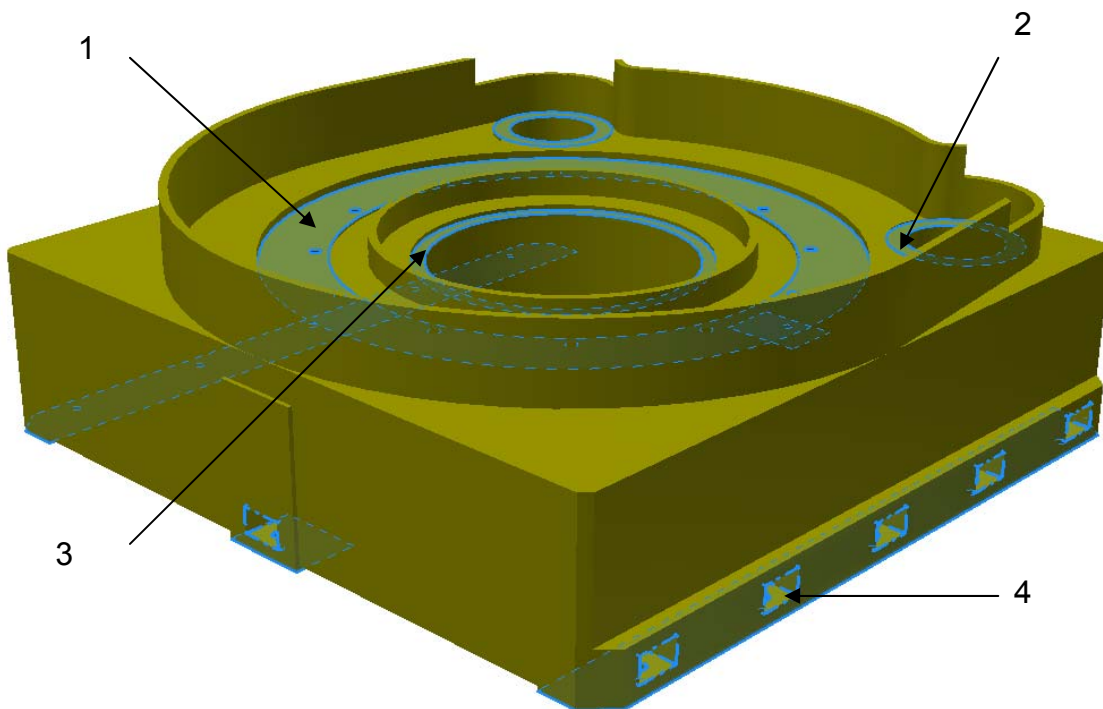
modrá šipka - rostoucí rozměr hlavního ložiska, červená šipka - rostoucí rozměry podpěrného ložiska



4.13. Rám otočného stolu

Rám otočného stolu volen jako odlitek ze stejného materiálu jako upínací deska otočného stolu.


Na odlitku obráběny plochy pro připevnění hydrostatického ložiska, pohonů a pro kotouč se snímacími hlavami odměřovacího systému. Dále obrobena plochy pro ustanovení rámu do pracovního prostoru stroje, nebo pro připojení stavěcích klínů, jestliže bude rám uložen na samostatném základu.



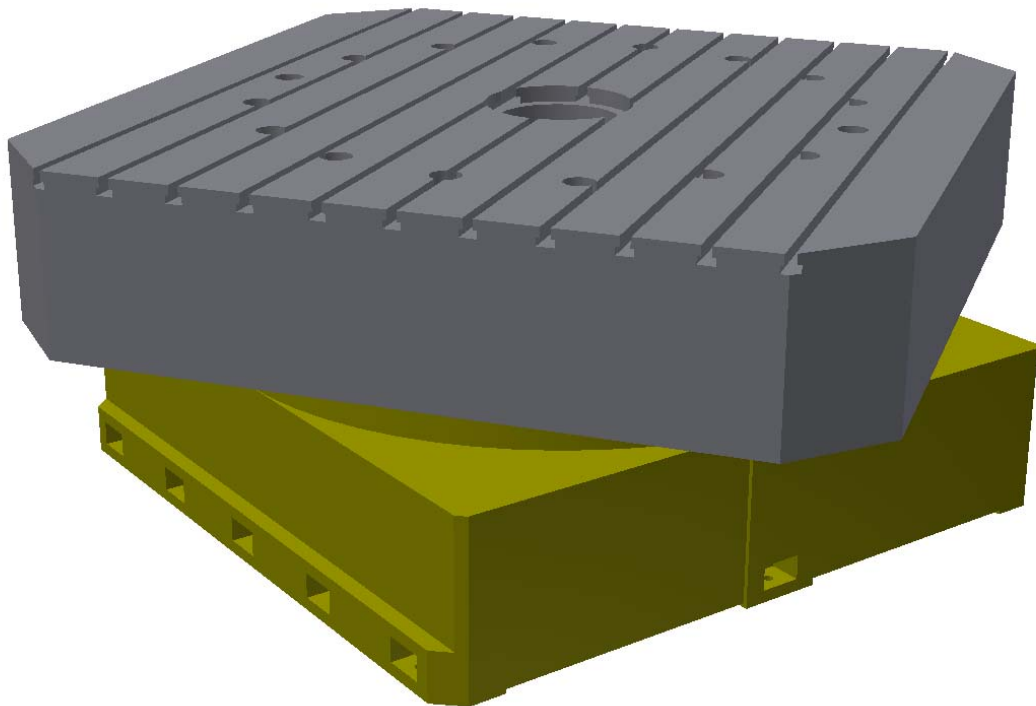
Obr. 55 - Pohled na rám otočného stolu

1 - plochy pro připojení hydrostatického ložiska, 2 - plochy pro připojení pohonů, 3 - plochy pro připojení kotouče odměřovacího systému, 4 - plochy pro uložení otočného stolu

Plochy pro uložení otočného stolu jsou celé obráběny pro možnost uložení otočného stolu na pracovní desky primárního stroje. Dále jsou zde vytvořeny a přizpůsobeny otvory díry pro možnost připojení stavěcích klínů RK FIXATOR SIZE IV od firmy Unisorb pro uložení a správné ustavení stolu na samostatném základu.

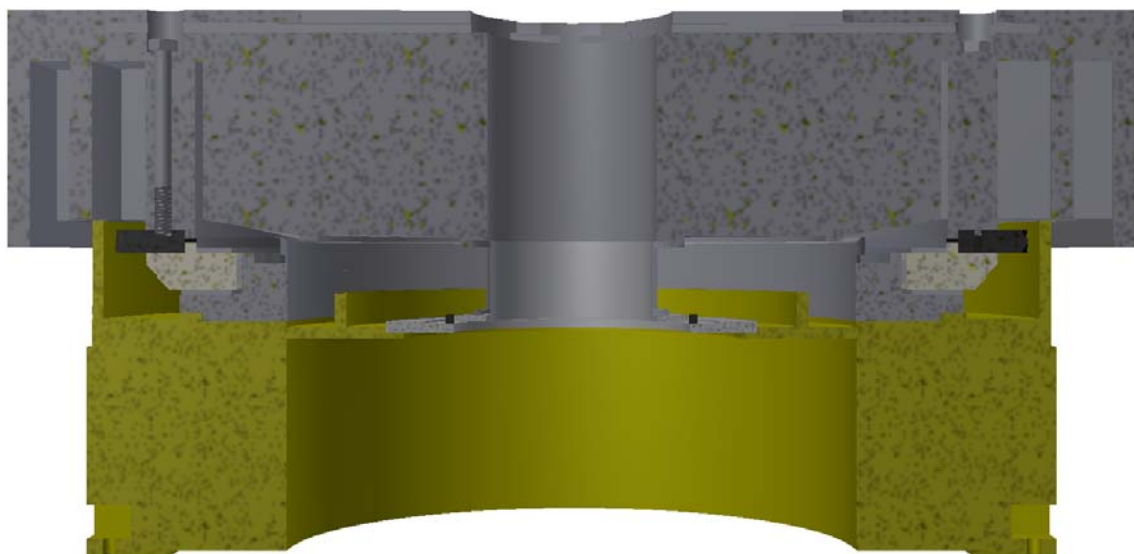
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 79
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

4.14. Pohledy na otočný stůl




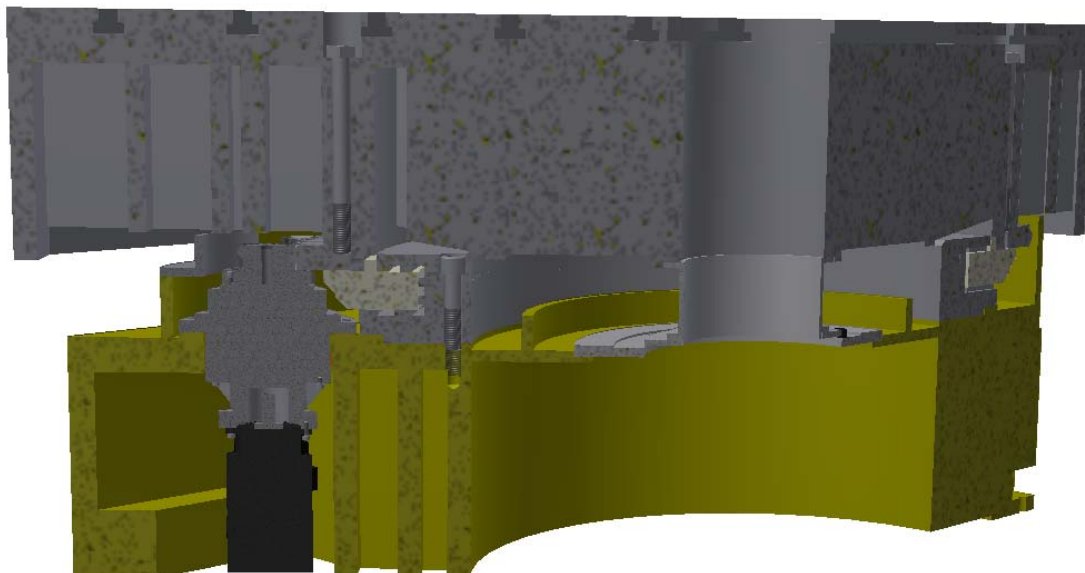
Obr. 56 - Celkový pohled na otočný stůl

Celkové rozměry otočného stolu
 šířka x délka x výška = 3000mm x 3000mm x 970MM




Obr. 57 - Řez hlavní rotační osou stolu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 80
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	



Obr. 58 - Čtvrtinový řez otočným stolem

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	


5. Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh otočného stolu s hydrostatickým uložením upínací desky na základě požadovaných parametrů.

V úvodu práce je popsáno využití otočných stolů ve výrobních procesech společně s uvedením výrobců těžkých otočných stolů a ukázkou jejich výrobků s uvedením jejich základních parametrů. Dále jsou v práci uvedeny základní konstrukční uzly, které je nutno vyřešit při konstrukci otočného stolu. Byly zde popsány druhy možných uložení upínacích desek a také druhy pohonů otočných stolů. Další část diplomové práce byla věnována hydrostatickým ložiskům, popisu principů funkce, rozdělení a vlastnostem jednotlivých druhů s uvedením základních vztahů.

V praktické části diplomové práce byly zvoleny základní rozměr upínací desky a pracovního prostoru otočného stolu na základě zjištěných parametrů již vyráběných stolů uvedených výrobců. Byl zde také proveden výpočet pohonu otočného stolu. Pohon zabírá v konstrukci otočného stolu značný prostor a ovlivňuje celkové rozměry stolu, protože v zadání nebylo uvedeno přesné použití stolu a proto byl celý pohon dimenzován bez přetěžování. S uvažováním přetěžování by mohl být celý pohon zmenšen a tím zmenšeny i celkové zástavbové rozměry otočného stolu a to především jeho výška, je závislá na rozměrech použité převodovky a motoru.

Dále jsem se zabýval návrhem axiálně radiálního ložiska pro uložení upínací desky. Pro uložení bylo dle zadání zvoleno hydrostatické ložisko s kapilární regulací. Byly navrženy rozměry ložiska s ohledem na zástavbové rozměry upínací desky a pohonu. Rozměry ložiska byly zvoleny jako maximální možné s ohledem na přenos maximálních klopných momentů. Dále byla navržena výška škrťicích mezer a zvolena hodnota 0,1mm a velikost dodávaného tlaku oleje čerpadlem. Dále zde byly také navrženy kapilární trubičky pro regulaci ložiska. Po návrhu ložiska byla provedena analýza chování, vypočítána změna výšky škrťicí mezery, tlaků v ložisku a protékajícího množství v závislosti na zatížení ložiska. Nejdůležitějším parametrem výpočtu byla změna polohy upínací desky vlivem jejího zatížení v axiálním směru. Z dosažených výsledků, změna polohy při maximálním a minimálním zatížení 0,061mm a byla provedena optimalizace v podobě změny vstupních hydrostatických odporů uskutečněna změnou rozměrů kapilárních trubiček. Z analýzy vyplynulo, že lepší vlastností ložiska dosáhneme zvětšením vstupního odporu kapilární trubičky na hlavním a zmenšením na podpěrném ložisku. Další krokem byla kontrola deformací hydrostatického ložiska z důvodu možného dosednutí styčných ploch ložiska při maximálních tlacích v ložisku. Z dosažených výsledků bylo zjištěno, že deformace chování ložiska ovlivňují minimálně. K analýze ve výpočtovém systému Ansys Flunet nedošlo z důvodu velké náročnosti z důvodu velkého počtu prvků, který se pohyboval i pro jednu hydrostatickou buňku s počtem prvků okolo $6 \cdot 10^6$. Značná náročnost na počet prvků spočívá ve velkém poměru mezi škrťicí mezerou o výšce jedné desetiny milimetru a ostatními rozměry hydrostatické buňky, které se pohybují ve stovkách milimetrů. Při použití podmínky *inflation* pro lepší modelování proudění kapaliny na stěnách hydrostatického ložiska dostáváme k výše uvedenému počtu prvků.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Další část se zabývala analýzou radiálního ložiska, kde byly zjištěny dodávaný tlak a relativní excentricita a průběh tlaku v ložisku při zatěžování ložiska radiálními silami.

V závěru práce byly provedena dílčí deformačně napěťová analýza upínací desky. Celková deformace sestavy otočného stolu nebyla provedena z důvodu velké náročnosti výpočtu, kde by byla velká náročnost na výpočet chování kapaliny hydrostatického ložiska.


Poslední provedenou analýzou bylo zjištění chování ložiska při symetrickém a nesymetrickém zatěžování, kdy kapalina pro jednotlivé buňky byly nahrazeny vazbami o odpovídající tuhosti pro hlavní, podpěrné i radiální ložisko zjištěných při návrzích jednotlivých ložisek. Z analýzy bylo zjištěno naklápění otočného stolu, které při nesymetrickém zatížení odpovídá hodnotě úhlu $0,004^\circ$.

Z vypočítaných hodnot a provedených analýz mohu usuzovat, že tuhost navrhovaného řešení ložiska není pro použití na přeném obráběcím stroji dostačující a je nutné provést úpravy ložiska, a to v podobě změny tvaru hydrostatických buněk, nebo změnou vstupních parametrů, mezi které můžeme zařadit odpory kapilárních trubiček, nebo zvýšením dodávaného tlaku čerpadlem, které by vedly ke zvýšení tuhosti ložiska, zmenšení deformací stolu a zvýšení přesnosti obráběné součásti.

Takto navržené ložisko a navržený stůl s malou přesností a velkými deformacemi při zatížení, by bylo možné použít např. pro hrubovací operace, kde by ale bylo vhodné použít jiný, méně nákladný typ uložení upínací desky.

Seznam obrázků

Obr. 1 - Otočný stůl Demmeler s jednou rotační osou (1)	11
Obr. 2 - Těžký otočný stůl FIBROMAX s posuvovou osou (1)	12
Obr. 3 - Kolébkový otočný stůl GANRO (3)	12
Obr. 4 - Naklápěcí těžký otočný stůl FIBROMAX (1)	12
Obr. 5 - Lože se saněmi otočného stolu (5).....	13
Obr. 6 - Otočný stůl Fermat (5).....	13
Obr. 7 - Schéma otočného stolu	14
Obr. 8 - Upínací deska otočného stolu Fermat - žebrovaný odlitek, valivé uložení upínací desky (křížové valivé ložisko) (5)	15
Obr. 9 – Hydrodynamická kluzná kruhová vedení (6).....	17
Obr. 10 - Radiálně-axiální hydrostatické ložisko pro otočný stůl (7)	18
Obr. 11 - Hydrostatické uložení upínací desky svislého soustruhu (6)	18
Obr. 12 - Drátové ložisko (6).....	19
Obr. 13 - Valivá dráha s křížovými válečky (6)	19
Obr. 14 - Radiálně-axiální ložisko INA YRT Speed s integrovaným měřicím systémem YRTSM pro otočné stoly (8).....	20
Obr. 15 - Schéma otočného stolu s přímým pohonem	21
Obr. 16 - Momentový motor AVEKO (9)	22
Obr. 17 - Bezvúlová převodovka REDEX KRP (10)	23
Obr. 18 - Princip hydrostatického ložiska (6)	24
Obr. 19 - Princip hydrostatické buňky (6).....	25
Obr. 20 - Statické charakteristiky buňky dvou základních hydraulických obvodů (6).....	32
Obr. 21 - Hydrostatická buňka s vyznačenými odpory proti proudění.....	35
Obr. 22 - Obdélníková hydrostatická buňka.....	37
Obr. 23 - Průběh rychlosti kapaliny proudící ve škrťací mezeře.....	37
Obr. 24 - Hydrostatická buňka radiálního ložiska	39
Obr. 25 - Schéma otočného stolu	42
Obr. 26 - Pracovní prostor otočného stolu	42
Obr. 27 - Schéma pohonu otočného stolu	43
Obr. 28 - Závislost maximálního výstupního kroutícího momentu převodovky Gudel na počtu cyklů zrychlování a zpomalování	45
Obr. 29 - Uložení pohonu na desce motoru připevněné k rámu	47
Obr. 30 - Pohled na mazání ozubeného převodu	48
Obr. 31 - Otvory pro přívod medií otočného stolu	48
Obr. 32 - Síly zatěžující hydrostatické ložisko otočného stolu	49
Obr. 33 - Pohled na model axiálně-radiálního ložiska a pohon otočného stolu	51
Obr. 34 - Pohled na přívod oleje pro hydrostatické buňky ložiska	51
Obr. 35 - Hromadění oleje na rámu stroje	52
Obr. 36 - Lícovací desky pro nastavení celkové vůle pro axiální ložisko	52
Obr. 37 - Rozměry hydrostatické buňky hlavní axiálního ložiska.....	53
Obr. 38 - Rozměry hydrostatické buňky podpěrného ložiska.....	53
Obr. 39 - Skutečná a zjednodušená hydrostatická buňka axiálního ložiska	54

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 84
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Obr. 40 - Silová rovnováha pro hydrostatické ložisko.....	56
Obr. 41 - Deformace hydrostatického ložiska.....	62
Obr. 42 - Model radiálního hydrostatického ložiska.....	62
Obr. 43 - Rozvin radiálního ložiska.....	63
Obr. 44 - Rozměry pro výpočet hydrostatických odporů radiálního ložiska	65
Obr. 45 - Pohled na upínací plochu upínací desky.....	67
Obr. 46 - Pohled na žebrování upínací desky.....	68
Obr. 47 - Detail uložení upínací desky.....	68
Obr. 48 - Pohled na konečně-prvkovou síť modelu.....	69
Obr. 49 - Deformace upínací desky (symetrické zatížení).....	70
Obr. 50 - Deformace upínací desky (nesymetrické zatížení).....	70
Obr. 51 - Odměřovací systém otočného stolu.....	71
Obr. 52 - Uložení odměřovacího systému.....	71
Obr. 53 - Posunutí při symetrickém zatížení.....	72
Obr. 54 - Posunutí při nesymetrickém zatížení.....	73
Obr. 55 - Pohled na rám otočného stolu.....	78
Obr. 56 - Celkový pohled na otočný stůl.....	79
Obr. 57 - Řez hlavní rotační osou stolu.....	79
Obr. 58 - Čtvrtinový řez otočným stolem.....	80

seznam grafů

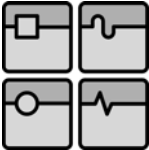
Graf 1 - Závislost množství protékajícího ložiskem na zatížení ložiska.....	58
Graf 2 - Závislost tlaku v hydrostatické buňce na zatížení ložiska.....	59
Graf 3 - Závislost výšky škrťací mezery na zatížení ložiska.....	60
Graf 4 - Závislost změny výšky škrťací mezery na velikostech vstupních odporů (odporů proto proudění v kapilárních trubičkách) při nulové a maximálním zatížení.	61
Graf 5 - Průběh tlaku v radiálním ložisku.....	64
Graf 6 - Závislost protékajícího množství oleje radiálním ložiskem.....	66
Graf 7 - Grafy závislostí pro změnu počtu hydrostatických buněk, 6 buněk → 18buněk.....	74
Graf 8 - Grafy závislostí pro změně rozměrů hydrostatické buňky (zvýšení šířky škrťací mezery 90mm→150mm).....	75
Graf 9 - Grafy závislostí pro změnu vstupního tlaku dodávaného čerpadlem z 2MPa na 4MPa.....	76
Graf 10 - Závislost posunutí na rozměrech ložisek.....	77

seznam tabulek


Tab. 1 - Vypočítané hodnoty posunů v závislosti na rozměrech ložiska.....	77
---	----

seznam příloh

ložisko_p-konst

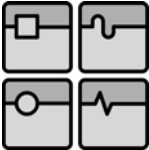
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 85
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

konstrukcni_vypocty
sroub
ozubeny_prevod
tabulka_vypocitanych_hodnot

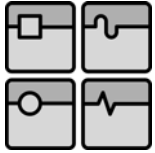
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 86
	DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením	

Seznam použité literatury

1. machinestools.it. *machinestools*. [Online] 2006. [Citace: 15. 4 2012.] http://www.machinestools.it/prodotti_nuovi_2.php?act=2&id_marchio=38&id_liv=110&id_prod=657.
2. Directindustry-fibro. *directindustry.cz*. [Online] 2012. [Citace: 11. 1 2012.] <http://www.directindustry.com/prod/fibro/linear-and-rotary-positioning-stages-5302-381210.html>.
3. Heavy duty rotary tables. *nccomponenti.it*. [Online] 2008. [Citace: 11. 1 2012.] <http://www.nccomponenti.it/catalog/it/Fibromax/1109?lang=2>.
4. Standard tilt rotary tables. *cnc indexing.cz*. [Online] 2005. [Citace: 12. 1 2012.] <http://www.cncindexing.com/standard-tilt-rotary-tables.html>.
5. Fermat. *fermatmachinery.com*. [Online] 2008. [Citace: 17. 9 2011.] <http://www.fermatmachinery.com/cs/776-konstrukce/2101-otocny-stul.html>.
6. **Breník, Přemysl a Pič, Josef.** *Obráběcí stroje konstrukce a výpočty*. Praha : SNTL, 1982. str. 576.
7. Zollern. *zollern.de*. [Online] 2011. [Citace: 19. 9 2011.] <http://www.zollern.de/en/plain-bearings/hydrostatic-bearings/bearing-components.html>.
8. Schaffler group INA FAG. *schaffler.cz*. [Online] 2011. [Citace: 2. 1 2011.] http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/branches/industry/productronic/productronic_product_range/precision_bearings/yrtsm/yrtsm.jsp.
9. AVEKO. *aveko.com*. [Online] 2011. [Citace: 24. 9 2011.] <http://www.aveko.com/aktuality/nas-prvni-prototyp-momentoveho-motoru-5/>.
10. MM Průmyslové spektrum. *mmspektrum.com*. [Online] 2010. [Citace: 24. 9 2011.] <http://www.mmspektrum.com/clanek/prevodovky-pro-obrabeci-stroje>.
11. Struktura a vlastnosti grafitických litin. *ime.fme.vutbr.cz*. [Online] [Citace: 11. 4 2012.] <http://ime.fme.vutbr.cz/files/Studijni%20opory/savgl/index.php?chapter=11>.
12. Fibro. *fibro.de*. [Online] 2006. [Citace: 24. 12 2010.] http://www.fibro.de/xdesk_neu/ximages/265/2483_ims1378fpr.pdf.
13. PELUG - TECH s.r.o. *pelug.cz*. [Online] 2006. [Citace: 17. 9 2011.] <http://www.pelug.cz/img/velke/pelug.jpg>.
14. Haas Automation. *haas.co.uk*. [Online] 2010. [Citace: 24. 12 2010.] <http://www.haas.co.uk/tr210.htm>.
15. **Khonsari, Michael M. a Booser, Richard E.** *Applied Tribology. Bearing Design and Lubrication*. New York : John Wiley & Sons, 2001. isbn 0-471-28302-9.
16. **Weck, M., Henning, J. a Winterschladen, M.** *Development of Hydrostatic Bearings*. Oxford : OX2 8DP, 2005. str. 801. isbn 0-7506-7836-4.
17. **Harnoy, Avraham.** *Bearign Design Machinery. Engineering Tribology and Lubrication*. New York : Marcel Dekker, 2003. str. 628. isbn 0-8247-0703-6.
18. UNISOR Installation Technologies. *unisorb.com*. [Online] 14. 2 2012. [Citace: 12. 03 2012.] <http://unisorb.com/>.
19. RENISHAW apply innovation. *renishaw.cz*. [Online] 2001-2012. [Citace: 3. 1 2012.] <http://www.renishaw.cz/cs/>.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	str. 87
	<p style="text-align: center;"> DIPLOMOVÁ PRÁCE Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením </p>	

20. Siemens industry automation driven technolgies. *siemens.com*. [Online] 2012. [Citace: 1. 1 2012.] <http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=ea0f46d792&ctxp=home>.
21. GÜDEL. *gudel.com*. [Online] 2012. [Citace: 12. 11 2011.] <http://www.gudel.com/components/gear-units/worm-gearboxworm-gear-units/>.
22. mm průmyslové spektrum. *mmspektrum.cz*. [Online] 2012. [Citace: 1. 1 2012.] <http://www.mmspektrum.com/>.
23. **Marek, Jiří et al.** *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha : MM publishing, 2010. str. 420. isbn 978-80-254-7980-3.

**Seznam použitých symbolů a znaků**


i	[-]	převodový poměr
M_k	[Nm]	kroučící moment
M_n	[Nm]	nominální kroučící moment
n	[min^{-1} , s^{-1}]	otáčky
F_a	[N]	axiální síla
ρ_{Mk}	[%]	předpětí motorů
a	[m/sg]	zrychlení
J	[kgmm^2]	moment setrvačnosti
M_t	[Nm]	třecí moment
D_r	[mm]	roztečný průměr
F	[N]	síla
f	[-]	koeficient tření
s	[mm]	dráha
F_g	[N]	gravitační síla
g	[m/s^2]	gravitační zrychlení
F_f	[N]	řezná síla
F_o	[N]	obvodová síla
F_r	[N]	radiální síla
F_c	[N]	celková síla
ν	[mm/s^2]	viskozita oleje
ρ	[kg/m^3]	hustota oleje
S_{efa}	[mm^2]	efektivní plocha ložiska
R	[-]	hydraulický odpor
p	[Pa]	tlak
m	[kg]	hmotnost
p_s	[Pa]	tlak dodávaný čerpadlem
p_r	[Pa]	tlak uvnitř hydrostatické buňky
Q	[m^3/s]	množství oleje
D	[mm]	průměr škrťící kapiláry
l	[mm]	délka škrťící kapiláry
v_{ule}	[mm]	vůle v ložisku
R_{in}	[-]	hydraulický odpor škrťící kapiláry
s	[mm]	škrťící plochy
h	[mm]	výška
x	[mm]	excentricita

příloha tabulka_vypocitanych_hodnot


množství oleje v hlavní ložisku [l/min]	množství oleje v poděprném ložisku [l/min]	celkové množství oleje protékající axiálními ložiskem [l/min]	zatížení [kN]
39,01769664	42,6162549	81,63395154	0
38,59219266	43,32659124	81,9187839	7,624923077
38,1634077	44,02982743	82,19323512	15,24984615
37,73133557	44,72595006	82,45728563	22,87476923
37,29597327	45,41495263	82,7109259	30,49969231
36,8573209	46,09683535	82,95415625	38,12461538
36,41538158	46,771605	83,18698657	45,74953846
35,97016139	47,4392747	83,40943609	53,37446154
35,52166926	48,09986382	83,62153308	60,99938462
35,06991693	48,75339772	83,82331466	68,62430769
34,61491884	49,39990768	84,01482652	76,24923077
34,15669208	50,03943065	84,19612273	83,87415385
33,69525628	50,67200915	84,36726543	91,49907692
33,23063359	51,29769109	84,52832468	99,124
32,76284856	51,9165296	84,67937816	106,7489231
32,29192809	52,5285829	84,82051099	114,3738462
31,81790136	53,13391415	84,95181551	121,9987692
31,34079978	53,73259129	85,07339107	129,6236923
30,86065689	54,3246869	85,18534379	137,2486154
30,37750831	54,91027811	85,28778642	144,8735385
29,89139172	55,4894464	85,38083812	152,4984615
29,40234674	56,06227755	85,46462429	160,1233846
28,91041493	56,6288615	85,53927642	167,7483077
28,41563972	57,18929222	85,60493194	175,3732308
27,91806638	57,74366767	85,66173405	182,9981538
27,41774196	58,29208968	85,70983165	190,6230769
26,9147153	58,83466392	85,74937921	198,248
26,40903693	59,37149978	85,78053671	205,8729231
25,90075915	59,9027104	85,80346955	213,4978462
25,38993594	60,42841261	85,81834854	221,1227692
24,87662297	60,9487269	85,82534988	228,7476923
24,36087767	61,46377751	85,82465517	236,3726154
23,84275913	61,97369236	85,81645149	243,9975385
23,32232825	62,4786032	85,80093145	251,6224615
22,79964769	62,97864563	85,77829332	259,2473846
22,27478195	63,47395927	85,74874122	266,8723077
21,74779745	63,96468783	85,71248529	274,4972308
21,21876261	64,45097937	85,66974198	282,1221538
20,68774793	64,93298645	85,62073438	289,7470769
20,15482613	65,41086645	85,56569258	297,372
19,62007228	65,88478184	85,50485412	304,9969231

tlak v hlavním ložisku [MPa]	tlak v podpěrném ložisku [MPa]	výška škrťací mezery hlavní ložisko [mm]	výška škrťací mezery podpěrné ložisko [mm]	zatižení [kN]
0,87280693	1,125884829	0,108899706	0,091100294	0
0,885099433	1,111314901	0,107997746	0,092002254	7,624923077
0,89748672	1,096890606	0,107098963	0,092901037	15,24984615
0,909968972	1,08261222	0,106203157	0,093796843	22,87476923
0,922546274	1,068479875	0,105310132	0,094689868	30,49969231
0,935218625	1,054493568	0,104419698	0,095580302	38,12461538
0,947985932	1,040653159	0,10353167	0,09646833	45,74953846
0,960848022	1,02695838	0,102645864	0,097354136	53,37446154
0,973804635	1,013408832	0,101762102	0,098237898	60,99938462
0,986855434	1,000003996	0,100880206	0,099119794	68,62430769
1	0,986743231	0,1	0,1	76,24923077
1,01323784	0,973625778	0,099121309	0,100878691	83,87415385
1,026568387	0,960650765	0,098243959	0,101756041	91,49907692
1,039991001	0,947817209	0,097367774	0,102632226	99,124
1,053504973	0,935124021	0,096492579	0,103507421	106,7489231
1,067109525	0,922570007	0,095618198	0,104381802	114,3738462
1,080803814	0,910153871	0,094744451	0,105255549	121,9987692
1,094586935	0,897874219	0,093871156	0,106128844	129,6236923
1,108457916	0,885729563	0,092998129	0,107001871	137,2486154
1,122415729	0,873718321	0,092125183	0,107874817	144,8735385
1,136459286	0,861838821	0,091252123	0,108747877	152,4984615
1,150587443	0,850089304	0,090378754	0,109621246	160,1233846
1,164798997	0,838467926	0,089504871	0,110495129	167,7483077
1,179092696	0,826972758	0,088630267	0,111369733	175,3732308
1,19346723	0,815601792	0,087754724	0,112245276	182,9981538
1,207921241	0,804352939	0,08687802	0,11312198	190,6230769
1,222453318	0,793224031	0,085999923	0,114000077	198,248
1,237062001	0,782212825	0,085120192	0,114879808	205,8729231
1,251745779	0,771316999	0,084238575	0,115761425	213,4978462
1,266503092	0,760534159	0,083354812	0,116645188	221,1227692
1,281332333	0,749861832	0,082468629	0,117531371	228,7476923
1,296231842	0,73929747	0,081579739	0,118420261	236,3726154
1,311199912	0,728838449	0,080687841	0,119312159	243,9975385
1,326234785	0,718482066	0,07979262	0,12020738	251,6224615
1,341334649	0,708225541	0,078893743	0,121106257	259,2473846
1,356497641	0,69806601	0,077990858	0,122009142	266,8723077
1,371721842	0,688000525	0,077083596	0,122916404	274,4972308
1,387005276	0,678026049	0,076171564	0,123828436	282,1221538
1,402345907	0,668139453	0,075254345	0,124745655	289,7470769
1,417741633	0,658337509	0,074331497	0,125668503	297,372
1,433190285	0,648616884	0,073402549	0,126597451	304,9969231

import parametrů autodesk

inHlav :=

 ...\\output-hlavni_lozisko.xlsx

$$\text{inHlav} = \begin{pmatrix} \text{"roztečný průměr ložiska"} & \text{"roztec_prum1"} & 1. \\ \text{"počet buněk ložiska"} & \text{"počet_bun1"} & \\ \text{"šířka škrťící mezery ložiska"} & \text{"sirka_sk_mez1"} & \\ \text{"šířka otokové mezery ložiska"} & \text{"sirka_odtok1"} & \\ \text{"poloměr hydrostatické buňky"} & \text{"polomer1"} & \end{pmatrix}$$

inPod :=

 ..\\output-podperne_lozisko.xlsx

$$\text{inPod} = \begin{pmatrix} \text{"roztečný průměr ložiska"} & \text{"roztec_prum"} & 1.27 \\ \text{"počet buněk ložiska"} & \text{"počet_bun"} & \\ \text{"šířka škrťící mezery ložiska"} & \text{"sirka_sk_mez"} & \\ \text{"šířka otokové mezery ložiska"} & \text{"sirka_odtok"} & \\ \text{"poloměr hydrostatické buňky"} & \text{"polomer"} & \end{pmatrix}$$

rozměry hlavního ložiska

Roztečný průměr roztec_prum₁ := inHlav_{0,2} = 1.3×10^3 mm

počet buněk ložiska pocet_bun₁ := inHlav_{1,2} = 6

šířka škrťící mezery ložiska sirka_sk_mez₁ := inHlav_{2,2} = 30 mm

šířka odtokové mezery ložiska sirka_odtok₁ := inHlav_{3,2} = 10 mm

poloměr hydrostatické buňky polomer₁ := inHlav_{4,2} = 10 mm

rozměry podpěrného ložiska

Roztečný průměr roztec_prum₂ := inPod_{0,2} = 1.27×10^3 mm

počet buněk ložiska pocet_bun₂ := inPod_{1,2} = 6 mm

šířka škrťící mezery ložiska sirka_sk_mez₂ := inPod_{2,2} = 20 mm

šířka odtokové mezery ložiska sirka_odtok₂ := inPod_{3,2} = 10 mm

poloměr hydrostatické buňky polomer₂ := inPod_{4,2} = 5 mm

zadani :=

 zadani.xlsx


$$\text{zadani} = \begin{pmatrix} \text{"maximální hmotnost"} & \text{"momax"} & 2.5 \times 10^4 & \text{"kg"} \\ \text{"maximální otáčky"} & \text{"nudmax"} & 2 & \text{"1/mi"} \\ \text{"masimální zatížení"} & \text{"Mkudmax"} & 2.5 \times 10^4 & \text{"Nm"} \end{pmatrix}$$

zadané parametry

maximální hmotnost obrobku $m_{\text{omax}} := \text{zadani}_{0,2} = 2.5 \times 10^4 \text{ kg}$

maximální otáčky stolu $n_{\text{udmax}} := \text{zadani}_{1,2} = 2 \text{ min}^{-1}$

maximální kroutící moment desky $M_{\text{kudmax}} := \text{zadani}_{2,2} = 2.5 \times 10^4 \text{ Nm}$


vypocty :=  <konstrukci_vypocty-output.xls>

$$\text{vypocty} = \begin{cases} \text{"hmotnost upínací desky"} & \text{"mud"} & 5 \times 10^3 & \text{"kg"} \\ \text{"maximální axiální zatížení"} & \text{"Fca"} & 2.974 \times 10^5 & \text{"N"} \\ \text{"maximální radiální zatížení"} & \text{"Fcr"} & 5.593 \times 10^4 & \text{"N"} \end{cases}$$

výpočtové parametry

hmotnost upínací desky $m_s := \text{vypocty}_{0,2} = 5 \times 10^3 \text{ kg}$

maximální axiální zatížení ložiska $F_{\text{ca}} := \text{vypocty}_{1,2} = 2.974 \times 10^5 \text{ N}$

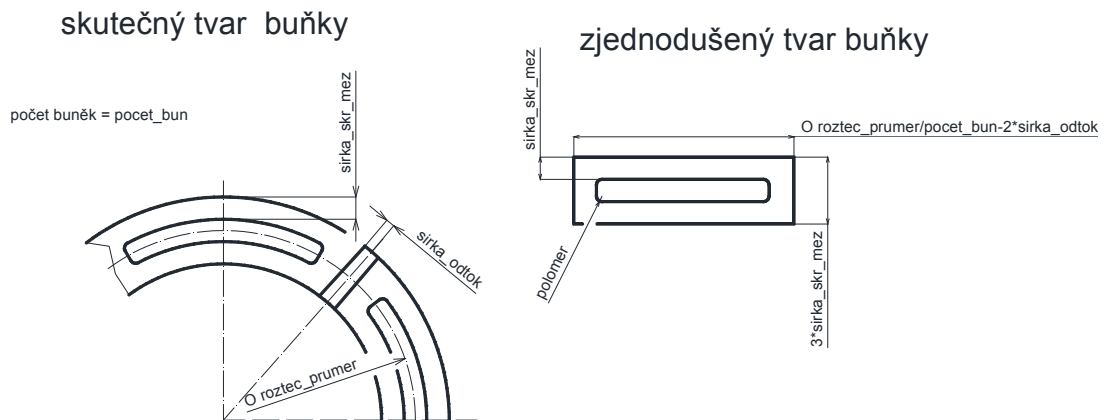
olej :=  **olej.xls**

$$\text{olej} = \begin{cases} \text{"Olej pro napájení ložiska - Mogul HM46"} & 0 & 0 & 0 \\ \text{"viskozita oleje"} & \text{"v"} & 4.6 \times 10^{-5} & \text{"mm}^2/\text{s} \\ \text{"hustota oleje při 40°C"} & \text{"ro"} & 865 & \text{"kg/m}^3 \end{cases}$$

viskozita oleje $\nu := \text{olej}_{1,2} = 4.6 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

hustota oleje $\rho := \text{olej}_{2,2} = 865 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

význam symbolů při načtení vstupních parametrů



Vstupní parametry

maximální hmotnost obroku

$$m_{\text{omax}} = 2.5 \times 10^4 \quad \text{kg}$$

viskozita tlakového oleje

Použitý olej Mogul HM46

kinematická viskozita při teplotě 40°C

$$\nu = 4.6 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

hustota oleje při teplotě 40°C

$$\rho = 865 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

dynamická viskozita

$$\mu := \nu \cdot \rho = 0.04 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

hmotnost upínací desky a dalších části stolu zatěžující ložisko

$$m_s = 5 \times 10^3 \quad \text{kg} \quad \text{gravitační konstanta } g := g \cdot \frac{\text{s}^2}{\text{m}} = 9.80$$

počet buněk hydrostatického ložiska volena pro hlavní, podpěrné i radiální ložisko stejná

$$i_b := \text{pocet_bun}_1 = 6$$

zatížení ložiska (gravitační síla obrobku + řezné síly)

počet kroků pro programování

 $i := 0..40$

	0	
0	0	
1	$7.625 \cdot 10^3$	
2	$1.525 \cdot 10^4$	
3	$2.287 \cdot 10^4$	
4	$3.05 \cdot 10^4$	
5	$3.812 \cdot 10^4$	
6	$4.575 \cdot 10^4$	
7	$5.337 \cdot 10^4$	
8	$6.1 \cdot 10^4$	
9	$6.862 \cdot 10^4$	
10	$7.625 \cdot 10^4$	
11	$8.387 \cdot 10^4$	
12	$9.15 \cdot 10^4$	
13	$9.912 \cdot 10^4$	
14	$1.067 \cdot 10^5$	
15	...	

$$\text{zatizeni} := \left\{ \begin{array}{l} \text{for } k \in i \\ \text{zat}_k \leftarrow \left(k \cdot \frac{F_{ca}}{39} \right) \\ \text{zat} \end{array} \right. = \text{N}$$

maximální zatížení je $\text{zatizeni}_{40} = 3.05 \times 10^5 \text{ N}$

dochází tedy k přetěžování stolu ikdyž do zatížení od obrobku jsou zahrnuty všechny axiální síly působící na obrobek

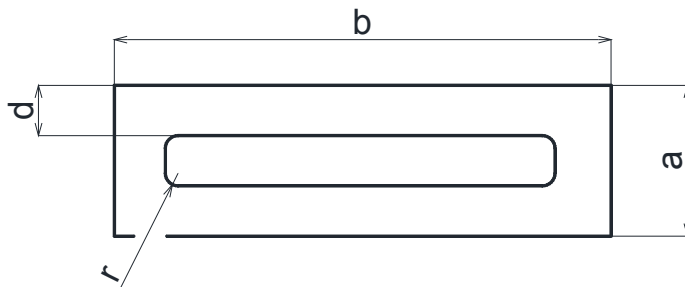
maximální axiální zatížení bez gravitační síly upínací desky $\text{zatizeni}_{40} = 3.05 \times 10^5 \text{ N}$

if($F_{ca} < \text{zatizeni}_{40}$, "zatížení vyšší jak maximální hmotnost obrobku" , "nižší") = "zatížení vyšší jak ma:

Návrh rozměru hydrostatických buněk

Rozměr výpočtové buňky

rozměry výpočtové buňky

**Rozměry hlavního ložiska (volené) v m**

$$a_1 := 4 \cdot \frac{\text{sirka_sk_mez}_1}{1000} = 0.12 \quad b_1 := \frac{\frac{\pi \cdot \text{roztec_prum}_1}{\text{pocet_bun}_1} - 2 \cdot \text{sirka_odtok}_1}{1000} = 0.661$$

$$r_1 := \frac{\text{polomer}_1}{1000} = 0.01 \quad d_1 := \frac{\text{sirka_sk_mez}_1}{1000} = 0.03$$

Kontrola dosedacích ploch ložiska bez dodávky tlakového oleje na otláčení

$$S_{\text{skr1}} := \left[a_1 \cdot b_1 - \left[(a_1 - 2d_1) \cdot (b_1 - 2d_1) \right] + 4r_1^2 - \pi \cdot r_1^2 \right] \cdot 1000000 = 433 \cdot \text{mm}^2$$

$$p_{\text{maxSskr1}} := \frac{\text{zatizeni}_{40} + m_s \cdot g}{i_b \cdot S_{\text{skr1}}} = 1.362 \quad \text{MPa}$$

Mez kluzu pro ocel 11 600 $R_{e11600} := 590 \text{ MPa}$ Dovolený tlak pro ocej 11 600 $p_{\text{dov11600}} := 0.8R_{e11600} = 472 \text{ MPa}$

$$\text{bezpecnost}_{\text{Sskr1p}} := \frac{P_{\text{dov11600}}}{P_{\text{maxSskr1}}} = 346.583$$

if (bezpecnost_{Sskr1p} > 1, "vyhovuje", "nevyhovuje") = "vyhovuje"

Efektivní plocha hydrostatické buňky

$$S_{\text{efa1}} := (a_1 - 2d_1)(b_1 - 2d_1) + r_1^2(\pi - 4) + d_1 \cdot [a_1 + b_1 - 4(d_1 - r_1)] + \pi \left[\frac{d_1 \cdot (2r_1 + d_1)}{2 \cdot \ln\left(\frac{r_1 + d_1}{r_1}\right)} - r_1 \right]$$

$$S_{\text{efa1}} = 0.058 \quad \text{m}$$

Hydraulický odpor škrťací mezery hlavního ložiska pro $h_{1,0} := 0.0001 \quad \text{m}$

Hydraulický odpor škrťací mezery

Odpor rovných ploch škrťací mezery

$$R_{\text{ss1.0}} := \frac{6d_1 \cdot \mu}{[a_1 + b_1 - 4(d_1 + r_1)]h_{1,0}^3} = 1.154 \times 10^{10}$$

Odpor zaoblených rohů škrťací plochy

$$R_{\text{a1.0}} := \frac{6\mu \cdot \ln\left(\frac{r_1 + d_1}{r_1}\right)}{\pi h_{1,0}^3} = 1.053 \times 10^{11}$$

Celkový odpor škrťací mezery

$$R_{\text{ssa1.0}} := \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{a1.0}}} + \frac{1}{R_{\text{ss1.0}}}} = 1.04 \times 10^{10}$$

Rozměry hydrostatické buňky podpěrného ložiska v m

$$a_2 := 4 \cdot \frac{\text{sirka_sk_mez}_2}{1000} = 0.08 \quad b_2 := \frac{\frac{\pi \cdot \text{roztec_prum}_2}{\text{pocet_bun}_2} - 2 \cdot \text{sirka_odtok}_2}{1000} = 0.645$$

$$r_2 := \frac{\text{polomer}_2}{1000} = 5 \times 10^{-3} \quad d_2 := \frac{\text{sirka_sk_mez}_2}{1000} = 0.02$$

Efektivní plocha podpěrného ložiska

$$S_{\text{efa}2} := (a_2 - 2d_2)(b_2 - 2d_2) + r_2^2(\pi - 4) + d_2 \cdot [a_2 + b_2 - 4(d_2 - r_2)] + \pi \left[\frac{d_2 \cdot (2r_2 + d_2)}{2 \cdot \ln\left(\frac{r_2 + d_2}{r_2}\right)} - r_2^2 \right]$$

Výška škrťící mezery podpěrného ložiska

$$h_{2,0} := 0.0001$$

Hydraulický odpor škrťící mezery podpěrného ložiska pro $h_{2,0} = 1 \times 10^{-4}$

Odpor rovných proch škrťící mezery

$$R_{\text{ss}2,0} := \frac{6d_2 \cdot \mu}{[a_2 + b_2 - 4(d_2 + r_2)]h_{2,0}^3} = 7.64 \times 10^9$$

Odpor zaoblených rohů škrťící plochy

$$R_{\text{a}2,0} := \frac{6\mu \cdot \ln\left(\frac{r_2 + d_2}{r_2}\right)}{\pi h_{2,0}^3} = 1.223 \times 10^{11}$$

Celkový odpor škrťící mezery

$$R_{\text{ssa}2,0} := \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{a}2,0}} + \frac{1}{R_{\text{ss}2,0}}} = 7.191 \times 10^9$$

Minimální tlak pro odálení styčných ploch

obsah hydrostatické buňky hlavního ložiska

$$S_{\text{b}1} := (a_1 - d_1 - 2r_1) \cdot (b_1 - d_1 - 2r_1) + \pi \cdot r_1^2 = 0.043 \quad \text{m}^2$$

kde $zátizeni_{30} = 2.287 \times 10^5 \text{ N}$

které odpovídá maximálnímu zatížení upínací desky, kdy hydrostatické ložisko není uvedeno do provozu, tj. maximální hmotnost obrobku bez řezných sil a sil od pohonu + určité dovolené přetížení

$$p_{\min} := \frac{m_s \cdot g + zátizeni_{30}}{S_{b1} \cdot i_b} = 1.075 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Volím dodávný tlak čerpadlem do hydrostatického ložiska

$$p_s' := \text{ceil}\left(\frac{p_{\min}}{1000000}\right) = 2 \text{ MPa}$$

$$p_s := p_s' \cdot 1000000 = 2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

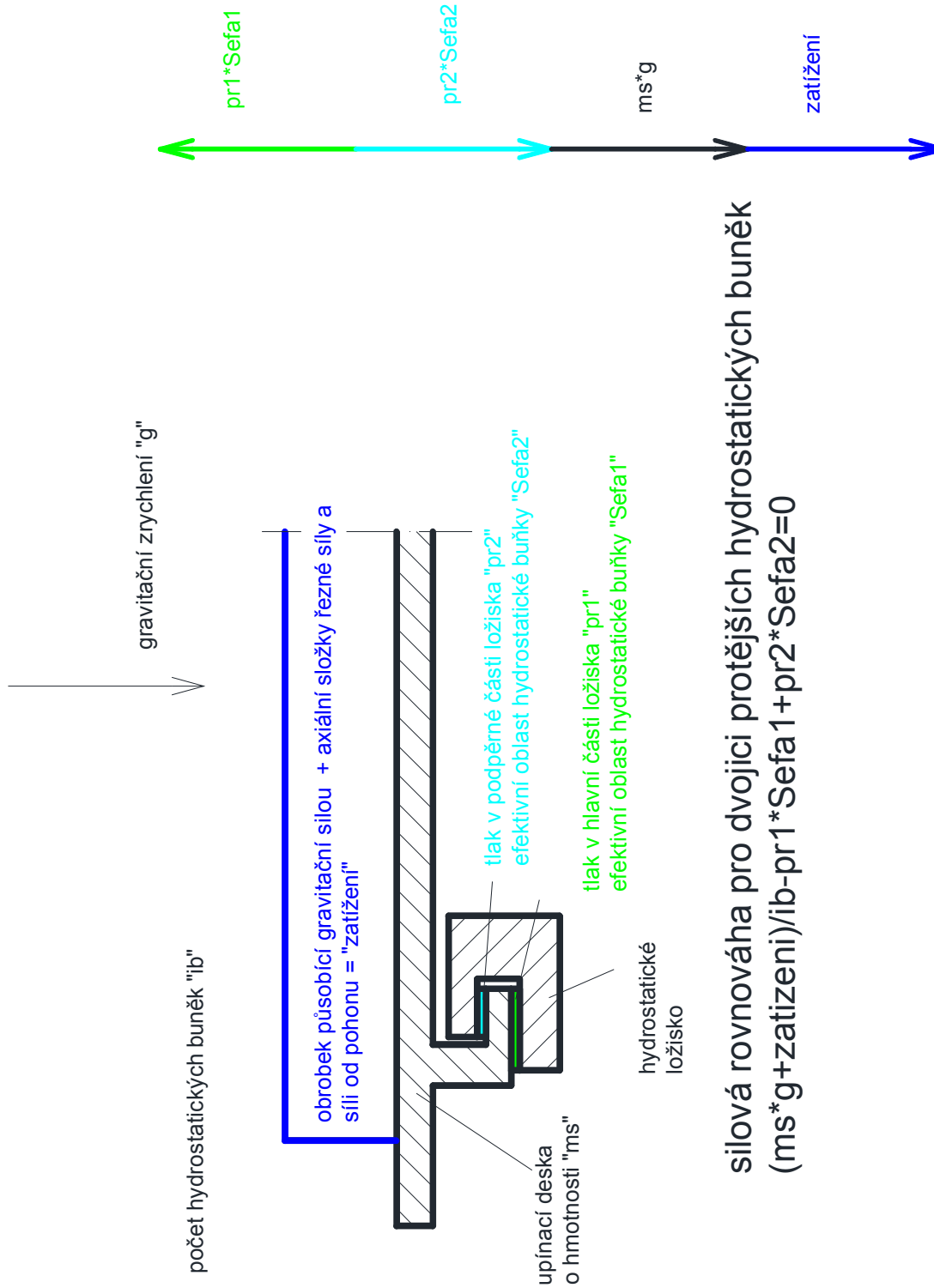
Volím tlak v buňce hlavního hydrostatického ložiska pro výpočet kapilárních trubiček v polehe

$$h_{1,0} = 1 \times 10^{-4} \text{ mm} \quad h_{2,0} = 1 \times 10^{-4}$$

Při zatížení $zátizeni_{10} = 7.625 \times 10^4 \text{ N}$

$$p_{r1,0} := \frac{p_s}{2} = 1 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Tlak v buňce podpěrného hydrostatického ložiska vypočítaný ze silové rovnováhy



silová rovnováha pro dvojici protějších hydrostatických buněk
 $(ms \cdot g + zatížení) / ib - pr1 \cdot Sefa1 + pr2 \cdot Sefa2 = 0$

$$P_{r2.0} := \frac{m_s \cdot g + \text{zatizeni}_{10}}{i_b} + P_{r2.0} \cdot S_{efa2} - P_{r1.0} \cdot S_{efa1} = 0 \text{ solve, } P_{r2.0} \rightarrow 986743.2309501718751 \text{ Pa}$$

$$P_{r2.0} = 9.867 \times 10^5$$

Množství oleje protékající hydrostatickou buňkou pro

$$h_{1.0} = 1 \times 10^{-4} \text{ m} \quad h_{2.0} = 1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\text{Hlavní ložisko} \quad Q_{1.0} := \frac{P_{r1.0}}{R_{ssa1.0}} = 9.615 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Podpěrné ložisko} \quad Q_{2.0} := \frac{P_{r2.0}}{R_{ssa2.0}} = 1.372 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Celkové množství dodávaného tlakového oleje do ložiska} \quad Q_C := (Q_{1.0} + Q_{2.0}) \cdot i_b = 1.4 \times 10^{-3}$$

$$\text{Celkové množství oleje dodávaného do protějších buněk} \quad Q_c := Q_{1.0} + Q_{2.0} = 2.334 \times 10^{-4}$$

Návrh kapilární regulace

Hydraulický odpor škrťící kapiláry

$$R_{in} = \frac{64\mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} \text{ solve, } l \rightarrow \frac{\pi \cdot R_{in} \cdot d^4}{64 \cdot \mu}$$

l - délka škrťící kapiláry
μ - viskozita oleje

Návrh škrťící kapiláry hlavního ložiska

Rozdíl dodávaného tlaku a tlaku uvnitř hydrostatické buňky

$$\Delta p = p_s - p_r = R_{in} \cdot Q \quad Q - \text{dodávané množství oleje}$$

Hydraulický odpor škrťící kapiláry

$$p_s - p_r = R_{in} \cdot Q \text{ solve, } R_{in} \rightarrow -\frac{p_r - p_s}{Q}$$

hydraulický odpor škrťící kapiláry hlavního ložiska

$$R_{in1} := \frac{p_s - P_{r1.0}}{Q_{1.0}} = 1.04 \times 10^{10}$$

průměr škrťící kapiláry volen $D_1 := 0.004 \text{ m}$

délka škrťící kapiláry $l_1 := \frac{\pi \cdot R_{in1} \cdot D_1^4}{64 \cdot \mu} = 3.285 \text{ m}$

hydraulický odpor škrťící kapiláry podpěrného ložiska

$$R_{in2} := \frac{p_s - p_{r2.0}}{Q_{2.0}} = 7.384 \times 10^9$$

průměr škrťící kapiláry volen $D_2 := 0.001 \text{ m}$

délka škrťící kapiláry $l_2 := \frac{\pi \cdot R_{in2} \cdot D_2^4}{64 \cdot \mu} = 9.109 \times 10^{-3} \text{ m}$

Chování ložiska při zatěžování změna polohy

Vycházíme ze silové rovnováhy

$$\frac{m_s \cdot g + \text{zatížení}}{i_b} - p_{r1} \cdot S_{efa1} + p_{r2} \cdot S_{efa2} = 0$$

kde

$$p_r = p_s - Q \cdot R_{in}$$

kde

$$Q = \frac{p_r}{R_c}$$

po dosazení

$$p_r = p_s - Q \cdot R_{in} \text{ substitute, } Q = \frac{p_r}{R_c} \rightarrow p_r = \frac{R_c \cdot p_s - R_{in} \cdot p_r}{R_c} \text{ simplify } \rightarrow p_r = p_s - \frac{R_{in} \cdot p_r}{R_c}$$

potom

$$p_r = p_s - \frac{p_r}{R_c} \cdot R_{in} \text{ solve, } p_r \rightarrow \frac{R_c \cdot p_s}{R_c + R_{in}}$$

Celkový odpor

$$R_c = \frac{1}{\frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_{ss}}}$$

kde R_a, R_{SS}

$$R_a = \frac{6\mu \cdot \ln\left(\frac{r+d}{r}\right)}{\pi \cdot h^3}$$

$$R_{SS} = \frac{6d \cdot \mu}{[a+b-4(d+r)]h^3}$$

po dosazení za R_a, R_S

$$R_c = \frac{6\mu}{h^3 \left[\frac{\pi}{\ln\left(\frac{r+d}{r}\right)} + \frac{a+b-4(r+d)}{d} \right]}$$

Můžeme tedy napsat

$$R_c = \frac{K_{\xi}}{h^3}$$

kde konstanta škrcení závisí na roměrech hydrostatické buňky a viskozitě oleje

$$K_{\xi} = \frac{6\mu}{\frac{\pi}{\ln\left(\frac{r+d}{r}\right)} + \frac{a+b-4(r+d)}{d}}$$

Pro hlavní ložisko

$$K_{\xi 1} := \frac{6\mu}{\frac{\pi}{\ln\left(\frac{r_1+d_1}{r_1}\right)} + \frac{a_1+b_1-4(r_1+d_1)}{d_1}} = 0.01$$

pro podpěrné ložisko

$$K_{\xi 2} := \frac{6\mu}{\frac{\pi}{\ln\left(\frac{r_2+d_2}{r_2}\right)} + \frac{a_2+b_2-4(r_2+d_2)}{d_2}} = 7.191 \times 10^{-3}$$

po substituci

$$p_r = p_s - \frac{p_r}{R_c} \cdot R_{in} \left| \begin{array}{l} \text{substitute, } R_c = \frac{K_{\xi}}{h^3} \\ \text{solve, } p_r \end{array} \right. \rightarrow \frac{p_s \cdot K_{\xi}}{R_{in} \cdot h^3 + K_{\xi}}$$

po dosazení do silové rovnováhy

$$\frac{m_s \cdot g + \text{zatizení}}{i_b} - p_{r1} \cdot S_{efa1} + p_{r2} \cdot S_{efa2} = 0 \left| \begin{array}{l} \text{substitute, } p_{r1} = \frac{p_s \cdot K_{\xi 1}}{R_{in1} \cdot h_1^3 + K_{\xi 1}} \\ \text{substitute, } p_{r2} = \frac{p_s \cdot K_{\xi 2}}{R_{in2} \cdot h_2^3 + K_{\xi 2}} \end{array} \right. \rightarrow \frac{9.80665 \cdot m}{9.80665 \cdot m}$$

Celková vůle v ložisku vule := 0.0002

$$vule = h_1 + h_2 \text{ solve, } h_2 \rightarrow 0.0002 - h_1$$

po dosazení do silové rovnováhy

$$\frac{m_s \cdot g + \text{zatizení}}{i_b} - p_{r1} \cdot S_{efa1} + p_{r2} \cdot S_{efa2} = 0 \left| \begin{array}{l} \text{substitute, } p_{r1} = \frac{p_s \cdot K_{\xi 1}}{R_{in1} \cdot h_1^3 + K_{\xi 1}} \\ \text{substitute, } p_{r2} = \frac{p_s \cdot K_{\xi 2}}{R_{in2} \cdot h_2^3 + K_{\xi 2}} \\ \text{substitute, } h_2 = vule - h_1 \end{array} \right. \rightarrow \frac{9.80665 \cdot m}{9.80665 \cdot m}$$

po všech substitucích

$$\frac{m_s \cdot g + \text{zatizení}}{i_b} - p_{r1} \cdot S_{efa1} + p_{r2} \cdot S_{efa2} = 0 \left| \begin{array}{l} \text{substitute, } p_{r1} = \frac{p_s \cdot K_{\xi 1}}{R_{in1} \cdot h_1^3 + K_{\xi 1}} \\ \text{substitute, } p_{r2} = \frac{p_s \cdot K_{\xi 2}}{R_{in2} \cdot h_2^3 + K_{\xi 2}} \\ \text{substitute, } h_2 = vule - h_1 \end{array} \right. \rightarrow \frac{9.80665 \cdot m}{9.80665 \cdot m}$$

$$\frac{9.80665 \cdot m_s \cdot K_{s1} \cdot K_{s2} + K_{s1} \cdot K_{s2} \cdot \text{zatizeni} + 9.80665 \cdot R_{i1} \cdot h_1^3 \cdot m_s \cdot K_{s2} + R_{i1} \cdot h_1^3 \cdot K_{s2} \cdot \text{zatizeni} -$$

analitické (obecné) rovnice silové rovnováhy nenalezeno

výška škrťící meziry pro nulové zatížení $k := 0$ $\text{zatizeni}_5 = 3.812 \times 10^4$

$$\text{vyska} := \frac{9.80665 \cdot m_s \cdot K_{s1} \cdot K_{s2} + K_{s1} \cdot K_{s2} \cdot \text{zatizeni}_k + 9.80665 \cdot R_{in1} \cdot h_1^3 \cdot m_s \cdot K_{s2} + R_{in1} \cdot h_1^3 \cdot K_{s2} \cdot \text{zatizeni}_k}{}$$

$$\text{vyska} = \begin{pmatrix} 4.289 \times 10^{-4} \\ 1.089 \times 10^{-4} \\ -1.065 \times 10^{-4} + 2.142i \times 10^{-4} \\ 1.376 \times 10^{-4} - 1.493i \times 10^{-4} \\ 1.376 \times 10^{-4} + 1.493i \times 10^{-4} \\ -1.065 \times 10^{-4} - 2.142i \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

uvažujeme pouze druhé řešení kdy výška škrťící mezery je reálné číslo a v rozsahu $0 < \text{vyska} < v$

numerické řešení nalezeno

Závislost výšky škrťací mezery na zatížení

vysk₁ := k
for k ∈ i

$$\text{vyska}_{1_k} \leftarrow \frac{9.80665 \cdot m_s \cdot K_{s1} \cdot K_{s2} + K_{s1} \cdot K_{s2} \cdot \text{zatizeni}_k + 9.80665 \cdot R_{in1} \cdot h_1^3 \cdot m_s \cdot K_{s2} + R_{in}}$$

vyska₁

pro každý krok zatížení má rovnice 6 možných řešení

uvažujeme pouze reálná čísla v rozmezí celkové vůle v ložisku $v_{ule} = 2 \times 10^{-4}$ mm vysk₁.

závislost výšky na zatížení

závislost výšky škrťací mezery na zatížení pro hlavní ložisko separace druhého kořene

$\text{vyska}_1 := \left\{ \begin{array}{l} k \leftarrow 0 \\ \text{for } k \in i \\ \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{vys} \leftarrow \text{vysk}_{1_k} \\ \text{vyska}_{1_k} \leftarrow \text{vys}_1 \end{array} \right. \\ \text{vyska}_1 \end{array} \right.$	=	0		
		0	$1.089 \cdot 10^{-4}$	
		1	$1.08 \cdot 10^{-4}$	
		2	$1.071 \cdot 10^{-4}$	
		3	$1.062 \cdot 10^{-4}$	
		4	$1.053 \cdot 10^{-4}$	
		5	$1.044 \cdot 10^{-4}$	
		6	$1.035 \cdot 10^{-4}$	
		7	$1.026 \cdot 10^{-4}$	
		8	$1.018 \cdot 10^{-4}$	
		9	$1.009 \cdot 10^{-4}$	
		10	$1 \cdot 10^{-4}$	mm
		11	$9.912 \cdot 10^{-5}$	
		12	$9.824 \cdot 10^{-5}$	
		13	$9.737 \cdot 10^{-5}$	
		14	$9.649 \cdot 10^{-5}$	
	15	...		

výška škrťací mezery na zatížení pro podpěrné ložisko

$\text{vyska}_2 := \left\{ \begin{array}{l} k \leftarrow 0 \\ \text{for } k \in i \\ \quad \text{vyska}_{2_k} \leftarrow \text{vule} - \text{vyska}_{1_k} \\ \text{vyska}_2 \end{array} \right.$	=	0		
		0	$9.11 \cdot 10^{-5}$	
		1	$9.2 \cdot 10^{-5}$	
		2	$9.29 \cdot 10^{-5}$	
		3	$9.38 \cdot 10^{-5}$	
		4	$9.469 \cdot 10^{-5}$	
		5	$9.558 \cdot 10^{-5}$	
		6	$9.647 \cdot 10^{-5}$	
		7	$9.735 \cdot 10^{-5}$	
		8	$9.824 \cdot 10^{-5}$	
		9	$9.912 \cdot 10^{-5}$	
		10	$1 \cdot 10^{-4}$	mm
		11	$1.009 \cdot 10^{-4}$	
		12	$1.018 \cdot 10^{-4}$	
		13	$1.026 \cdot 10^{-4}$	
		14	$1.035 \cdot 10^{-4}$	
	15	...		

závislost tlaku na zatížení

$$p_r = \frac{R_c \cdot p_s}{R_c + R_{in}} \text{ substitute, } R_c = \frac{K_s}{h^3} \rightarrow p_r = \frac{p_s \cdot K_s}{R_{in} \cdot h^3 + K_s}$$

pro hlavní ložisko

$$p_{r1} := \begin{cases} k \leftarrow 0 \\ \text{for } k \in i \\ p_{r1k} \leftarrow \frac{p_s \cdot K_{s1}}{R_{in1} \cdot (\text{vyska}_{1k})^3 + K_{s1}} \\ p_{r1} \end{cases}$$

pro podpěrné ložisko

$$p_{r2} := \begin{cases} k \leftarrow 0 \\ \text{for } k \in i \\ p_{r2k} \leftarrow \frac{p_s \cdot K_{s2}}{R_{in2} \cdot (\text{vyska}_{2k})^3 + K_{s2}} \\ p_{r2} \end{cases}$$

	0
0	8.728·10 ⁵
1	8.851·10 ⁵
2	8.975·10 ⁵
3	9.1·10 ⁵
4	9.225·10 ⁵
5	9.352·10 ⁵
6	9.48·10 ⁵
7	9.608·10 ⁵
8	9.738·10 ⁵
9	9.869·10 ⁵
10	1·10 ⁶
11	1.013·10 ⁶
12	1.027·10 ⁶
13	1.04·10 ⁶
14	1.054·10 ⁶
15	...

Pa

	0
0	1.126·10 ⁶
1	1.111·10 ⁶
2	1.097·10 ⁶
3	1.083·10 ⁶
4	1.068·10 ⁶
5	1.054·10 ⁶
6	1.041·10 ⁶
7	1.027·10 ⁶
8	1.013·10 ⁶
9	1·10 ⁶
10	9.867·10 ⁵
11	9.736·10 ⁵
12	9.607·10 ⁵
13	9.478·10 ⁵
14	9.351·10 ⁵
15	...

Pa

množství protékajícího oleje hydrostatickou buňkou v závislosti na tlaku

$$p_s - p_r = R_{in} \cdot Q \text{ solve, } Q \rightarrow -\frac{p_r - p_s}{R_{in}}$$

pro hlavní ložisko

	0	
0	$1.084 \cdot 10^{-4}$	
1	$1.072 \cdot 10^{-4}$	
2	$1.06 \cdot 10^{-4}$	
3	$1.048 \cdot 10^{-4}$	
4	$1.036 \cdot 10^{-4}$	
5	$1.024 \cdot 10^{-4}$	
6	$1.012 \cdot 10^{-4}$	
7	$9.992 \cdot 10^{-5}$	
8	$9.867 \cdot 10^{-5}$	
9	$9.742 \cdot 10^{-5}$	
10	$9.615 \cdot 10^{-5}$	
11	$9.488 \cdot 10^{-5}$	
12	$9.36 \cdot 10^{-5}$	
13	$9.231 \cdot 10^{-5}$	
14	$9.101 \cdot 10^{-5}$	
15	...	

$$Q_1 := \begin{cases} k \leftarrow 0 \\ \text{for } k \in i \\ Q_{1k} \leftarrow -\frac{p_{r1k} - p_s}{R_{in1}} \\ Q_1 \end{cases} =$$

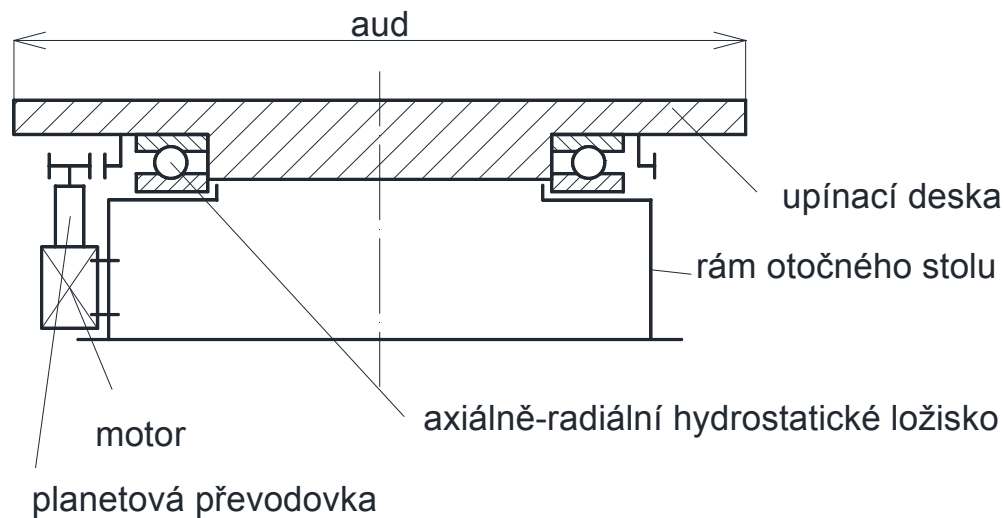
 m^3

pro podpěrné ložisko

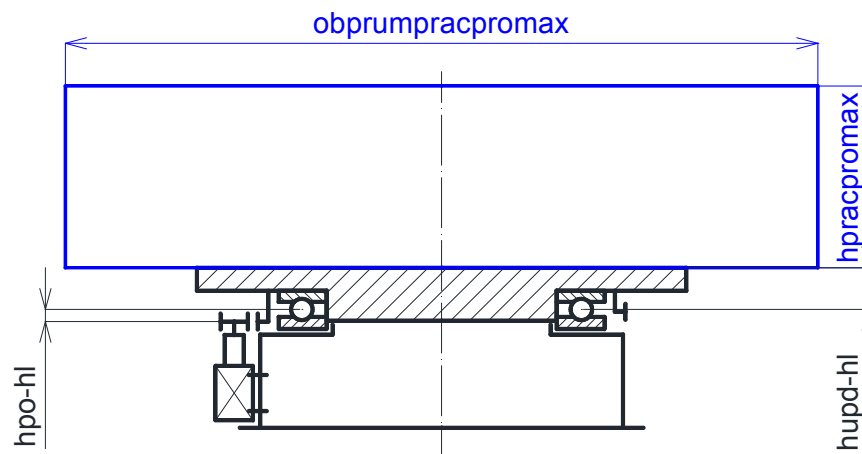
	0	
0	$1.184 \cdot 10^{-4}$	
1	$1.204 \cdot 10^{-4}$	
2	$1.223 \cdot 10^{-4}$	
3	$1.242 \cdot 10^{-4}$	
4	$1.262 \cdot 10^{-4}$	
5	$1.28 \cdot 10^{-4}$	
6	$1.299 \cdot 10^{-4}$	
7	$1.318 \cdot 10^{-4}$	
8	$1.336 \cdot 10^{-4}$	
9	$1.354 \cdot 10^{-4}$	
10	$1.372 \cdot 10^{-4}$	
11	$1.39 \cdot 10^{-4}$	
12	$1.408 \cdot 10^{-4}$	
13	$1.425 \cdot 10^{-4}$	
14	$1.442 \cdot 10^{-4}$	
15	...	

$$Q_2 := \begin{cases} k \leftarrow 0 \\ \text{for } k \in i \\ Q_{2k} \leftarrow -\frac{p_{r2k} - p_s}{R_{in2}} \\ Q_2 \end{cases} =$$

 m^3

Schéma konstrukce otočného stolu

upínací deska volena jako čtverec o straně $l_{ud} := 2000\text{mm}$

pracovní prostor

maximální oběžný průměr obrobku $obrum_{pracromax} := 3000\text{mm}$

maximální výška pracovního prostoru $h_{pracromax} := 1500\text{mm}$

vzdálenost středu pohonu od středu ložiska $h_{po_hl} := 60\text{mm}$

vzdálenost upínací plochy od středu ložiska $h_{\text{upd_hl}} := 380\text{mm}$

hmotnost upínací desky $m_{\text{ud}} := 5000\text{kg}$

Návrh pohonu otočného stolu

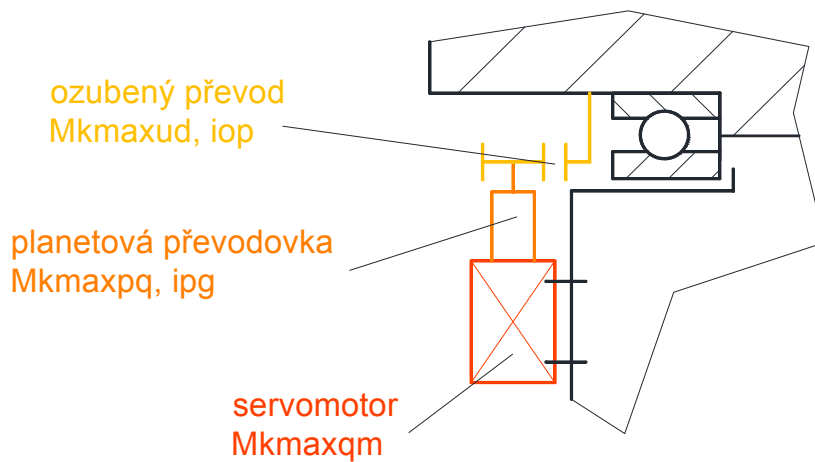
Pro pohon otočného stolu zvoleno řízení master-slave.

Pro pohon použit elektrický servomotor + planetová převodovka + ozubený převod
vstupní parametry

maximální kroutící moment $M_{\text{kmaxud}} := 1.1 \text{ zadani}_{0,2} \cdot \text{N}\cdot\text{m}$ $M_{\text{kmaxud}} = 2.75 \times 10^4 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$

maximální otáčky $n_{\text{maxud}} := \text{zadani}_{1,2} \cdot \frac{1}{\text{min}}$ $n_{\text{maxud}} = 2 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

maximální hmotnost obrobku $m_{\text{omax}} := 1.1 \text{ zadani}_{2,2} \cdot \text{kg}$ $m_{\text{omax}} = 2.75 \times 10^4 \text{ kg}$



Planetová převodovka

Planetová převodovka od Firm Gudel s označením Planetary Gear Units GSP2

Stránky výrobce <http://www.gudel.com/components/gear-units/planetary-gear/>

základní parametry převodovky

převodové číslo $i_{pg} := 91$

maximální výstupní krouticí moment $M_{kmaxpg} := 1250 \cdot N \cdot m$

nominální krouticí moment $M_{knp} := 690 N \cdot m$

maximální vstupní otáčky $n_{maxpg} := 6000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

maximální axiální zatížení $F_{amaxpg} := 11560 N$

výpočet maximálních výstupních otáček

$$n_{maxpgv} := \frac{n_{maxpg}}{i_{pg}} = 65.934 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Servomotor

Pro pohon stolu použit momentový motor od firmy Siemens s označením 1FT6062

základní charakteristiky motoru

nominální otáčky $n_{nqm} := 3000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

nominální krouticí moment $M_{knqm} := 10.1 N \cdot m$

Ozubený převod

Materiál materiál ozubených kol volen dle ČSN 12 020.4

Pastorek od společnosti Gudel s označením OP2 z materiálu 16MnCr5 DIN 1,71311

Základní parametry převodu

převodové číslo $i_{op} := 18.950$

Výpočet příloha Generátor komponenty - čelní ozubené kola

Řízení master-slave

celkový krouticí moment na motorech $M_{kcms} := \frac{M_{kmaxud}}{i_{pg} \cdot i_{op}} = 15.947 \cdot N \cdot m$

pro motor master

$$M_{kmas} = \frac{M_{kcms} + \Delta M_{kms}}{2}$$

předpětí $p_{Mk} := 0.3$

předpětí motoru slave $\Delta M_{kms} = p_{Mk} \cdot M_{kmas}$

$$M_{kmas} = \frac{M_{kcms} + \Delta M_{kms}}{2} \left| \begin{array}{l} \text{substitute, } \Delta M_{kms} = p_{Mk} \cdot M_{kmas} \\ \text{solve, } M_{kmas} \end{array} \right. \rightarrow -\frac{M_{kcms}}{p_{Mk} - 2}$$

$$M_{kmas} := -\frac{M_{kcms}}{p_{Mk} - 2} = 9.381 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

if($M_{kmas} < M_{knqm}$, "nedochází k přetěžování motoru" , "dochází k přetěžování motoru") = "nedochází k přetěžování motoru"

předpětí motoru slave

$$\Delta M_{kms} := p_{Mk} M_{kmas} = 2.814 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

pro motor slave

$$M_{ksla} := \frac{M_{kcms} - \Delta M_{kms}}{2} = 6.566 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Kontrola ozubeného převodu

Vstupní parametry

$$\text{otáčky na pastorku } n_{nop} := 1.1 n_{maxud} \cdot i_{op} = 41.69 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{kroučící moment na pastorku } M_{kopmax} := M_{kmas} \cdot i_{pg} = 853.64 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Pevnostní výpočet proveden v Autodesk Inventor profesional 2012

Výpočet zakončil úspěšně.

Ozubený převod vyhovuje.

Kontrola převodovky gudel

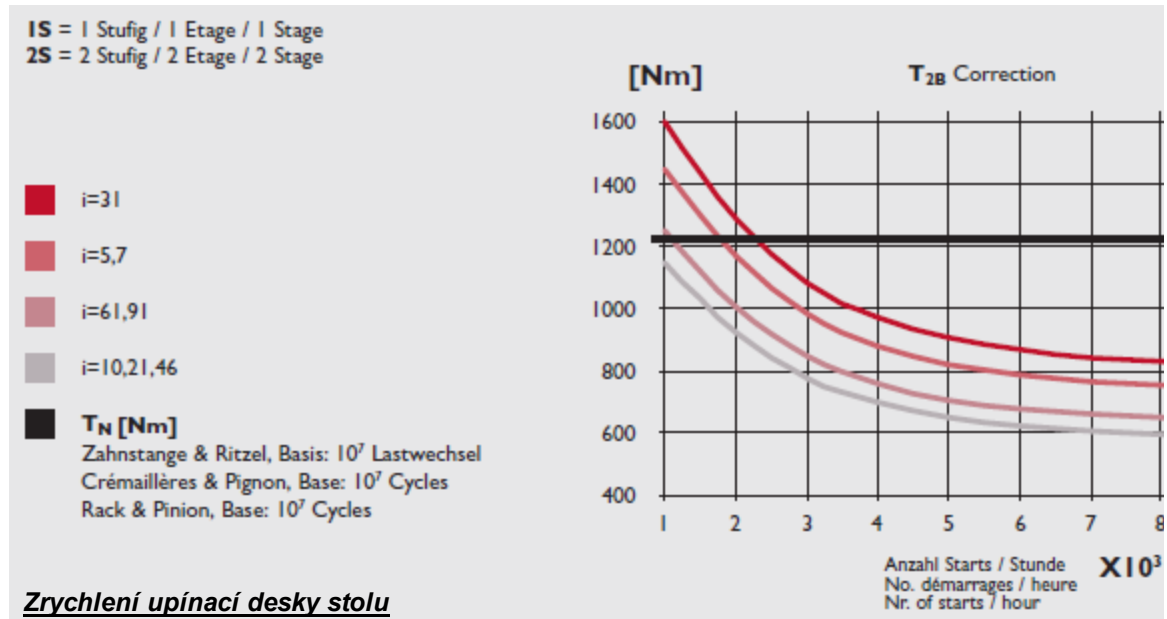
kontrola axiálního zatížení

$$\text{Maximální axiální síla z ozubeného převodu } F_{apg} := 7152 \text{N}$$

$\text{if}(F_{\text{apg}} < F_{\text{amaxpg}}, \text{"vyhovuje"}, \text{"nevyhovuje"}) = \text{"vyhovuje"}$

kontrola dynamického zatěžování

Diagram ukazuje omezení působící maximálního výstupního kroučícího momentu z převodovky na počtu cyklů zrychlování a zpomalování.



Zrychlení je limotováno maximálním kroučícím momentem převodovky a s uvažováním nekonečně velkého počtu cyklů, kdy na výstupu z převodovky bude nominální kroučící moment pro převodovku bude zrychlení upínací desky.

Moment setrvačnosti rotujících částí $J_{r\check{c}} := 1986290833 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

celkové síly působící na styčné plochy rotoru ložiska

při maximálním zatížení

podpěrné ložisko $F_{\text{pomax}} := \text{pkonst}_{2,1} \cdot N$

hlavní ložisko $F_{\text{hlmax}} := \text{pkonst}_{3,1} \cdot N$

při minimálním zatížení

podpěrné ložisko $F_{\text{pomin}} := \text{pkonst}_{0,1} \cdot N$

hlavní ložisko $F_{\text{hlmin}} := \text{pkonst}_{1,1} \cdot N$

součinitel tření v oleji hydrostatického ložiska $f_0 := 0.01$

roztečné průměry ložisek

hlavní $D_{rhl} = 1.3 \text{ m}$

podpěrné $D_{rpl} = 1.27 \text{ m}$

Třecí moment v ložisku

$$M_{tl} := \text{if} \left(F_{p\text{omax}} \cdot \frac{D_{rpl}}{2} + F_{hl\text{max}} \cdot \frac{D_{rhl}}{2} < F_{p\text{omin}} \cdot \frac{D_{rpl}}{2} + F_{hl\text{min}} \cdot \frac{D_{rhl}}{2}, F_{p\text{omin}} \cdot \frac{D_{rpl}}{2} + F_{hl\text{min}} \cdot \frac{D_{rhl}}{2}, F_{p\text{omax}} \cdot \frac{D_{rpl}}{2} + F_{hl\text{max}} \cdot \frac{D_{rhl}}{2} \right)$$

obvod na maximálním oběžném průměru $\circ_{Dob} := \pi \cdot \text{obprum}_{\text{pracpromax}} = 9.425 \text{ m}$

Nominální hodnota výtupního momentu převodovky $M_{knp\text{g}} = 690 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

převodové číslo ozubeného převodu $i_{op} = 18.95$

předpětí motoru slave $\Delta M_{kms} = 2.814 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

předpětí motorů v procentech $p_{Mk} = 0.3$

setrvačnost otobku s uvažováním rozložení hmotnosti ve válci o poloměru oběžného průměru pracovního prostoru

$$J_o := \frac{1}{2} \cdot m_{\text{omax}} \cdot \left(\frac{\text{obprum}_{\text{pracpromax}}}{2} \right)^2 = 3.094 \times 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Moment na upínací desce při nominálním momentu převodovky

$$M_{\text{kaud}} := M_{knp\text{g}} \cdot i_{op} \cdot (2 - p_{Mk}) = 2.223 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{\text{kaud.}} = (J_o + J_{r\check{c}}) \cdot a_{ud} + M_{tl} \cdot \text{solve}, a_{ud} \rightarrow -\frac{M_{tl} - M_{\text{kaud.}}}{J_o + J_{r\check{c}}}$$

zrychlení upínací desky

$$a_{ud} := -\frac{M_{tl} - M_{\text{kaud.}}}{J_o + J_{r\check{c}}} = 0.548 \frac{1}{\text{s}^2}$$

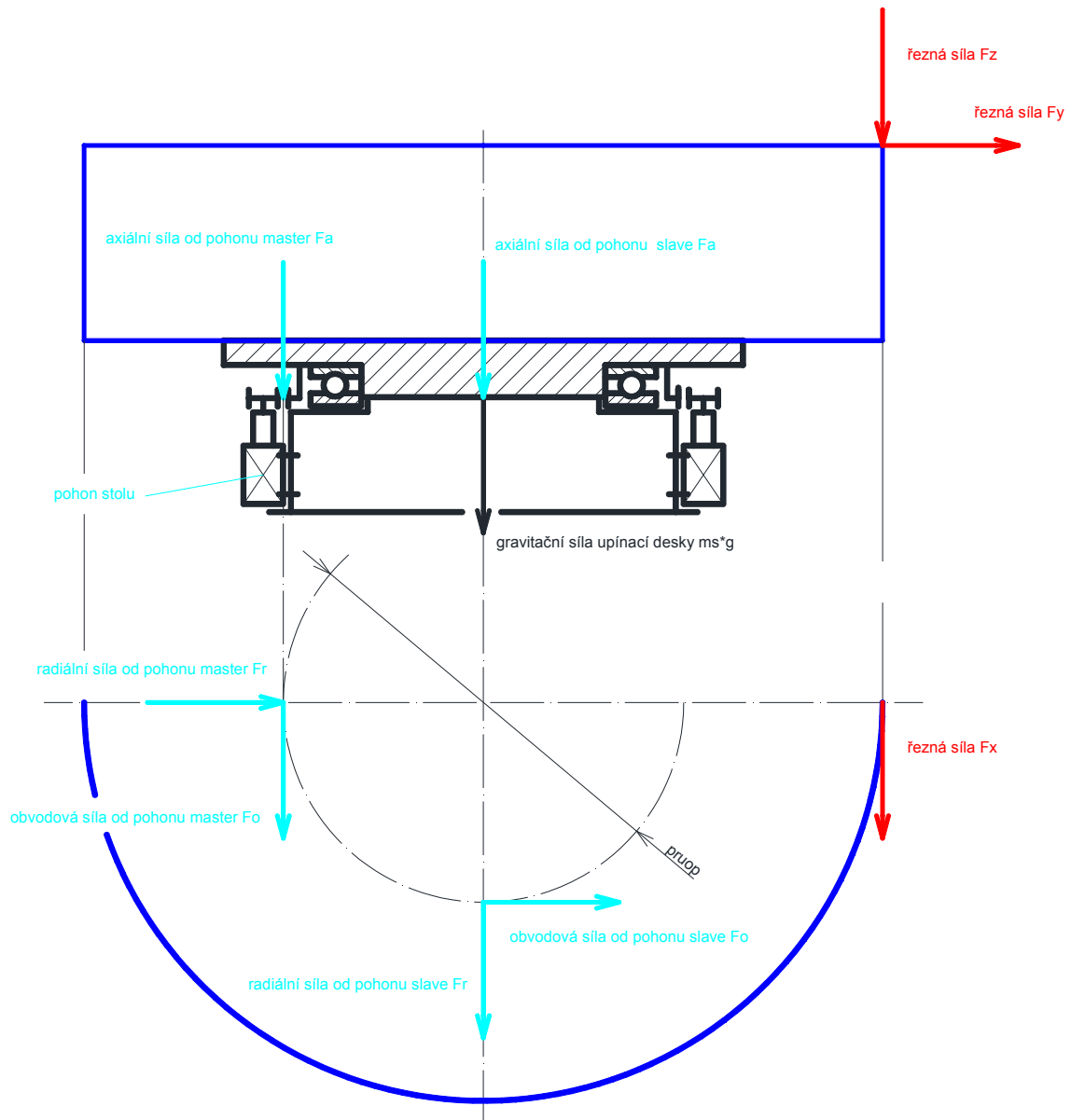
kteřé odpovídá dráze na oběžném průměru

$$s_{aop} = \frac{1}{2} \cdot a_{ud} \cdot t_a \cdot \frac{obprum_{pracpromax.}}{2} \quad \left| \begin{array}{l} \text{substitute, } t_a = \frac{n_{maxud.}}{a_{ud.}} \\ \text{solve, } s_{aop}. \end{array} \right. \rightarrow \frac{n_{maxud.}^2 \cdot obprum_{pracpromax.}}{4 \cdot a_{ud.}}$$

$$s_{aop} := \frac{n_{maxud.}^2 \cdot obprum_{pracpromax}}{4 \cdot a_{ud}} = 1.522 \cdot \text{mm}$$

rozbor sil zatěžující hydrostatické ložisko

hmotnost upínací desky stolu a dalších částí vypočítáno z CAD modelu $m_{ud} = 5 \times 10^3 \text{ kg}$



roztečný průměr ozubeného kola

pruop := 1617.55mm

gravitační síla obrobku

hmotnost obrobku $m_{\text{omax}} = 2.75 \times 10^4 \text{ kg}$

$$F_{\text{go}} := m_{\text{omax}} \cdot g = 2.697 \times 10^5 \text{ N}$$

složky řezné síly $F_{\check{r}x} = F_{\check{r}y} = R_{\check{r}z}$

$$F_{\check{r}x} := 2 \cdot \frac{M_{\text{kmaxud}} - M_{\text{tl}}}{\text{obprumpracpromax}} = 15532.862 \text{ N}$$

$$F_{\check{r}y} := F_{\check{r}x}$$

$$F_{\check{r}z} := F_{\check{r}x}$$

síli od pohonu odečteny z cad modelu

pro motor master

obvodová síla $F_{\text{opm}} := 20197 \text{ N}$

radiální síla $F_{\text{rpm}} := 8005 \text{ N}$

axiální síla $F_{\text{apm}} := 7151 \text{ N}$

pro motor slave

obvodová síla $F_{\text{ops}} := (1 - p_{\text{Mk}}) F_{\text{opm}} = 1.414 \times 10^4 \text{ N}$

radiální síla $F_{\text{rps}} := (1 - p_{\text{Mk}}) F_{\text{rpm}} = 5.604 \times 10^3 \text{ N}$

axiální síla $F_{\text{aps}} := (1 - p_{\text{Mk}}) F_{\text{apm}} = 5.006 \times 10^3 \text{ N}$

Celková síly a momenty působící na hydrostatické ložisko

celkové síly působících v jednotlivých osách

$$F_{\text{cx}} := F_{\check{r}x} + F_{\text{opm}} + F_{\text{rps}} = 4.133 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{\text{cy}} := F_{\check{r}y} + F_{\text{rpm}} + F_{\text{ops}} = 3.768 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{\text{cz}} := m_{\text{ud}} \cdot g + F_{\check{r}z} + m_{\text{omax}} \cdot g + F_{\text{apm}} + F_{\text{aps}} = 3.464 \times 10^5 \text{ N}$$

celková axiální síla

$$F_{\text{ca}} := F_{\text{cz}} - m_{\text{ud}} \cdot g = 2.974 \times 10^5 \text{ N}$$

celková radiální síla

$$F_{cr} := \sqrt{F_{cy}^2 + F_{cx}^2} = 5.593 \times 10^4 \text{ N}$$

Kontrola šroubů spojujících hlavní a podpěrné hydrostatické ložisko

Celková síla působící na šrouby podrobnosti vypočtu příloha Generátor komponenty - šroubové spoje

$$F_{\text{čsal}} := p_{\text{konst}_{0,1}} \cdot N = 2.566 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\text{Pocet sroubu } i_{\text{šal}} := 12$$

Kontrola dosedacích ploch hlavního hydrostatického ložiska

$$\text{Plocha škrťací mezery hydrostatické buňky } S_{\text{dšp}} := 41526 \text{ mm}^2$$

$$\text{počet buněk hlavního ložiska } i_b := \text{hlavni_loz}_{1,2} \quad i_b = 6$$

$$\text{Obsah dosedací plochy } S_{\text{dp}} := i_b \cdot S_{\text{dšp}} = 0.249 \text{ m}^2$$

$$\text{maximální hmotnost obrobku } m_{\text{omax}} = 2.75 \times 10^4 \text{ kg}$$

$$\text{hmotnost upínací desky } m_{\text{ud}} = 5 \times 10^3 \text{ kg}$$

$$\text{celková síla působící na dosedací plochu } F_{\text{dc}} := (m_{\text{ud}} + m_{\text{omax}}) \cdot g = 3.187 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\text{dosedací tlak } p_d := \frac{F_{\text{dc}}}{S_{\text{dp}}} = 1.279 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{dovolený tlak pro materiál ložiska 11600 } p_{d11600} := 472 \text{ MPa}$$

$$\text{if}(p_{d11600} > p_d, \text{"vyhovuje"}, \text{"nevyhovuje"}) = \text{"vyhovuje"}$$

Generátor komponent – čelní ozubená kola (Verze: 2012 SP1 (Build 160190100, 190))

21.5.2012

☒ Informace o projektu

☒ Scénář

Scénář návrhu - Celková jednotková korekce

Scénář jednotkového posunutí - Dle Merrita

Typ výpočtu zatížení - Výpočet výkonu pro daný krouticí moment a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - ISO 6336:1996

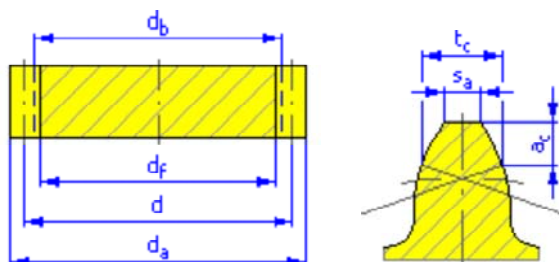
☒ Společné parametry

Převodový poměr	i	18,9500 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	18,9500 ul
Modul	m	4,000 mm
Úhel sklonu	β	19,5000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	849,500 mm
Roztečná vzdálenost os	a	846,557 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,7442 ul
Rozteč zubů	p	12,566 mm
Základní rozteč	p_{tb}	12,436 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,5694 deg
Čelní úhel profilu	α_t	21,1124 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,6206 deg
Základní úhel sklonu	β_b	18,2809 deg
Čelní modul	m_t	4,243 mm
Čelní rozteč	p_t	13,331 mm
Součinitel trvání záběru	ϵ	2,5097 ul
Součinitel záběru profilu	ϵ_α	1,4206 ul
Součinitel záběru kroku	ϵ_β	1,0891 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0140 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0070 mm

☒ Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	20 ul	379 ul
Jednotkové posunutí	x	0,5721 ul	0,1721 ul

Průměr roztečné kružnice	d	84,868 mm	1608,247 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	97,377 mm	1617,555 mm
Průměr patní kružnice	d_f	79,445 mm	1599,623 mm
Průměr základní kružnice	d_b	79,171 mm	1500,294 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	85,163 mm	1613,837 mm
Šířka ozubení	b	42,000 mm	41,000 mm
Šířkový poměr	b_r	0,4831 ul	0,0255 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	7,949 mm	6,784 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	8,433 mm	7,197 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	7,019 mm	5,991 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	4,977 mm	3,564 mm
Rozměr přes zuby	W	32,412 mm	610,116 mm
Rozměr přes zuby	z_w	3,000 ul	50,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	98,305 mm	1619,784 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	7,000 mm	7,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0140 mm	0,0190 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0220 mm	0,0730 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0090 mm	0,0150 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0085 mm	0,0140 mm
Náhradní počet zubů	z_v	23,532 ul	445,939 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	94,130 mm	1783,755 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	106,638 mm	1793,064 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	88,453 mm	1676,181 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,4236 ul	-11,0697 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,3567 ul	-25,0628 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,5266 ul	-25,2327 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0085 ul	0,0085 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,4645 ul	0,8357 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	35,0170 deg	20,8871 deg



☐ Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	4,803 kW	4,707 kW
Otáčky	n	41,70 rpm	2,20 rpm
Svěrný moment	T	1100,000 N m	20428,100 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	10238,714 N	
Obvodová síla	F_t	25832,843 N	
Axiální síla	F_a	-9147,889 N	
Normální síla	F_n	29270,826 N	
Obvodová rychlost	v	0,185 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	12924,051 rpm	

☐ Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		DIN 16MnCr5	CSN 12020
Mez pevnosti v tahu	S_u	785 MPa	495 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	588 MPa	295 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,0 MPa	500,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1210,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

☐ Výpočet pevnosti

☐ Součinitelé přídatných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,001 ul	1,001 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,104 ul	1,071 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,033 ul	1,033 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

☐ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,346 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,839 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,149 ul	1,541 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,941 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,971 ul	
Součinitel velikosti	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul	

☐ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,096 ul	2,071 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,879 ul	1,982 ul
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,838 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_ϵ	0,726 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,095 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,238 ul	1,244 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

☐ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,117 ul	1,428 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	1,769 ul	1,304 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,126 ul	2,126 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	3,573 ul	2,621 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

☐ Souhrn hlášení

20:28:16 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Generátor komponenty – šroubové spoje (Verze: 2012 SP1 (Build 160190100, 190))

21.5.2012

☒ Informace o projektu

☒ Statický výpočet

☒ Scénář

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

☒ Zatížení

Součinitel těsnosti	k	1,50 ul
Maximální axiální síla	F_a	256600 N
Součinitel zavedení síly	n	0,50 ul
Maximální obvodová síla	F_t	0 N
Souč. tření ve spoji	f	0,40 ul

☒ Šroub

Počet šroubů	z	12 ul
Průměr závitu	d	30,000 mm
Rozteč závitu	p	3,500 mm
Střední průměr šroubu	d_s	27,727 mm
Minimální průměr šroubu	d_{min}	25,706 mm
Materiál		Vlastní materiál
Mez kluzu v tahu	S_y	689 MPa
Požadovaný součinitel bezpečnosti	k_s	2,00 ul
Dovolený tlak v závitu	p_a	40 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206700 MPa
Souč. tření v závitu	f_1	0,20 ul
Souč. tření v dosedací ploše	f_2	0,25 ul

☒ Materiál

Funkční šířka spoje	L	127,000 mm
Modul pružnosti v tahu	E	206700 MPa

☒ Výsledky

Předepínací síla	F_v	29794,129 N

Pracovní síla	F_{\max}	32075,000 N
Požadovaný utahovací moment	M_u	271,232 N m
Tahové napětí	σ_t	57,408 MPa
Napětí v krutu	τ_k	81,322 MPa
Redukované napětí	σ_{red}	152,104 MPa
Napětí od maximální síly	σ_{\max}	61,803 MPa
Tlak v závitu	p_c	27,964 MPa
Pevnostní kontrola		Kladný

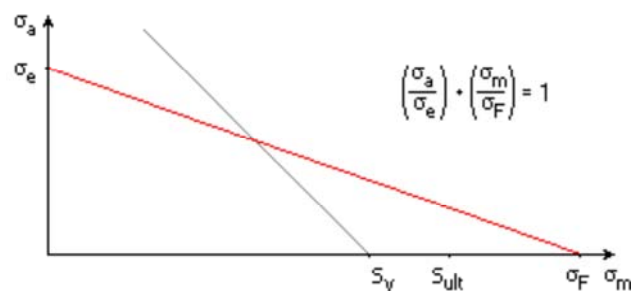
☐ Výpočet únavy materiálu

☐ Zatížení

Horní zatížení cyklu		
Maximální normální síla	F_{nh}	256622,000 N
Spodní zatížení cyklu		
Minimální normální síla	F_{nn}	0,000 N

☐ Parametry výpočtu

Metoda fiktivního středního napětí		
Požadovaný dynamický součinitel rázů	η	1,000 ul
Životnost spoje v tisících průhybů	N	1000,000 ul
Požadovaný stupeň bezpečnosti	n_f	1,500 ul
Součinitel zúžení Haighova diagramu pro fiktivní střední napětí	ψ	0,150 ul



☐ Stanovení meze únavy

Základní mez únavy	σ_e'	430,625 MPa
Modifikující vrubový součinitel	k_e	1,000 ul
Součinitel jiných vlivů	k_f	1,000 ul

☐ Výsledky

Korigovaná mez únavy při stálé pevn.	σ_e	430,625 MPa
Střední únavová pevnost spoje	σ_M	344,500 MPa
Amplituda únavové pevnosti spoje	σ_A	344,500 MPa
Střední napětí cyklu spoje	σ_m	212,509 MPa
Amplituda napětí cyklu	σ_a	212,509 MPa

Vypočtený stupeň bezpečnosti	n_c	1,621 ul
------------------------------	-------	----------

☐ Souhrn hlášení

20:32:48 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

20:32:55 Výpočet únavy materiálu: Výpočet skončil úspěšně!