



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 HORIZONTÁLNÍ VÝMĚNNÉ HLAVY - VA1 –C

DESIGN HORIZONTAL EXCHANGE OF THE HEAD - VA1-C

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN VYPLAŠIL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAN SÝKORA

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Vyplašil

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

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

Návrh horizontální výměnné hlavy - VA1 -C

v anglickém jazyce:

Design horizontal exchange of the head - VA1-C

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Požadované parametry navrhované hlavy jsou:

výkon 80 kW, kroutící moment 7000 Nm a max. otáčky 2500 min.⁻¹

Rozsah diplomové práce:

- hlavní řez hlavou
- výpočet uložení vřetene
- přípojovací rovina přizpůsobená pro automatické upínání na vřeteníky 80 kW z produkce TOS KURIM
- detailní výkres vřetena

Cíle diplomové práce:

- rešerže výměnných hlav
- návrh dvou až tří variant řešení
- výpočty uložení vřetene
- 3D model, detailní výkres vřetene

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Sýkora


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 4.11.2010



doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem přímé, horizontální výměnné hlavy VA1-C, určené pro automatické upínání na 80kW vřeteníky z produkce TOS Kuřim. V diplomové práci je uvedena rešerše výměnných vřetenových hlav, výpočet uložení vřetena, pevnostní výpočet vřetena s výpočty bezpečností v kritických průřezích a výpočet upínacího mechanismu, na který navazuje výpočet upínací síly, která upíná nástroje ve vřetenu. U výpočtu upínacího mechanismu jsou vypočteny kontaktní napětí mezi jednotlivými kuličkami a pouzdry. Výsledky výpočtů těchto napětí jsou zobrazeny v grafech. V poslední části práce jsou na modelu výměnné vřetenové hlavy popsány jednotlivé konstrukční prvky. K práci je rovněž přiložen výkres sestavy vřetenové hlavy včetně seznamu položek, detailní výkres vřetena a také 3D model výměnné vřetenové hlavy.

Klíčová slova

výměnné vřetenové hlavy, pevnostní výpočet vřetena, uložení vřetena, mechanismus upínání nástrojů, kontaktní napětí

Abstract

Diploma thesis deals with the concept of interchangeable straight spindle head type VA1-C, used for automatic clamping in 80 kW spindle head from production of TOS Kuřim. Thesis contains survey of interchangeable heads, analysis of the spindle housing, strength analysis of the spindle with the safety calculations in critical sections and analysis of the clamping mechanism together with the calculation of the clamping force, which holds the tools in the spindle. Analysis of the clamping mechanisms contains calculation of the contact stress between balls and housings. All results are shown in the graphs. In the last part of the thesis are described the construction elements using the model of the interchangeable head. Enclosed is the assembly drawing of the spindle head, bill of material, detail drawing of the spindle and also 3D model of the interchangeable spindle head.

Keywords

Interchangeable spindle head, stress analysis of the spindle, spindle housing, clamping mechanism, contact stress



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bibliografická citace

VYPLAŠIL, J. *Návrh horizontální výměnné hlavy - VA1 –C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Sýkora.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a použil jen prameny uvedené v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 27.5.2011

_____ podpis

Poděkování

Touto cestou děkuji panu ing. Pavlu Pohankovi a vedoucímu diplomové práce panu ing. Janu Sýkorovi za cenné rady, kterými mi v průběhu sestavování práce pomáhali. Také bych rád poděkoval všem, co mi pomáhali a podporovali mě po celou dobu studia.

**Obsah**

1. Úvod.....	7
2. Společnost TOS Kuřim.....	9
2.1. Profil společnosti TOS Kuřim.....	9
2.2. Historie a současnost společnosti TOS Kuřim.....	9
3. Výměnné vřetenové hlavy.....	11
3.1. Vřetenové hlavy.....	11
3.2. CNC frézovací stroje.....	11
3.3. CNC obráběcí centra.....	11
3.4. Automaticky výměnné vřetenové hlavy.....	11
3.5. Výhody použití obráběcího stroje, který umožňuje automatickou výměnu vřetenových hlav.....	12
3.6. Automaticky vyměnitelné frézovací hlavy z produkce TOS Kuřim.....	13
3.6.1. Přímá hlava VA.....	13
3.6.2. Úhlová hlava VP.....	14
3.6.3. Univerzální hlava VO.....	14
3.6.4. Vidlicová hlava VK.....	15
3.6.5. Vidlicová hlava s elektrovřetenem VKE.....	16
3.6.6. Horizontální provedení vřeteníku W.....	16
3.6.7. Aplikačně specifické hlavy.....	17
3.6.8. Zrychlovací hlavy a přídatná vřetena.....	18
4. Konstrukční prvky výměnné vřetenové hlavy.....	19
4.1. Vřetena obráběcích strojů.....	19
4.1.1. Házení vřetena.....	19
4.1.2. Tuhost vřetena.....	19
4.2. Ložiska.....	20
4.2.1. Typ ložiska a jeho uspořádání.....	20
4.2.2. Rozměr a třída přesnosti ložiska.....	21
4.2.3. Uložení ložiska, předpětí a typ klece.....	21
4.2.4. Mazání vřetenových ložisek.....	21
4.3. Ložiska použitá v horizontální výměnné hlavě - VA1-C.....	22
4.3.1. Dvouřadé válečkové ložisko FAG.....	22
4.3.2. Axiální obousměrné kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem FAG.....	23
4.4. Hirthovy spojky.....	24
4.4.1. Vlastnosti a výhody.....	24
4.5. Talířové pružiny.....	25
4.5.1. Vlastnosti a konstrukce.....	25



DIPLOMOVÁ PRÁCE


4.5.2. Sada paralelně uspořádaných talířových pružin	26
4.5.3. Sada sériově uspořádaných talířových pružin	27
4.5.4. Zásady při návrhu sady talířových pružin.....	27
4.6. Nástrojové soustavy	27
4.7. Média využívaná ve výměnné hlavě VA1-C	28
4.7.1. Olej	28
4.7.2. Vzduch.....	28
4.7.3. Řezná kapalina	28
4.7.4. Elektrická média.....	28
5. Výpočet vřetena	29
5.1. Materiál vřetena.....	29
5.1.1. Výpočet dovolených napětí.....	29
Dovolené napětí při zvolené bezpečnosti:	29
5.2. Výpočet reakcí v ložiskách	29
5.2.1. Zatížení působící na vřeteno	29
5.2.2. Statické podmínky rovnováhy a výpočet reakcí	30
5.3. Pevnostní výpočet vřetene	32
5.3.1. Postup výpočtu	32
5.3.2. Zatížení působící na vřeteno	33
5.3.3. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 1.....	34
5.3.4. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 2.....	34
5.3.5. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 3.....	35
5.3.6. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 4.....	36
5.3.7. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 5.....	37
5.3.8. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 6.....	38
5.3.9. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v místě působení maximálního ohybového momentu	39
5.3.10. Zhodnocení pevnostního výpočtu vřetena	40
5.4. Kontrola drážek přenášejících kroutící moment na dovolený stykový tlak.....	41
5.5. Výpočet spojení vřetena s unášечem	42
5.5.1. Výpočet rozměrů čelního ozubení na vřetenu (pastorku).....	42
5.5.2. Výpočet rozměrů čelního ozubení na unášечи (kole)	42

5.5.3. Výpočet pevnosti zubů na vřetenu a unášeči	43
5.5.4. Výpočet napětí v ohybu v patě zubu	44
5.5.5. Dovolená napětí materiálu unášeče	44
5.5.6. Výpočet napětí v dotyku	45
6. Výpočet trvanlivosti ložisek	46
6.1. Zatěžující síly působící na ložiska	46
6.2. Výpočet trvanlivosti ložisek A a B	46
6.2.1. Výpočet ekvivalentního zatížení radiálních ložisek A a B	46
6.2.2. Výpočet trvanlivosti ložiska A	49
6.2.3. Výpočet trvanlivosti ložiska B	49
6.3. Výpočet trvanlivosti ložiska D	49
6.4. Zhodnocení výpočtu trvanlivosti ložisek	50
7. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkami a pouzdry v upínacím mechanismu	50
7.1. Kontaktní napětí	50
7.2. Síly působící v upínacím mechanismu	50
7.2.1. Síly působící na kuličku o průměru 7/16"	51
7.2.2. Síly působící na kuličku o průměru 10 mm	51
7.3. Výpočet kontaktních napětí	52
7.3.1. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 7/16", přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm silou 2210 N	52
7.3.2. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 7/16", přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm silou 3125,4 N	56
7.3.3. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 10 mm, přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 10,2 mm silou 2210 N	58
7.3.4. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 10 mm, přitlačovanou na upínací šroub silou 3125,4 N	61
7.3.5. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 10 mm, přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu pouzdra o průměru 38 mm silou 2210 N	65
7.3.6. Zhodnocení výpočtu kontaktních napětí	67
8. Výpočet talířových pružin	68
8.1. Požadované parametry a výběr vhodných pružin	68
8.2. Rozměrové parametry pružin Mubea 180062:	69
9. Výpočet síly od hydraulického pístu:	70
10. Princip funkce a konstrukční řešení výměnné hlavy VA1 - C:	71



DIPLOMOVÁ PRÁCE

11. Zhodnocení	77
12. Seznam použitých zdrojů	78
13. Seznam použitých zkratk a symbolů	80
14. Přílohy	85
14.1. Seznam příloh	85

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. Úvod

Jako téma své diplomové práce jsem si vybral Návrh horizontální výměnné hlavy VA1-C. Jedná se o přímou výměnnou vřetenovou hlavu z produkce TOS Kuřim. Hlava je určena pro automatické upínání na 80 kW vřeteníky, které TOS Kuřim vyrábí. Hlava je konstruována na přenos maximálního kroutícího momentu 7000 Nm a maximální otáčky 2500 min^{-1} .

Požadavkem zadávající firmy TOS Kuřim bylo, aby hlava VA1-C byla co nejkratší. A protože na konečnou délku vřetenové hlavy má velký vliv počet talířových pružin, které vyvozují upínací sílu, která upíná nástroj ve vřetenu, byl požadavek rozšířen o výpočet upínacího mechanismu a optimalizaci upínací síly, kterou vyvozují talířové pružiny. Výpočet upínacího mechanismu, a z něj plynoucí maximální hodnota upínací síly, měl být proveden důkladněji a přesněji, než se doposud ve firmě TOS Kuřim prováděl. Poznatky získané z tohoto výpočtu budou moci být využity i v ostatních typech výměnných vřetenových hlav.


Firma TOS Kuřim má pro přímé výměnné vřetenové hlavy spolehlivě fungující a léty prověřené uspořádání jednotlivých konstrukčních prvků, proto bylo shledáno za zbytečné a z důvodu případné výroby pro firmu velmi neekonomické vymýšlet další konstrukční varianty přímé výměnné vřetenové hlavy. Podle požadavků TOS Kuřim je tedy práce zaměřena na detailní zpracování jedné konstrukční varianty s důrazem na co nejmenší délku hlavy a optimalizaci upínací síly.

V úvodní části práce je uvedena rešerše výměnných hlav. V této části jsou popsány hlavní výhody výměnných vřetenových hlav a je zde stručný popis strojů, u kterých se výměnné vřetenové hlavy používají. Dále jsou v této části uvedeny hlavní typy výměnných frézovacích hlav z produkce TOS Kuřim s jejich výkonovými parametry a nejčastějším použitím. Na závěr rešerše jsou uvedeny příklady aplikačně specifických hlav, zrychlovací hlavy a přídatná vřetena, které se využívají při vysokorychlostním obrábění.

V následující části práce jsou popsány hlavní konstrukční prvky, které se ve výměnné hlavě VA1-C vyskytují, a ke kterým je v následujících částech proveden výpočet. Jde především o vřeteno, ložiska a talířové pružiny. Jsou zde také popsány média, které výměnná vřetenová hlava VA1-C využívá, a polohovací věnce s Hirtovým ozubením, které slouží k polohování a dosažení požadované přesnosti upnutí hlavy k vřeteníku stroje.

V další části diplomové práce jsou uvedeny výpočty vřetena. Výměnná vřetenová hlava VA1-C je určena pro obrábění velkým množstvím nástrojů s různými průměry, vyložení a pro obrábění různých materiálů více technologiemi třískového obrábění, proto nebylo možné stanovit rezné síly pro konkrétní nástroj nebo materiál. Z tohoto důvodu bylo po dohodě s ing. Pavlem Pohankou a ing. Milanem Loubalem zvoleno maximální zatížení vřetena, ze kterého byly následně vypočteny reakce v ložiskách. Ve výpočtové části je následně zpracován pevnostní výpočet vřetena. Na vřetenu bylo zvoleno sedm nebezpečných průřezů, ve kterých byla postupně vypočítána napětí, která v těchto průřezích působí a následně stanoveny bezpečnosti. Na vřetenu byly také výpočtem zkontrolovány drážky přenášející kroutící moment na unášecí kameny a následně na nástrojový držák a byl proveden výpočet spojení vřetene s unášěčem.

Následující výpočty se zabývají určením trvanlivosti ložisek a kontaktního napětí mezi kuličkami a pouzdry v upínacím mechanismu. Ve výpočtu upínacího mechanismu jsou vypočteny kontaktní napětí ve středu stykové plošky (v ose z) mezi kuličkami a plochami, na které jsou přitlačovány. U každého výpočtu je také graficky znázorněn

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

průběh hlavních napětí a průběh smykových napětí v bodech ležících na ose z (v ose působení zatěžující síly), v závislosti na vzdálenosti od dotykové plošky (hloubce pod povrchem).

Navazující část práce se zabývá výpočtem talířových pružin, které vyvozují sílu v upínacím mechanismu. Velikost upínací síly je daná maximálním dovoleným kontaktním napětím mezi kuličkami a pouzdry v upínacím mechanismu.

V závěru výpočtové části je uveden kontrolní výpočet síly od hydraulického pístu, který stlačuje talířové pružiny a ovládá táhlo, jímž umožňuje vyrazit nástrojový držák z kuželové dutiny vřetena.

V poslední části diplomové práce je uveden princip funkce a konstrukční řešení výměnné vřetenové hlavy VA1-C. V této části jsou na modelu hlavy popsány jednotlivé konstrukční prvky. Pro názornost jsou zde uvedeny řezy hlavou a jejími částmi, na kterých jsou zobrazeny všechny hlavní konstrukční uzly, které přímá výměnná vřetenová hlava VA1-C obsahuje.



2. Společnost TOS Kuřim

2.1. Profil společnosti TOS Kuřim

Od založení v roce 1942 byla firma TOS Kuřim průkopníkem v zavádění nových technologií do praxe. Obchodní značka firmy se proto brzo stala symbolem spolehlivých a přesných obráběcích strojů s dlouhodobou životností. V roce 2005 se společnost TOS Kuřim stala součástí skupiny ALTA Brno.

Výrobní program TOS Kuřim se zaměřuje na velké frézky a obráběcí centra, umožňující obrábění těžkých, rozměrově a tvarově velmi složitých obrobků až z pěti stran s použitím souvislého řízení v pěti osách. Jsou to hlavně obráběcí centra s posuvným stojanem a portálová obráběcí centra. Výrobní program zahrnuje i technologická pracoviště navržená na míru podle potřeb zákazníků. Hlavní technologickou předností strojů z produkce TOS Kuřim je systém výměnných vřetenových hlav.

Stroje se uplatňují zejména v těžkém strojírenství, energetice, zbrojařském a leteckém průmyslu, ve výrobě těžkých stavebních strojů a důlní techniky, v loďařském a železničním průmyslu.

Ve firmě je zaveden systém jakosti dle EN ISO 9001:2000, a firma má řadu ocenění za technické provedení strojů. [8]

2.2. Historie a současnost společnosti TOS Kuřim

Firma TOS Kuřim vyšla při svém vzniku z tradic brněnské Zbrojovky, která po první světové válce zavedla jako jedna z prvních sériovou výrobu obráběcích strojů. Současně probíhající zbrojní výroba požadovala po obráběcích strojích kvalitu, díky které se frézky i soustruhy dobře prodávaly i v zahraničí. Kvůli velké poptávce po obráběcích strojích bylo nutné postavit samostatný závod dislokovaný mimo území města Brna. Vybrána byla kuřimská lokalita, ve které se roku 1941 zahájily rozsáhlé zemní práce. Výstavbu kuřimského závodu velmi urychlila potřeba většího množství moderních obráběcích strojů, určených hlavně pro válečnou výrobu leteckých motorů. Výroba v novém kuřimském závodě započala už v létě 1942 v mechanických dílnách v ještě nedokončené H 16. V prosinci roku 1942 byly dokončeny, nebo těsně před dokončením, objekty H 16, H 8, H 9, H 14 a H 7, v nichž bylo v provozu na 350 obráběcích strojů. Výroba se zaměřila na přesné vyvrtávací stroje, hoblovací stroje na kuželová ozubená kola, soustruhy, konzolové frézky a speciální stroje.

Na počátku roku 1943 se z nařízení říšských orgánů usadila v halách H 7 a H 9 německá firma Klöckner, která zde zahájila výrobu leteckých motorů a začala se stavbou objektu K 4. V tomto období měl závod 4250 pracovníků. Počet zaměstnanců se v době totalitního nasazení zvýšil až na 15 000, včetně zaměstnanců firmy Klöckner. Ale ani přes prudký nárůst zaměstnanosti nebyla kvůli systematické sabotážní činnosti dosahována plánovaná produkce.

Protože se v závodě vyráběly obráběcí stroje určené pro německý zbrojařský průmysl, a nacházela se tam výroba leteckých motorů firmy Klöckner, byla TOS Kuřim 25. srpna 1944 bombardována americkým letectvem. Poté následovaly rozsáhlé opravy závodu a doplnění strojního zařízení.

V roce 1945 už není závod TOS Kuřim včetně provozovny Vaňkovka v Brně, kde je dislokována těžká mechanika a slévárna, součástí Zbrojovky Brno a stává se z něj samostatný podnik Spojené továrny na obráběcí stroje se sídlem v Praze. Od tohoto období nastává neustálý rozvoj výroby, kterému neodpovídaly možnosti slévárny Vaňkovka, proto byla v období let 1950 až 1953 postavena slévárna šedé litiny přímo v Kuřimi.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Mezi nejrozšířenější stroje z produkce TOS Kuřim patří frézovací stroje F 3, F 4, F 5 a soustruhy SV 18 a SV 18R, které tvořily v poválečných letech velkou část produkce. Mezi další úspěšné stroje patří výkonné konzolové frézky řady FA, portálové frézovací stroje FP a rovinné frézky řady FR. Vývoj těchto strojů byl ukončen v roce 1975 v rámci delimitace výrobních programů zemí bývalé RVHP a následně byla v roce 1987 předána kompletní výkresová dokumentace do TOS Hulín.

V roce 1957 byla v TOS Kuřim vyrobena 1. automatická linka určená na opracování skříně ložiska železničních vagónů pro firmu SKF a na počátku 60. let bylo vyvinuto nárazkové programové řízení PPF se čtením instrukcí z děrované filmové pásky. Další vývoj v TOS Kuřim se zabýval aplikací dvouosých systémů MTC5 a 7 zahraniční výroby a později tuzemských systémů PPS u frézek. V polovině 70. let byl ve spolupráci se ZJŠ Brno vyvinut vlastní řídicí systém s lineárním interpolátorem, jehož licence byla prodána norské firmě Vapenfabrik Konsberg.

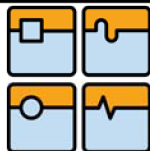
Od druhé poloviny 50. let probíhal v TOS Kuřim vývoj a zavedení výroby přesných kuličkových šroubů. V té době byla firma TOS Kuřim jediným výrobcem kuličkových šroubů ve východní Evropě.

Za dobu své působnosti byla k firmě TOS Kuřim přiřazena řada závodů. V roce 1948 byla do TOS Kuřim začleněna firma Mechana Brno, která vyráběla přesné stroje a nástroje. Od roku 1952, po dobu šesti let, byly součástí TOS Kuřim také Moravské závody brusiva v Kunštátě. Od roku 1958 se firma TOS Kuřim rozrostla o TOS Lipník a TOS Olomouc. Závod TOS Lipník se specializoval na výrobu univerzálních soustruhů a celé řady obráběcích jednotek, určených pro jednoúčelové stroje a automatické linky, závod TOS Olomouc se specializoval především na výrobu konzolových frézek. V roce 1946 se do národního podniku TOS Kuřim začlenil také Agrostroj Galanta. V roce 1967 se připojil závod Jasová u Nových Zámků a později rovněž nově vybudovaný závod Znojmo. Závod Galanta sloužil jako opravna konzolových frézek. Závod Jasová se zabýval kromě výroby teleskopických krytů v licenci firmy Kabelschlepp také výrobou příslušenství obráběcích strojů (otočné stoly, děličky, mazací agregáty apod.). V roce 1979 byla z Kuřimi do závodu Znojmo předána výroba variátorů. V roce 1965 se národní podnik TOS Kuřim jako celek stává součástí Továren strojírenské techniky se sídlem v Praze, a krátce po té dochází k osamostatnění TOS Olomouc a TOS Galanta.

Závod TOS Kuřim se po 1. 1. 1991 stává akciovou společností a patří mu závody v Lipníku nad Bečvou, ve Znojmě a v Jasové. Poté 1. 5. 1992 vzniklo 5 nových samostatných subjektů – akciové společnosti TOS Kuřim, Slévárna Kuřim, TOS Lipník, TOS Znojmo a TOS Jasová. TOS Kuřim – OS, s.r.o. přebírá tradici, pracovníky, know-how, ochrannou známku a poté se transformuje na akciovou společnost.

TOS Kuřim – OS se po roce 2005 zaměřila na větší stroje. U těžkých portálových strojů je od roku 2009 nabízena zákazníkům hydrostatika.

Významným partnerem při realizaci exportu se stala společnost ALTA, která v roce 2005 do TOS Kuřim vstoupila. Od roku 2005 se stala ALTA 100 % vlastníkem TOS Kuřim – OS a postupně také 100 % vlastníkem společnosti Kuličkové šrouby Kuřim, a 90 % vlastníkem společnosti Slévárna Kuřim. [9] [10] [11]



3. Výměnné vřetenové hlavy

3.1. Vřetenové hlavy

Vřetenové hlavy se používají ve dvou provedeních – standardní vřetenové hlavy (ne-výměnné), které jsou určeny pro pevné zabudování na čelo vřeteníku a automaticky výměnné vřetenové hlavy, určené pro automatické upínání na čelo vřeteníku.

Výměnné vřetenové hlavy jsou neoddelitelnou součástí vybavení velkých CNC frézovacích strojů a CNC obráběcích center. Zvětšují technologické možnosti stroje pro obrábění vodorovných, svislých i šikmých ploch. Hlavy se souvisle řízenými rotačními osami rozšiřují kinematické možnosti celého stroje. Pokud jsou hlavy vybaveny elektrovřeteny, lze pomocí nich rozšířit také výkonové parametry stroje. [1] [14]

3.2. CNC frézovací stroje

Frézovací stroje patří mezi nejrozšířenější a nejvýkonnější obráběcí stroje. Jsou určeny pro obrábění nejčastěji rovinných ploch, ale také rovných a zakřivených drážek, závitů, zubů ozubených kol apod. V principu je frézování založeno na využití mnohobřitého nástroje, přičemž jednotlivé břity (zuby) vcházejí při obrábění do záběru postupně a opět ze záběru vycházejí. Z toho také vyplývá neustálá cyklická proměnnost výsledné řezné síly nebo momentu na nástroji.

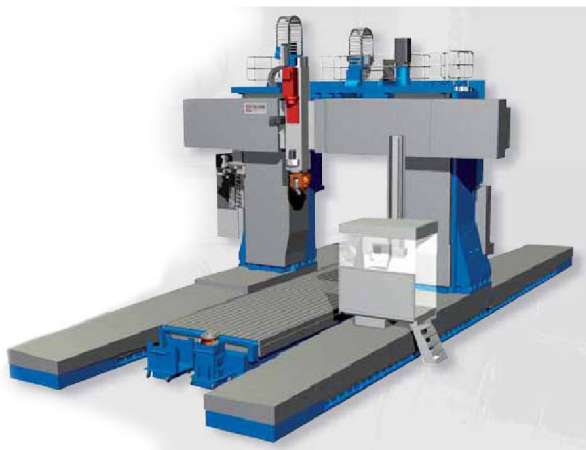
Podle orientace nástroje vůči obrobku je rozlišováno frézování obvodové a frézování čelní. Podle orientace hlavních pohybů (rotační řezný pohyb a posuvný pohyb) je rozlišován princip protisměrného nebo sousměrného frézování. [1]



Obr. 1 Rozdělení frézovacích strojů [1]

3.3. CNC obráběcí centra

Obráběcím centrem nazýváme takový obráběcí stroj, který umožňuje provádět různé



druhy technologických operací, pracuje v automatickém cyklu a může pracovat v bezobslužném provozu, je vybaven automatickou výměnou nástrojů a obrobků, a má možnost víceosého vysokorychlostního obrábění. Je to tedy takový obráběcí stroj, na kterém je možné z velké části anebo úplně obrobít různé součásti při jednom upnutí. [1]

Obr. 2 Obráběcí centrum řady FRUF C TOS Kuřim [12]



Kromě automatické výměny nástrojů může být CNC frézovací stroj vybaven kvůli zvýšení technologické variability také systémem výměnných hlav. Hlavy mohou být různé podle aktuálně používané technologie na obrábění – od hlav s CNC stavěním do souřadnic, až po hlavy s pevnými úhlovými hodnotami, kde jsou využity Hirthovy věnce.

Vřeteníky uzpůsobené pro automatickou výměnu vřetenových hlav bývají nejčastěji tvořené odlítkem čtvercového průřezu, v jehož zadní části jsou vodící plochy tvořené kalenými lištami, které umožňují svislý pohyb vřeteníku ve vedení příčných saní. Pro automaticky výměnné vřetenové hlavy je v čelní spodní části vřeteníku prostor pro uchycení výměnných vřetenových hlav. Pohon vřetena bývá odvozen od servopohonu přes řemen a vloženou převodovou skříň s automatickým řazením jednotlivých převodových stupňů.

Automaticky výměnné vřetenové hlavy bývají uloženy v zásobníku výměnných vřetenových hlav, který může být ve dvou provedeních. Otočný zásobník slouží k odkládání a automatickému přemístění výměnných vřetenových hlav do místa výměny. Druhé provedení je s ručním vozíkem, který slouží k odkládání a ručnímu přemístění výměnných vřetenových hlav do místa výměny.

Vlastní výměnu vřetenových hlav zajišťuje vřeteník svislým pohybem v ose Z. Vřetenová hlava je pomocí hydraulických upínacích válců přitažena a zaplokována do čelního ozubeného věnce upevněného na čele vřeteníku. Současně jsou také připojena média a silové a ovládací obvody. [1]



Obr. 3 Ruční vozík k odkládání a přemístování vřetenových hlav [12]

3.5. Výhody použití obráběcího stroje, který umožňuje automatickou výměnu vřetenových hlav

Koncepce stroje, která využívá výměnných hlav, umožňuje přizpůsobit stroj co nejvíce zadaným technologickým požadavkům. Výměna vřetenových hlav umožňuje volbu optimálního typu vřetenové hlavy pro danou technologickou operaci s možností využití výkonnějších rezných podmínek a také umožňuje rozšířit pracovní prostor stroje.

Při frézování složitých tvarů při výrobě např. forem, lisovacích nástrojů, zápusitek nebo tvarově velmi složitých obrobků velkých rozměrů, které vyžadují obrábění v pěti souvisle řízených osách, tvořených dvěma rotačními a třemi lineárními osami, se uplatní hlavy umožňující souvislé řízení ve dvou osách. Tyto hlavy lze také využít při obrábění ploch a otvorů pod různými sklony na skříňovitých

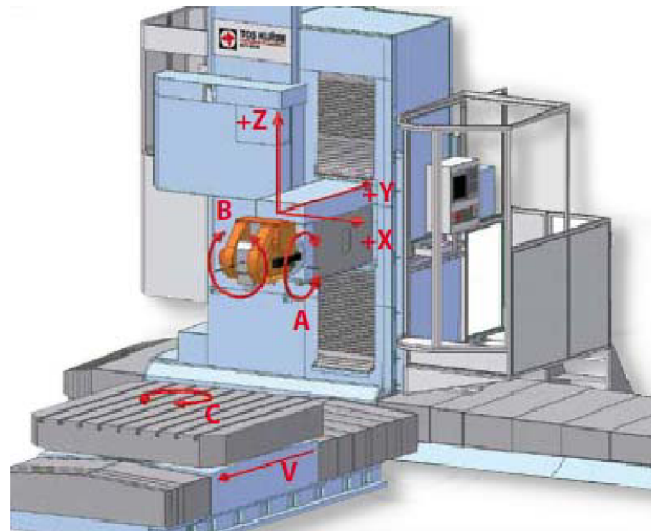


Obr. 4 Obrábění tvarově složitých ploch [8]



součástech.

Výměnná hlava s elektrovřetenem umožňuje obrábění tvarových obrobků vysokými reznými rychlostmi, při kterém lze dosáhnout zkrácení výrobního času, nebo při zjemnění řádkování lze dosáhnout vyšší přesnosti obrobku a vyšší kvality povrchu (snížení časů na dokončovací operace). Výměnné vřetenové hlavy s vysokou tuhostí se s výhodou uplatní při výkonném obrábění velkých skříňových obrobků z pěti stran, čímž je možné snížit počet upínání obrobku. [15]



Obr. 5 Osy na obráběcím stroji [13]

3.6. Automaticky vyměnitelné frézovací hlavy z produkce TOS Kuřim

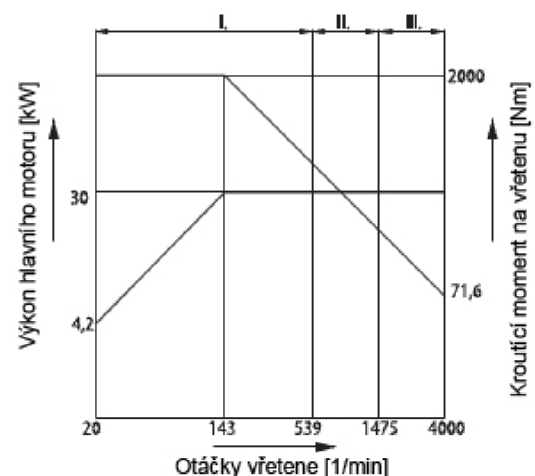
3.6.1. Přímá hlava VA

Hlava VA má vřeteno uspořádáno souose s osou vřeteníku a poháněno přímo od unášeče ve vřeteníku přes zubovou spojku uloženou v tělese hlavy. Hlava VA se vyrábí ve více délkách, přičemž hlava VA1 je nejkratší. Hlava VA2 má stejné uspořádání jako hlava VA1, pouze s větším vyložení čela vřetena.

Hlava VA je vhodná pro hrubování, má vysokou tuhost (zejména provedení VA1 které má nejmenší vyložení). [16]



Obr. 6 Hlava VA [12]



Obr. 7 Diagram hlavy VA1-A [12]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Technické parametry hlavy VA			
výkon	30 kW	60kW	71kW
max. kroutící moment [Nm]	2000/1000*	3300/1600*	3300/7000*
rozsah otáček [min ⁻¹]	20 - 4000	20 - 4000	20 - 2500

Tab. 1 Technické parametry hlavy VA [12]

*Vyšší maximální kroutící moment má hlava VA1, nižší VA2 (má větší vyložení).

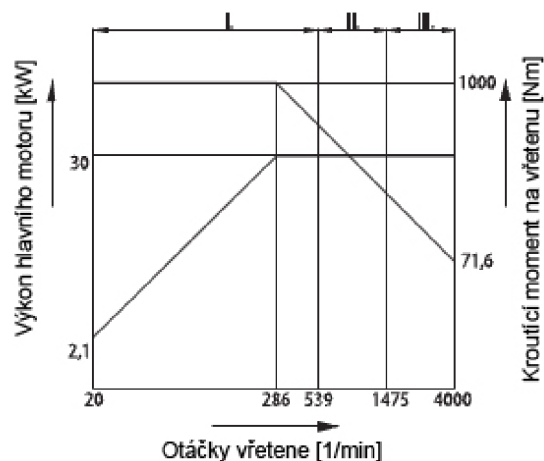
3.6.2. Úhlová hlava VP

Hlava VP má vřeteno uspořádáno kolmo k ose vřeteníku, poháněno od unášeče ve vřeteníku přes vložený hřídel a jeden pár kuželových kol uložených v tělese hlavy. Hlava je otočná kolem osy B v rozsahu 180°. Hlava VP se vyrábí ve více délkách, přičemž hlava VP1 je nejkratší. Hlava VP2 má stejné uspořádání jako hlava VP1, ale osa vřetena je ve větší vzdálenosti od čela vřeteníku.

Hlava VP je vhodná pro frézování pod devadesáti stupni a pro hrubování, má vysokou tuhost (zejména provedení VP1 které má nejmenší vyložení). [16]



Obr. 8 Hlava VP [12]



Obr. 9 Diagram hlavy VP2-A [12]

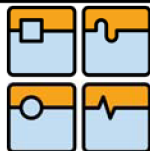
Technické parametry hlavy VP			
výkon	30 kW	60kW	71kW
max. kroutící moment [Nm]	2000/1000	3300/1600	3300/7000
rozsah otáček [min ⁻¹]	20 - 4000	20 - 4000	20 - 2500

Tab. 2 Technické parametry hlavy VP [12]

*Vyšší maximální kroutící moment má hlava VP1, nižší VP2 (má větší vyložení).

3.6.3. Univerzální hlava VO

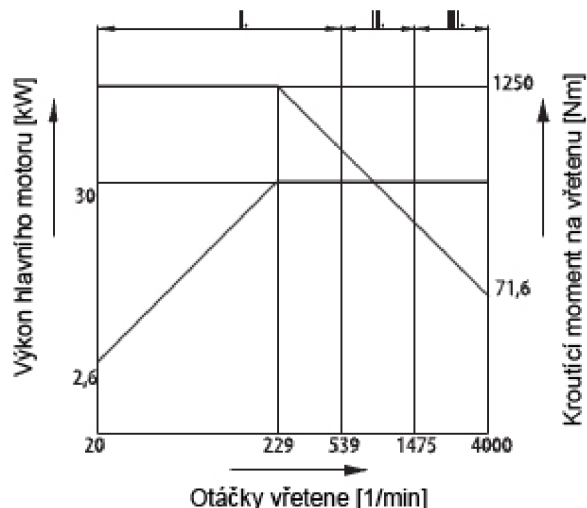
Univerzální hlava VO s automaticky přestavitelným vřetenem do svislé nebo vodorovné polohy je otočná kolem příčné lineární osy B o 180°. Polohování je odvozeno od regulačního servopohonu vřetena, v poloze horizontální nebo vertikální je vřetenová část hlavy zpevněna do ozubených věnců.



Hlava VO je přestavitelná hlava po 2,5°, nejvíce se používá na frézování kolmých ploch a dokončovací obrábění. [16]



Obr. 10 Hlava VO [12]



Obr. 11 Diagram hlavy VO – 30kW [12]

Technické parametry hlavy VO		
výkon	30 kW	60kW
max. krouťící moment [Nm]	1250	2000
rozsah otáček [min^{-1}]	20 - 4000	20 - 4000

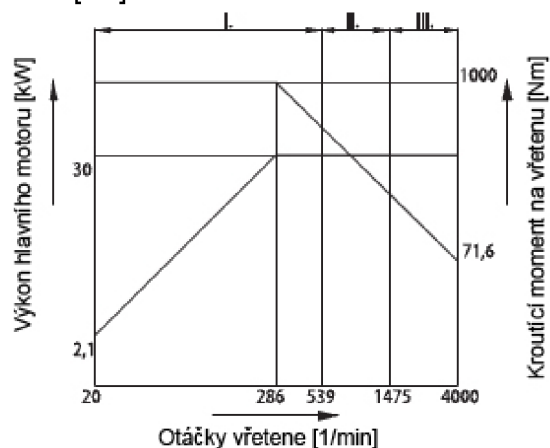
Tab. 3 Technické parametry hlavy VO [12]

3.6.4. Vidlicová hlava VK

Hlava VK je otočná kolem osy B v rozsahu 180° a kolem osy A v rozsahu +30° až -180°. Pohyb v rotační ose A je zajištěn servomotorem přes převod tvořený ozubenými koly s mechanickým vymezením vůle a s možností zapnutí hydraulicko-mechanického tlumení v ose A. Hlava VK je stavitelná po 1° v ose B a je vhodná pro dokončovací obrábění a vrtání děr pod úhlem. [16]



Obr. 12 Hlava VK [12]



Obr. 13 Diagram hlavy VK – 30kW [12]



Technické parametry hlavy VK

výkon	30 kW	60kW	71kW
max. kroutítní moment [Nm]	1000	1600	3300
rozsah otáček [min ⁻¹]	20 - 4000	20 - 4000	20 - 2500

Tab. 4 Technické parametry hlavy VK [12]

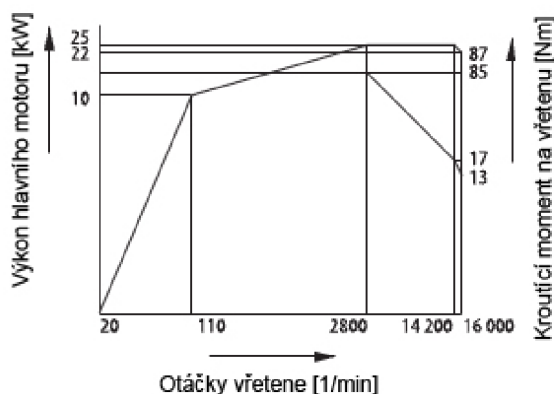
3.6.5. Vidlicová hlava s elektrovřetenem VKE

Hlava VKE je souvisle otočná kolem osy B v rozsahu 180° a kolem osy A v rozsahu +30° až -180°. Pohyb v rotační ose je zajištěn servomotorem přes převod tvořený ozubenými koly s mechanickým vymezením vůle a s možností zapnutí hydraulicko-mechanického tlumení v ose A. Vřeteno hlavy je tvořeno přímo rotorem elektrovřetena a je opatřeno kuželem HSK-A 63, dle DIN 69063-1 s osovým přívodem chladicí kapaliny.

Hlava VKE je vhodná pro HSC obrábění, její maximální otáčky jsou 16000 min⁻¹ a je stavitelná po 1° v ose B. [16]



Obr. 14 Hlava VKE [12]



Obr. 15 Diagram hlavy VKE - 25kW [12]

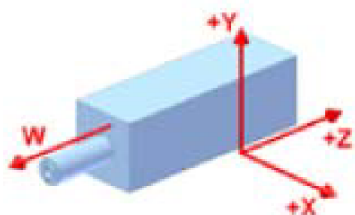
Technické parametry hlavy VKE

výkon	25 kW
max. kroutítní moment [Nm]	87
rozsah otáček [min ⁻¹]	110 - 16000

Tab. 5 Technické parametry hlavy VKE [12]

3.6.6. Horizontální provedení vřeteníku W

Firma TOS Kuřim vyrábí také vřeteníky, do kterých je možné upínat nástroje bez použití vřetenových hlav. Jsou to vřeteníky s výsuvnou pinolou a výsuvným pracovním vřetenem.



Obr. 16 Horizontální provedení vřeteníku W [12]



Výsuvná pinola – vhodná pro zvětšení zdvihu, pro obrábění v malém prostoru a pro jednoúčelové stroje.

Technické parametry výsuvné pinoly	
výsuv pinoly a vřeteníku (v ose W+Z) [mm]	400 + 1250
průměr pinoly [mm]	170
průřez vřeteníku [mm]	500 x 500
kužel vřetene	ISO 50
otáčky vřetene (plynule) [ot/min]	3200
celkový výkon motoru na hlavním vřetenu [kW]	28
max. kroutící moment [Nm]	1200

Tab. 6 Technické parametry výsuvné pinoly [12]

Výsuvné pracovní vřeteno – vhodné pro hrubování, má vysokou tuhost, protože odpadají vůle ve výměnné hlavě.

Technické parametry výsuvného pracovního vřetene	
výsuv pinoly a vřeteníku (v ose W+Z) [mm]	800 + 1250
průměr pinoly [mm]	130
průřez vřeteníku [mm]	500 x 500
kužel vřetene	ISO 50
otáčky vřetene (plynule) [ot/min]	2500/3000
celkový výkon motoru na hlavním vřetenu [kW]	28
max. kroutící moment [Nm]	2000

Tab. 7 Technické parametry výsuvného pracovního vřetena [12]

3.6.7. Aplikačně specifické hlavy

Většina výrobců výměnných vřetenových hlav obvykle nabízí konstrukčně podobné vřetenové hlavy. Základním vybavením obráběcího stroje mohou být prodlužovací nástavce a hlavy s jednou, nebo dvěma rotačními osami. Dvouosé hlavy jsou v současné době nabízeny nejčastěji ve dvou základních provedeních, jsou to vidlicové hlavy nebo ortogonální hlavy. Proto se univerzální hlavy různých výrobců od sebe liší pouze v drobných detailech. Tyto detaily ale mohou často významně rozhodovat o spolehlivosti a kvalitě.

Rozměry, kinematika i výkonové parametry aplikačně specifických vřetenových hlav jsou konstruovány tak, aby rozšířily aplikační možnosti obráběcího stroje.

Například hlava vyrobená firmou Schiess určená pro výrobu ozubení dělicím způsobem (obr. 17). Hlava má výkon 60 kW, maximální kroutící moment 6000 Nm a maximální otáčky 400min⁻¹. [17]



Obr. 17 Hlava na obrábění ozubení [17]



3.6.8. Zrychlovací hlavy a přídatná vřetena

Poslední dobou se v oboru obrábění stále více projevuje tzv. vysokorychlostní obrábění (HSC). Podstatou vysokorychlostního obrábění je odebrání malých třísek vysokými reznými rychlostmi při velkých posuvech. Při tomto procesu dochází k velkému lokálnímu ohřevu třísky (až do oblasti zčervenání), která potom měkne a lze ji oddělit menší reznou silou.

Pro HSC obrábění je klíčovým parametrem rezná rychlost, která spolu s průměrem nástroje definuje požadované otáčky vřetene.

Potřebné otáčky vřetene narůstají u nástrojů s malým průměrem. Velmi markantní je to na kulových frézách při odebrání malé tloušťky třísky na tříosém CNC stroji. V tomto případě je tzv. efektivní průměr nástroje, kterým se obrábí, mnohem menší než jmenovitý průměr nástroje.

Aby bylo možné využít vysokorychlostní obrábění i u automaticky výměnných vřetenových hlav, které neobsahují elektrovřetena je možné použít zrychlovací hlavy. [21]

Mechanické zrychlovací hlavy jsou nejméně náročnou možností zvýšení otáčkového rozsahu stroje. Do vřetene ve vřetenové hlavě se upne zrychlovací hlava a do držáku na vřetenové hlavě se upne čep, který zachycuje reakční síly. Uvnitř zrychlovací hlavy je převodovka s převodem do rychla. Převodový poměr bývá obvykle v rozmezí 3 až 5 pro maximální dosažitelné otáčky kolem $20\,000\text{ min}^{-1}$. Pro tyto otáčky jsou pro uložení rotačních dílů použita ložiska s ocelovými kuličkami. Pro otáčky až do $40\,000\text{ min}^{-1}$ se vyrábějí hlavy s převodovým poměrem 5 až 7,5. Pro tyto otáčky jsou rotační díly uloženy v hybridních ložiskách. Z tohoto popisu je tedy zřejmé, že mechanické zrychlovací hlavy mají kvůli své mechanické stavbě omezené maximální otáčky. [21]



Obr. 18 Zrychlovací hlava společnosti Pibomulti [22]

Další možností, kterou je možné dosáhnout vyšších otáček, je použití přídatných vřeten. Přídatná vřetena s elektrickým pohonem jsou malá elektrovřetena, která mají na konci tělesa kužel pro upnutí do dutiny v hlavním vřetenu. Připojení těchto vřeten na stroj je ale vázáno na speciální rozhraní na stroji. Vřeteno musí mít svůj přívod elektrické energie, chladicího média a tlakového vzduchu. Tato rozhraní ale komplikují přizpůsobení pro automatickou výměnu.

Jinou možností je využít přídatná vřetena se vzduchovým pohonem. Základem těchto vřeten je turbínové kolo, jehož hřídel tvoří páteř vřetena. K turbíně je přiváděn tlakový vzduch. Tlakový vzduch, bez obsahu oleje o tlaku 6 - 10 barů, je obvykle dodáván ze samostatného agregátu. [21]



4. Konstrukční prvky výměnné vřetenové hlavy

4.1. Vřetena obráběcích strojů

Úlohou vřetena obráběcího stroje je zaručit nástroji přesný otáčivý pohyb, tedy takový pohyb, při kterém se dráhy jednotlivých bodů nástroje liší od kružnice jen v přípustných mezích. [1]

Vřetena CNC obráběcích strojů jsou z 99% ukládána do valivých ložisek. Zbývající 1% vřeten, je ukládáno do rotačních hydrostatických ložisek. Vřeteno obráběcího stroje, které je staticky určité uloženo, je uloženo ve dvou radiálních a jednom nebo dvou axiálních ložiscích. Přední uložení je zpravidla axiálně nehybné, a zadnímu bývá dovolen axiální pohyb vlivem tepelné roztažnosti vřetena. Konec vřetena, který vyčnívá ze skříně vřeteníku (přední konec), je vhodně upraven pro upnutí nástroje. Ložisko (ložiska), které se nachází blíže přednímu konci vřetena, se nazývá přední nebo také hlavní ložisko a má stěžejní vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetena. Vřeteno je velmi důležitý konstrukční prvek ve skladbě obráběcích strojů, a proto jsou na jeho provedení kladeny náročné požadavky. Je to především vysoká přesnost chodu, která je určena velikostí radiálního a axiálního házení, dále dokonalé vedení, protože vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, pokud nemění jeho zatížení směr a smysl. Ztráty v uložení vřetena musí být co nejmenší, a vřeteno musí být také dostatečně tuhé (předepnuté), protože jeho deformace spolu s přesností chodu má rozhodující vliv na přesnost práce obráběcího stroje. V uložení vřetena musí být také možné vymezovat vůli vznikající opotřebením. Také je požadována dlouhodobá životnost a provozní spolehlivost vřetena a jeho uložení. [1]

4.1.1. Házení vřetena

Vřeteno, které není zatížené obráběním, nesmí být zdrojem periodického buzení ani jiných nežádoucích vlivů. Přesnost chodu vřetena se kontroluje na předním konci vřetena na té ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení nástroje (upínací kužel). [1]

Radiální házení vřetena je dáno nepřesností otáčení vřetena (osa vřetena mění během jedné otáčky svou polohu mezi dvěma krajními body). Příčinou nepřesnosti otáčení vřetena je, že jedno nebo obě ložiska mají odlišnou osu rotace vnějšího a vnitřního kroužku, tedy házejí. Další příčiny radiálního házení vřetena jsou nesouosost plochy na vřetenu, na níž měříme, s osou otáčení a neokrouhlý tvar příslušné měřené (funkční) plochy.

Výsledné radiální házení naměřené úchytkoměrem je složeno z těchto tří dílčích házení. Poslední dvě příčiny je možné omezit zvýšením přesnosti při obrábění (zmenšením přípustných výrobních tolerancí). Nepřesnost otáčení vřetena (první příčina) je způsobena radiálním popř. axiálním házením ložisek.

Axiální házení se měří na čelní ploše vřetena a způsobuje ho axiální házení ložiska či nedokonalá kolmost čelní plochy k ose otáčení. Axiální házení se z části odstraní, obrobí-li se příslušná plocha po montáži přímo na vlastním stroji. [1]

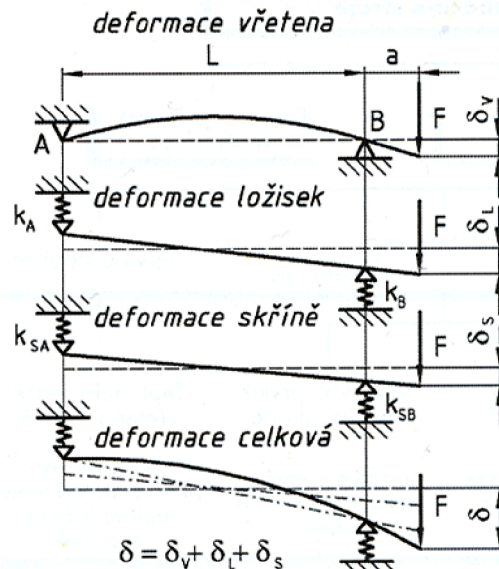
4.1.2. Tuhost vřetena

Tuhost vřetena má velký vliv na přesnost práce a dynamickou stabilitu obráběcího stroje. Obvykle se udává tuhost vřetena na jeho předním konci, na který se upevňuje nástroj, protože deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost práce.



Celková deformace vřetena $\delta = \delta_V + \delta_L + \delta_S$ je dána součtem dílčích deformací vřetena, ložisek a tělesa skříňě (vřeteníku).

Deformace vřetena δ_V se zmenšuje se vzdáleností ložisek L . Naproti tomu se zmenšující se vzdáleností ložisek L se deformace δ_L zvětšuje. [1]



Obr. 19 Vliv tuhosti vřetena, ložisek a skříňě na deformaci vřetena [1]

I přes rozdílné konstrukční varianty existují dva základní způsoby zástavby vřetena do nosné struktury stroje (vřeteníku). První z nich je zástavba do tělesa skříňového tvaru. Druhá varianta je zástavba vřetena do tělesa rotačního tvaru, v tomto případě hovoříme o tzv. tubusu. [1]

4.2. Ložiska

4.2.1. Typ ložiska a jeho uspořádání

Pro valivé uložení vřeten obráběcích strojů je kritickým faktorem tuhost samotného vřetena a s tím také související jeho průměr. Volba typu ložiska je kompromisem mezi tuhostí a možností zástavbového prostoru. Vliv na přesnost chodu má také způsob mazání, materiál klece atd. [1]

Čtyři základní konstrukční uspořádání podle typu předního radiálního ložiska [1]:

- Uložení s dvouřadým válečkovým ložiskem
- Uložení v ložiskách s kosoúhlým stykem
- Uložení v kuželíkových ložiskách
- Uložení vřeten v ložiskách s kosoúhlým stykem s průvlastkovým motorem (elektrovřetenem).

Ložiska mohou být vyrobena jako celocelová nebo tzv. hybridní (s keramickými valivými elementy Si₃N₄). Důvod pro použití hybridních ložisek je ten, že je s nimi možné dosáhnout vyšších otáček, ložiska jsou ale dražší. Valivé elementy v těchto ložiscích mají nižší hmotnost, proto dochází ke vzniku menších odstředivých sil, dále mají menší tepelnou vodivost, čímž nedochází k přenosu tepla mezi vnitřním a vnějším kroužkem. Keramika je nemagnetická a je odolná proti korozi. Menší nebo zcela omezená je také vodivost elektrické energie přes tato ložiska (jejich valivé elementy), což je v některých speciálních aplikacích jejich velkou předností. Hybridní ložiska



procházejí neustálým vývojem. Nová ložiska s keramickými valivými tělisky a vnějšími kroužky vyrobenými z vysoce legovaných antikoročních ocelí umožňují vřetenům dosáhnout ještě vyšších otáček než při použití „klasických“ hybridních ložisek. [1]

4.2.2. Rozměr a třída přesnosti ložiska

Vřeteno CNC obráběcího stroje musí zaručit prostorovou stabilitu osy a zároveň musí přenášet zatížení při mnohdy velmi vysokých otáčkách. Velikost ložiska je ovlivněna zatížením, které má ložisko přenášet a požadavky na životnost a spolehlivost. Limitujícími parametry pro volbu velikosti ložiska jsou velikost vřeteníku (tubusu) a velikost upínače.

Přesnost chodu vřetena závisí na přesnosti chodu ložisek a přesnosti nejbližších částí (geometrické úchyly tvaru a polohy, které je možné připustit při výrobě vřetena a tubusu). Pro výběr toleranční třídy ložiska je rozhodující maximální radiální házení vnitřního kroužku, zvolená přesnost a cena. Při nedodržení předepsaných úchylek obvodového a čelního házení dosedacích ploch a osazení pro ložiska se snižuje životnost uložení. [1]

4.2.3. Uložení ložiska, předpětí a typ klece

Kromě geometrických úchylek a tvarů a polohy je také při ukládání ložisek třeba dodržet lícování vnitřních a vnějších ložiskových průměrů (jde o vytvoření radiálního předpětí). Toto lícování předepisuje pro jednotlivé typy ložisek výrobce ložiska.

Předepnutím ložisek, ve kterých je vřeteno uloženo umožňuje vytvořit bezvúlové uložení a zvýšit tak pracovní přesnost a tuhost.

Klec slouží v ložisku k zajištění rovnoměrného rozložení valivých těles po obvodu kroužku a zamezuje styku sousedních valivých tělísek, tím tedy přispívá k redukci třecích sil a také tepla. Pokud má ložisko odnímatelný vnější nebo vnitřní kroužek, drží klec kuličky pohromadě. Klec není za běžných podmínek (s výjimkou odstředivých sil) zatížena. Klec je u ložisek pro velké rychlosti vedena na jednom z kroužků a u ložisek pro nižší rychlosti na valivých elementech. Klece mají různá provedení (lisované nebo masivní ocelové, lisované nebo masivní mosazné, polymerové, z fenolické pryskyřice apod.). Konkrétní provedení je dáno konstrukčním řešením. [1]

4.2.4. Mazání vřetenových ložisek

Hlavním důvod pro mazání vřetenových ložisek je redukce tření, což vede ke snížení opotřebení, způsobeném kovovým stykem valivých elementů s vnitřním a vnějším kroužkem ložiska. Mazání ložisek prodlužuje jejich životnost, snižuje riziko jejich poruch vlivem mechanického poškození a při vysokých otáčkách odvádí teplo generované ložiskem. Metoda mazání uložení vřeten obráběcích strojů závisí na konkrétních provozních podmínkách a požadavcích. Pokud se požaduje velká přesnost chodu vřetena, je nutné redukovat teplo. Generované teplo závisí na typu, otáčkách a zatížení ložiska.

Na tloušťku mazivového filmu mají vliv otáčky vřetena, provozní teplota a viskozita maziva. [1]

Při mazání vřetenových ložisek mohou vzniknout tři typy mazání: [1]

- hydrodynamické mazání – oddělení pohybujících se povrchů mazivovým filmem
- elastohydrodynamické mazání – existuje při hydrodynamickém i částečně hydrodynamickém mazání u zatíženého tělesa (pružná deformace)
- mezní mazání – malá tloušťka maziva k oddělení stykových ploch



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Ložiska mohou být mazána tukem nebo olejem. Mazání tukem je nejčastěji používáno. Tuk je složen z 90% z minerálního nebo ropného oleje a 10% zahušťovadla. Jako zahušťovadlo je použito vápenaté, sodné, lithné nebo barnaté mýdlo. Trvanlivost tuku je závislá na jeho množství a druhu, typu ložiska, otáčkách, teplotě a namontovaném stavu.

Mazání olejem se používá tam, kde provozní otáčky vyžadují také odvod generovaného tepla z uložení (pro vysoké otáčky vřeten). Pro mazání přesných vřetenových ložisek stačí pro dosažení kvalitního promazání uložení malé množství oleje. Mazání olejem je možné rozdělit na čtyři způsoby:

- protékajícím olejem nebo broděním – neprogresivní, ale funkční způsob
- olejovou mlhou
- pomocí trysky
- olej – vzduch

Při mazání olejovou mlhou se olejová mlha dopravuje pomocí stlačeného vzduchu k ložisku, většinou pomocí mazacích trubiček. U mazání pomocí trysky přivádíme předem definované množství oleje tryskou k ložisku. A pokud je použito mazání olej vzduch, je velmi malé množství oleje přivedeno k ložisku pomocí dopravního média (vzduchu).

Během zabíhání dochází ke zvětšení teplot v ložiskách. [1]

Porovnání metod mazání vřetenových ložisek:

Metoda mazání	výhoda	nevýhoda
tukem	nízká cena	menší otáčky
	univerzální použití	neodvádí teplo
	tuk je trvanlivější než olej	
olejovou mlhou	žádné zhoršení trvanlivosti maziva	znečištění okolí
	do prostoru ložisek se nedostane voda (olejová mlha ji vytlačí)	množství oleje v závislosti na teplotě a viskozitě
olej - tryska	stabilní teplota ložiska	vysoký třecí moment
	do prostoru ložisek se nedostane voda	vyšší cena
		prosak oleje při vertikální aplikaci
olej - vzduch	je environmentální	vysoká cena
	do prostoru ložisek se nedostane voda	obtížné určení množství oleje
	žádné zhoršení trvanlivosti maziva	
	stabilní teplota ložiska	
	nízká generace tepla z přebytku maziva	

Tab. 8 Porovnání metod mazání vřetenových ložisek [1]

4.3. Ložiska použitá v horizontální výměnné hlavě - VA1-C

4.3.1. Dvouřadé válečkové ložisko FAG

Vysoce přesná válečková ložiska FAG se používají tam, kde se požaduje nejvyšší preciznost. Typickou oblastí použití těchto ložisek jsou obráběcí a tiskařské stroje. Dvouřadá válečková ložiska FAG představují ideální axiálně volná ložiska, protože vyrovnání délky probíhá během otáčení bez odporu uvnitř ložiska mezi válečky a oběžnými dráhami. Kromě použití jako axiálně volné ložisko, jsou válečková ložiska



v přesném provedení, díky své vysoké přesnosti a vysoké radiální tuhosti, nasazována i v případech, kdy je vyžadováno radiálně tuhé, únosné a vysoce přesné uložení. U dvouřadých válečkových ložisek konstrukční řady NN30 jsou válečky vedeny na vnitřním kroužku. Vnější kroužek je cylindricky zbrošený a je snímatelný. Provedení těchto ložisek je standardně charakterizováno třídou přesnosti SP, kuželovou dírou pro nastavení radiální vůle resp. předpětí (kužel 1:12) pomocí axiálního posunutí ložiska po kuželové dosedací ploše hřídele, mosaznou klecí nebo klecí z PEEK a radiální vůlí C1. [20]



Obr. 20 Dvouřadé přesné válečkové ložisko [20]

4.3.2. Axiální obousměrné kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem FAG

Axiální obousměrná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem byla vyvinuta pro použití v obráběcích strojích a vyrábějí se výhradně jako přesná ložiska. Tato ložiska zachycují axiální síly v hlavních vřetenech obráběcích strojů. Jejich rozměry jsou přizpůsobeny montážním rozměrům dvouřadých válečkových ložisek řady NN30, které přenášejí radiální síly.

Axiální obousměrné ložisko s kosoúhlým stykem se montuje vedle dvouřadého radiálního válečkového ložiska. Jmenovitý rozměr vnějšího průměru je u obou ložisek stejný. Tím se zjednoduší opracování díry v tělese. Tolerance vnějšího průměru axiálních kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem je určena tak, že ložiska mají v díře tělesa vůli. [20]

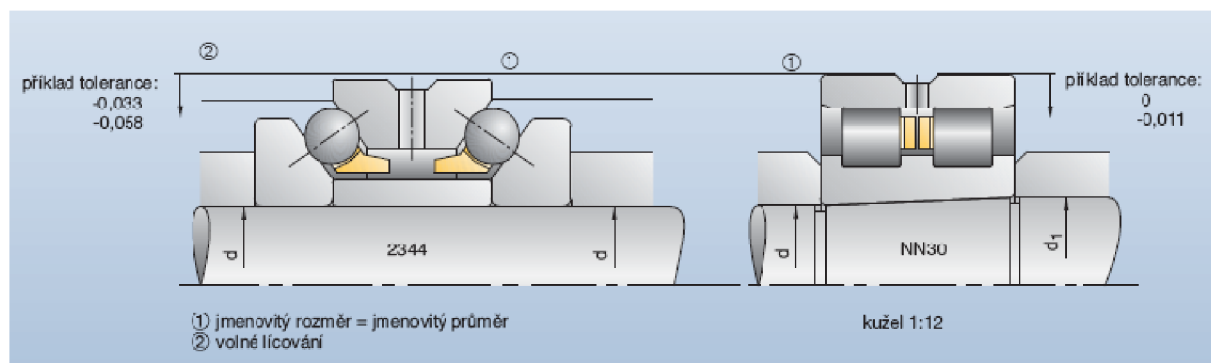


Obr. 21 Axiální obousměrné kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [20]



Axiální obousměrná kuličková ložiska FAG s kosoúhlým stykem mají stykový úhel 60° a jsou axiálně předepnutá. Proto mají tato ložiska vysokou axiální zatížitelnost a tuhost.

Ložiska konstrukční řady 2344 jsou montována na malý průměr kužele válečkového ložiska NN30. Na obrázku 22 je zobrazeno uložení ložiska konstrukční řady 2344 společně s dvouřadým válečkovým ložiskem NN30. [20]



Obr. 22 Axiální obousměrné kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [20]

4.4. Hirthovy spojky

Při upínání vřetenové hlavy VA1 – C k vřeteníku stroje, je požadované přesnosti upnutí dosaženo dosednutím polohovacího věnce, umístěného na vřetenové hlavě na polohovací věnec umístěný na vřeteníku. Na čelních plochách polohovacích věnců je vyrobeno Hirthovo ozubení, čímž je vytvořena Hirthova spojka. Hirthovy spojky jsou strojní součásti, které byly vynalezeny před desítkami let, ale stále jsou začleněny mezi požadavky moderního strojírenství. Hirthova spojka je samocentrovací zubová spojka, která umožňuje opakované připojení hřídelů, disků, kol nebo klik s vysokou přesností. V obráběcích strojích se Hirthovo ozubení používá pro nejpřesnější polohovací prvky. [19]



Obr. 23 Hirthovy spojky z
Produkce firmy Tedisa [18]

4.4.1. Vlastnosti a výhody



přesnost zamykání



přesnost indexování



přesnost opakování

Obr. 24 Vlastnosti Hirthovy spojky [19]

Hlavními výhodami spojky Hirth je přenos vysokých kroutících momentů, malé rozměry, méně rotující hmoty ve srovnání s přírubovými spoji, vysoká soustřednost a velmi nízké radiální házení, vysoká provozní bezpečnost a snadná montáž. [19]

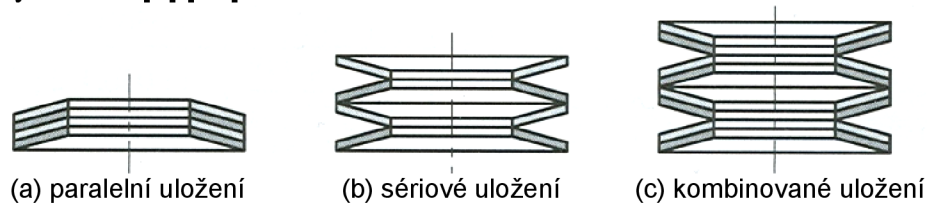


4.5. Talířové pružiny

Talířové pružiny jsou tvořeny prstenci ve tvaru dutého komolého kužele, které jsou schopné přijímat vnější síly působící v jejich ose proti sobě. Průřez pružiny je zpravidla obdélníkový. Pružiny větších rozměrů ($t > 6$ mm) se někdy vyrábějí s obrobenými dosedacími plochami. Používají se buď jednotlivě, nebo v sadách. Talířové pružiny jsou určeny především pro velká zatížení při poměrně malých deformacích. Jejich výhody jsou zejména malé nároky na pracovní prostor a nízké výrobní náklady.

Talířové pružiny je možné skládat na sebe a vytvořit tak sadu s paralelním (soulehlým) uložením (obr.25a), kdy je celková tuhost sady vyšší než tuhost samotné pružiny. Sady s uložením sériovým (protilehlým) (obr. 25b) jsou tvořeny pružinami naskládanými proti sobě, přičemž celková tuhost sady je nižší než tuhost samostatné pružiny. Je možné také použít sady s kombinovaným uložením (obr. 25c). V těchto sadách jsou pružiny uloženy paralelně a skládané proti sobě. Je třeba také zdůraznit, že značný vliv na funkci talířových pružin v sadě má tření. Tření v sadě činí na každou vrstvu přibližně 3 až 5% zatížení. O tuto sílu se pak musí zvýšit pracovní zatížení. Napětí vznikající v talířové pružině je poměrně složité. Maximální napětí (tlakové) vzniká ve vnitřním horním okraji. Na vnější spodní hraně vzniká napětí tahové. Maximální tlakové napětí přitom slouží pro pevnostní kontrolu staticky zatížených pružin. U cyklicky (únavově) zatížených pružin se kontroluje průběh tahových napětí.

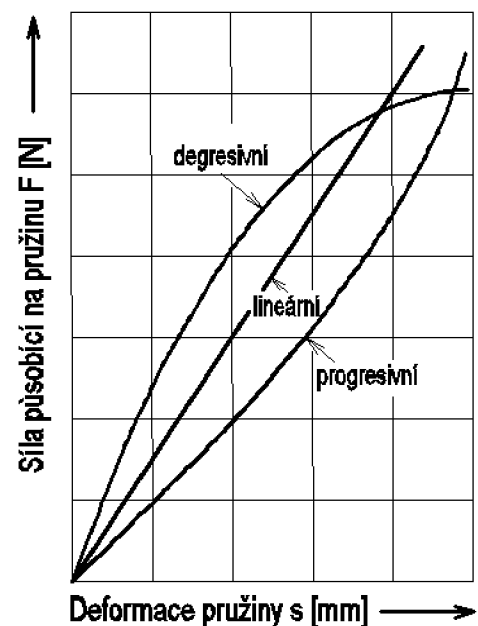
Talířové pružiny definuje vnější průměr D_e , vnitřní průměr D_i , tloušťka materiálu t a celková výška L_o . [3] [23]



Obr. 25 Sady talířových pružin [3]

4.5.1. Vlastnosti a konstrukce [23]

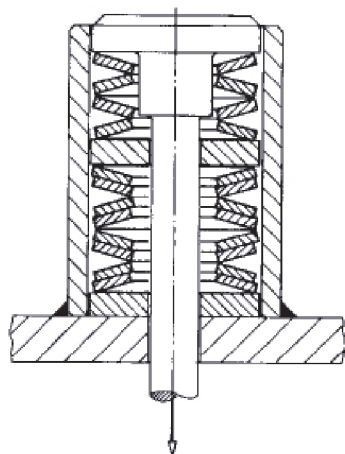
- U talířových pružin lze projektovat různé kombinace pružin pro dosažení požadovaných zatěžovacích charakteristik.
- Charakteristická zatěžovací křivka je reprezentována silově-deformačním chováním pružiny.
- V závislosti na rozměrových poměrech je charakteristická zatěžovací křivka talířové pružiny více či méně klesající.



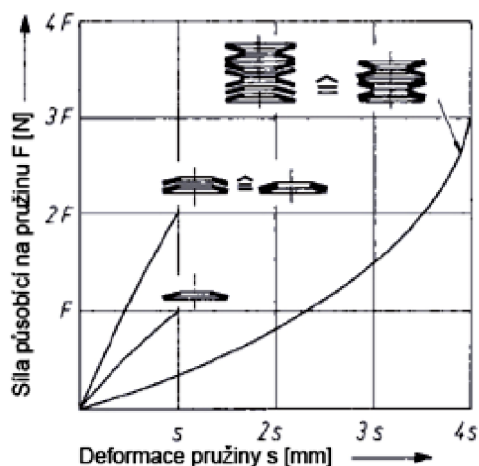
Obr. 26 Zatěžovací charakteristiky talířových pružin [23]



Je možné vytvářet progresivní zatěžovací charakteristiky spojením paralelně uspořádaných sad pružin, obsahujících různý počet talířových pružin nebo jednu talířovou pružinu rozdílné tloušťky. V těchto případech sada pružin nebo jedna talířová pružina s nižší nosností, po dosažení zcela stlačené polohy, nepřispívá k deformaci ostatních sad pružin nebo dosažení jejich horní meze zdvihu. Což má za následek, že celková tuhost sloupce pružin stoupá (obr. 27 a 28). [23]

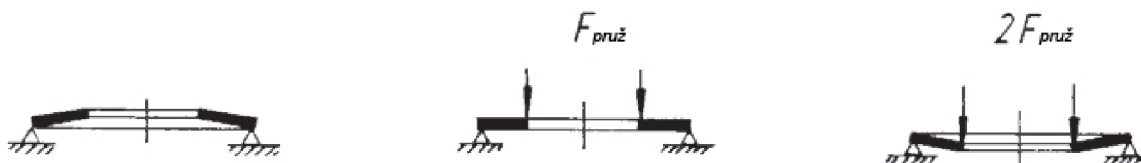


Obr. 27 Příklad provedení sady pružin s progresivní charakteristikou [23]



Obr. 28 Kombinace talířových pružin a jejich vliv na zatěžovací charakteristiku [23]

Ve zvláštních případech, mohou být talířové pružiny navrženy tak, aby byl průhyb možný i po překročení ploché polohy. [23]



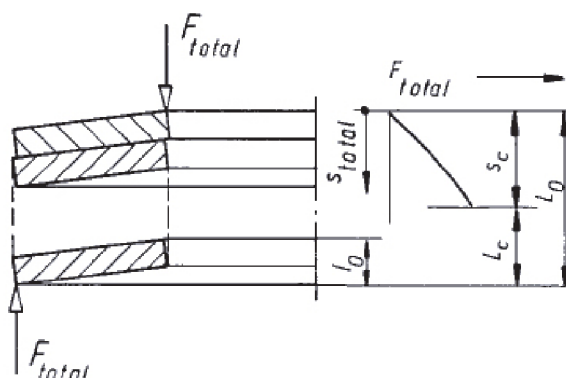
Obr. 29 Průhyb pružiny po překročení ploché polohy [23]

4.5.2. Sada paralelně uspořádaných talířových pružin

Pro sadu pružin skládající se z n stejných talířových pružin uspořádaných paralelně, je síla vypočtená pro jednu pružinu vynásobená faktorem n (počet pružin v sadě) pro konstantní stlačení pružiny. [23]

Výška L_0 nezatížené sady pružin skládající se z jednotlivých stejných talířových pružin, uspořádaných paralelně se vypočítá jako $L_0 = l_0 + (n-1) \cdot t$

Pokud nebereme v úvahu tření, je deformace sady pružin rovna deformaci jedné pružiny $s_{tot} = s$. Síla sady pružin je rovna síle jedné pružiny, násobené počtem pružin v sadě $F_{tot} = n \cdot F$. [23]



Obr. 30 Sada paralelně uspořádaných talířových pružin [23]

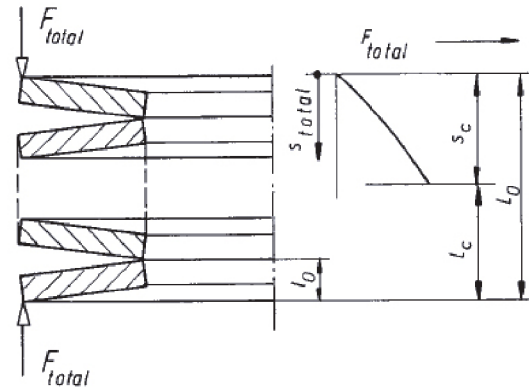


4.5.3. Sada sériově uspořádaných talířových pružin

Pro sadu pružin, skládající se z i jednotlivých stejných talířových pružin, uspořádaných v sérii, se deformace jedné pružiny vynásobí koeficientem i (počet pružin v sadě) pro konstantní stlačení pružiny. [23]

Výška L_0 nezátížené sady pružin skládající se z jednotlivých stejných talířových pružin uspořádaných v sérii se vypočítá jako $L_0 = i \cdot l_0$.

Pokud nebereme v úvahu tření, je deformace sady pružin rovna deformaci jedné pružiny, vynásobené počtem pružin $S_{tot} = i \cdot s$. Síla sady pružin je rovna síle jedné pružiny $F_{tot} = F$. [23]



Obr. 31 Sada sériově uspořádaných talířových pružin [23]

4.5.4. Zásady při návrhu sady talířových pružin [23] [24]

- Jednotlivé pružiny naskládáné sériově na sebe se používají v případě, že deformace jedné pružiny není dostačující.
- Jednotlivé pružiny naskládáné paralelně na sebe se používají, pokud má být dosaženo vysokého zatížení v omezeném montážním prostoru.
- Velký průměr pružiny umožňuje dosažení malé celkové výšky.
- Obvykle se nepoužívají více než 2 až 4 pružiny naskládáné paralelně na sebe, protože rozdíl mezi vypočtenou a skutečně naměřenou zatěžovací křivkou se zvětšuje v důsledku tření s rostoucím počtem paralelně na sebe naskládáných pružin.
- U staticky zatížených pružin by provozní stlačení pružiny nemělo překročit hodnotu 75 až 80% maximálního (plného) stlačení. U cyklicky zatížených pružin se obvykle připouští hodnota 50%.

4.6. Nástrojové soustavy

Široký sortiment obráběných součástí a rozsáhlé možnosti provádění různých druhů technologických operací na obráběcích centrech klade na konstrukční provedení nástrojových systémů náročné požadavky.

Nástrojová soustava pro obrábění nerotačních součástí je tvořena stavebnicovou nástrojovou jednotkou. Kužel, který je upínán do dutiny vřetena, je tvořen kuželem ISO, SK, HSK, UTS (KM) nebo Capto. [1]

Podle dutiny vřetena, která je umístěna na pracovní straně, používáme následující nástrojové držáky [1]:

- kuželovou stopku ISO (kuželovitost 7:24)
- krátkou kuželovou stopku HSK (kuželovitost 1:10)
- válcovou stopku (méně časté)



- speciální profil, například trojúhelníkový Sandvik Coromant Capto
- BIG Plus (v podstatě jako ISO sedící na čele)

Základní rozdíl mezi ISO stopkou a HSK stopkou je v tom, že ISO stopka má při upnutí mezi čelem vřetena a stopkou vůli, na rozdíl od HSK stopky, která dosedá na čelo vřetena. Další výhodou HSK stopky je v tom, že odstředivé síly působící na kleštinu upínače působí v příznivém směru vzhledem k upínací stopce (vnitřní upínání). Zvyšující se otáčky způsobují lepší a bezpečnější upnutí nástroje. [1]

4.7. Média využívaná ve výměnné hlavě VA1-C

4.7.1. Olej

Olej v obvodech CNC obráběcího stroje slouží pro chlazení a teplotní stabilizaci, ovládání pomocných funkcí a mazání kluzných ploch.

V jednotlivých částech obráběcího stroje dochází k přeměně energií na tepelnou, která lokálně ohřívá jednotlivé skupiny stavby stroje. Mazání snižuje třecí odpory, čímž zmenšuje energetické ztráty, opotřebení kluzných ploch, a prodlužuje tak dobu životnosti obráběcího stroje a přesnosti obrábění. Olej odvádí teplo vzniklé třením a udržuje stroj v tepelně rovnovážném stavu, aby nebyla ovlivněna jeho pracovní přesnost. [1]

4.7.2. Vzduch

U CNC obráběcích strojů slouží stlačený vzduch jako médium pro: [1]

- Kontrolní funkce – například pomocí tlakového spínače je v dutině vřetena signalizováno dosednutí čela nástrojového držáku na čelo vřetena.
- Těsnící funkce – přední část vřetena je zatěsněna stlačeným vzduchem přes labyrintové těsnění.
- Čistící funkce – případné nečistoty jsou vyfouknuty z dutiny vřetena

4.7.3. Řezná kapalina

Řezná kapalina má za úkol především odvádět teplo vzniklé při třískovém obrábění, snížit třecí odpor a má mazací účinek na břit nástroje. Přívodem řezné kapaliny do místa řezu se snižuje obráběcí odpor a zvyšuje se v mnoha případech kvalita obrobeneho povrchu. Kromě toho řezná kapalina pomáhá odvodu třísek z pracovního prostoru stroje. Řezná kapalina nemá působit agresivně a lepivě zejména na nátěr ochranných krytů a krytů osvětlení. Řezná kapalina je dopravována přes hadice a energetické přívody k místu řezání pod tlakem až 1000 bar.

K břitů nástroje je řezná kapalina dopravována u rotačních nástrojů zpravidla středem vřetena, přes přírubu tubusu vřetena nebo systémem splachování uvnitř ochranných krytů. V zásobníku řezné kapaliny se separují třísky a nečistoty od řezné kapaliny pomocí papírového filtru, magnetického filtru, odstředivého filtru nebo hydrocyklonu. [1]

4.7.4. Elektrická média

V CNC obráběcích stroji využívají elektrickou energii především pohony, prvky pro řízení a ovládání, prvky pro signalizaci výkonných mechanismů a bezpečnostní prvky. Ve vřetenové hlavě jsou přímo použity pouze prvky pro signalizaci výkonných mechanismů (kontrola upnutí nástroje a polohy pístu). [1]



5. Výpočet vřetena

5.1. Materiál vřetena

Materiál vřetena: 14 220 – Ocel vhodná k cementování, dobře obrobitelná, určená pro strojní součásti s velmi tvrdou cementovanou vrstvou a velkou pevností v jádře po kalení.

Mez pevnosti v tahu $R_m = \text{min. } 785 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu $R_e = 590 \text{ MPa}$

Tepelné zpracování vřetena:

Vřeteno je cementováno do hloubky $0,8 \div 1 \text{ mm}$ a kaleno na $58 \pm 2 \text{ HRC}$, vnitřní kužel je kalen na $55 \pm 2 \text{ HRC}$.

5.1.1. Výpočet dovolených napětí

$$\sigma_{max} \leq \sigma_D = \frac{R_e}{k_k} \quad (5.1)$$

Bezpečnost pro houževnaté materiály $k_k = 1,3 \div 2 \rightarrow$ volím $k_k = 2$

Dovolené napětí při zvolené bezpečnosti:

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k_k} \quad (5.2)$$

$$\sigma_{Do} = (1,1 \div 1,2) \cdot \sigma_{Dt} \quad (5.3)$$

- při statickém namáhání:

$$\sigma_{Dt}^s = \frac{R_e}{2} = \frac{590}{2} = 295 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

$$\sigma_{Do}^s = 1,1 \cdot \sigma_{Dt}^s = 1,1 \cdot 295 = 324,5 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

- při míjivém namáhání:

$$\sigma_{Dt}^M = k_1 \cdot \sigma_{Dt}^s \quad (5.6)$$

$$\sigma_{Dt}^M = 0,7 \cdot 295 = 206,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Do}^M = 1,1 \cdot \sigma_{Dt}^M = 1,1 \cdot 206,5 = 227,15 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

- při střídavém namáhání:

$$\sigma_{Dt}^{St} = k_2 \cdot \sigma_{Dt}^s \quad (5.8)$$

$$\sigma_{Dt}^{St} = 0,45 \cdot 295 = 132,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Do}^{St} = 1,1 \cdot \sigma_{Dt}^{St} = 1,1 \cdot 132,75 = 146,025 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Koeficienty $k_1 = 0,7$ a $k_2 = 0,45$ pro slitinovou ocel byly zvoleny z tabulky v [6].

5.2. Výpočet reakcí v ložiskách

5.2.1. Zatížení působící na vřeteno

Výměnná vřetenová hlava VA1-C je určena pro obrábění velkým množstvím nástrojů s různými průměry, vyložení a pro obrábění různých materiálů více technologiemi třískového obrábění. Není proto možné rezné síly stanovit pro konkrétní nástroj nebo materiál. Proto bylo po dohodě s ing. Pavlem Pohankou a ing. Milanem Loubalem zvoleno maximální zatížení vřetena od rezné síly $F_{cx} = 30000 \text{ N}$ ve směru osy x,

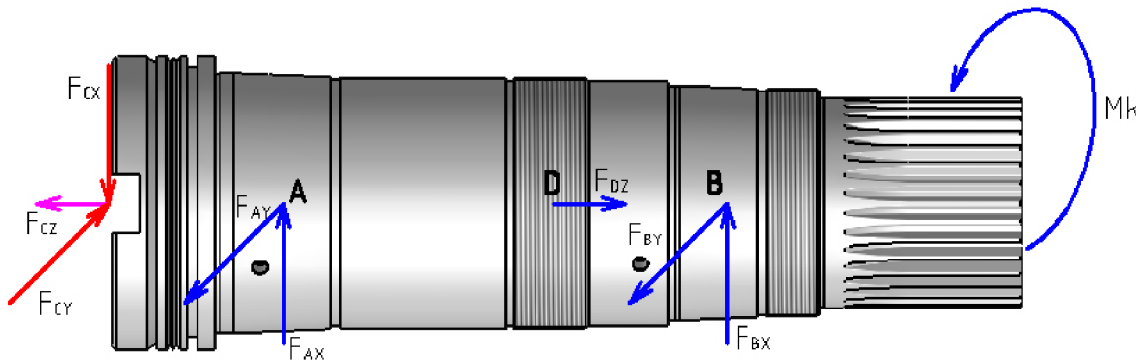


$F_{cy} = 30000$ N ve směru osy y a $F_{cz} = 9000$ N ve směru osy z . Síla $F_{cx} = F_{cy} = 30000$ N ve směru osy x a y byla zvolena proto, že to je maximální síla, kterou jsou schopny vyvodit pohony posuvů. Síla $F_{cz} = 9000$ N byla zvolena z dlouhodobých zkušeností pracovníků TOS Kuřim.

Místo působení řezných sil na vřeteno bylo zvoleno na čele vřetena v ose otáčení. Toto místo je zvoleno z již výše uvedených důvodů a také proto, že na čele vřetena je tato síla nejlépe a nejpresněji měřitelná.

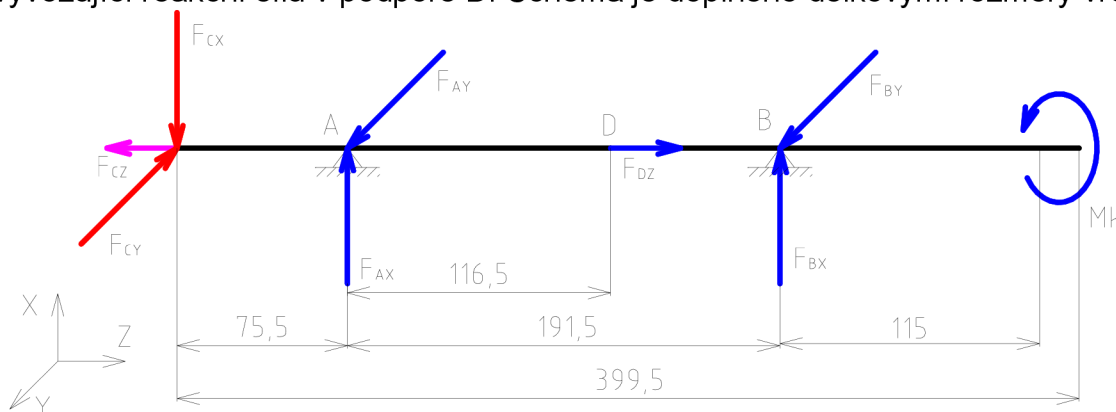
Vřeteno je dále zatíženo na zadním konci kroutícím momentem, který se přenáší přes čelní ozubení z únašeče, který pohání vřeteník. Velikost kroutícího momentu je $M_k = 7000$ Nm.

Vřeteno je uloženo ve dvouřádkovém válečkovém ložisku vzadu (podpora B) a vpředu ve dvouřádkovém válečkovém ložisku (podpora A) v kombinaci se speciálním radiálně-axiálním ložiskem. Ve výpočtu je uvažováno, že radiální síly přenáší pouze radiální válečková ložiska a radiálně-axiální ložisko přenáší pouze axiální sílu. Na následujícím obrázku jsou znázorněny síly a moment, které na vřeteno působí.



Obr. 32 Zatížení vřetena

Následující schéma znázorňuje vřeteno jako nosník, na který působí na předním konci dvě radiální síly, které vyvozují reakce v podporách A a B a jedna axiální síla, vyvozující reakční sílu v podpoře D. Schéma je doplněno délkovými rozměry vřetena.



Obr. 33 Zjednodušené schéma zatížení vřetena

5.2.2. Statické podmínky rovnováhy a výpočet reakcí

$$F_X: -F_{CX} + F_{AX} + F_{BX} = 0 \quad (5.10)$$

$$F_Y: -F_{CY} + F_{AY} + F_{BY} = 0 \quad (5.11)$$

$$F_Z: -F_{CZ} + F_{DZ} = 0 \quad (5.12)$$

$$M_{XA}: 75,5 \cdot F_{CY} + 191,5 \cdot F_{BY} = 0 \quad (5.13)$$



$$M_{YA}: 75,5 \cdot F_{CX} + 191,5 \cdot F_{BX} = 0 \quad (5.14)$$

Výpočet reakcí v podpoře B:

Vyjádřením F_{BX} z rovnice 5.14 dostaneme:

$$F_{BX} = -\frac{75,5 \cdot F_{CX}}{191,5} = -\frac{75,5 \cdot 30000}{191,5} = -11827,68 \text{ N} \quad (5.15)$$

Vyjádřením F_{BY} z rovnice 5.13 dostaneme:

$$F_{BY} = -\frac{75,5 \cdot F_{CY}}{191,5} = -\frac{75,5 \cdot 30000}{191,5} = -11827,68 \text{ N} \quad (5.16)$$

Výpočet reakcí v podpoře A:

Vyjádřením F_{AX} z rovnice 5.10 dostaneme:

$$F_{AX} = F_{CX} - F_{BX} = 30000 + 11827,68 = 41827,68 \text{ N} \quad (5.17)$$

Vyjádřením F_{AY} z rovnice 5.11 dostaneme:

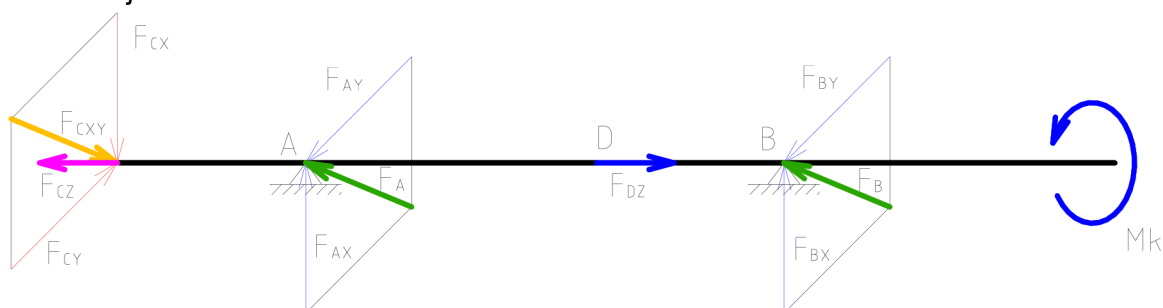
$$F_{AY} = F_{CY} - F_{BY} = 30000 + 11827,68 = 41827,68 \text{ N} \quad (5.18)$$

Výpočet reakcí v podpoře D:

Vyjádřením F_{DZ} z rovnice 5.12 dostaneme:

$$F_{DZ} = F_{CZ} = 9000 \text{ N} \quad (5.19)$$

S využitím principu superpozice spočítáme ze složek F_{CX} a F_{CY} sílu F_{CXY} , ze složek F_{AX} a F_{AY} sílu F_A a ze složek F_{BX} a F_{BY} sílu F_B . Grafické vyjádření složení těchto sil je na následujícím obrázku.



Obr. 34 Grafické vyjádření složení sil

Radiální řezná síla F_{CXY} :

$$F_{CXY} = \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2} = \sqrt{30000^2 + 30000^2} = 42426,41 \text{ N} \quad (5.20)$$

Radiální síla F_A v podpoře A:

$$F_A = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{41827,68^2 + 41827,68^2} = 59153,27 \text{ N} \quad (5.21)$$

Radiální síla F_B v podpoře B:

$$F_B = -\sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = -\sqrt{(-11827,68)^2 + (-11827,68)^2} \quad (5.22)$$

$$F_B = -16726,86 \text{ N}$$

Síla F_B působí ve skutečnosti v opačném směru než předpokládal náčrt podle kterého byly sestaveny statické podmínky rovnováhy. Z tohoto důvodu musí mít síla F_B záporné znaménko. Síly F_A, F_B, F_D působící v podporách a radiální složka řezné síly

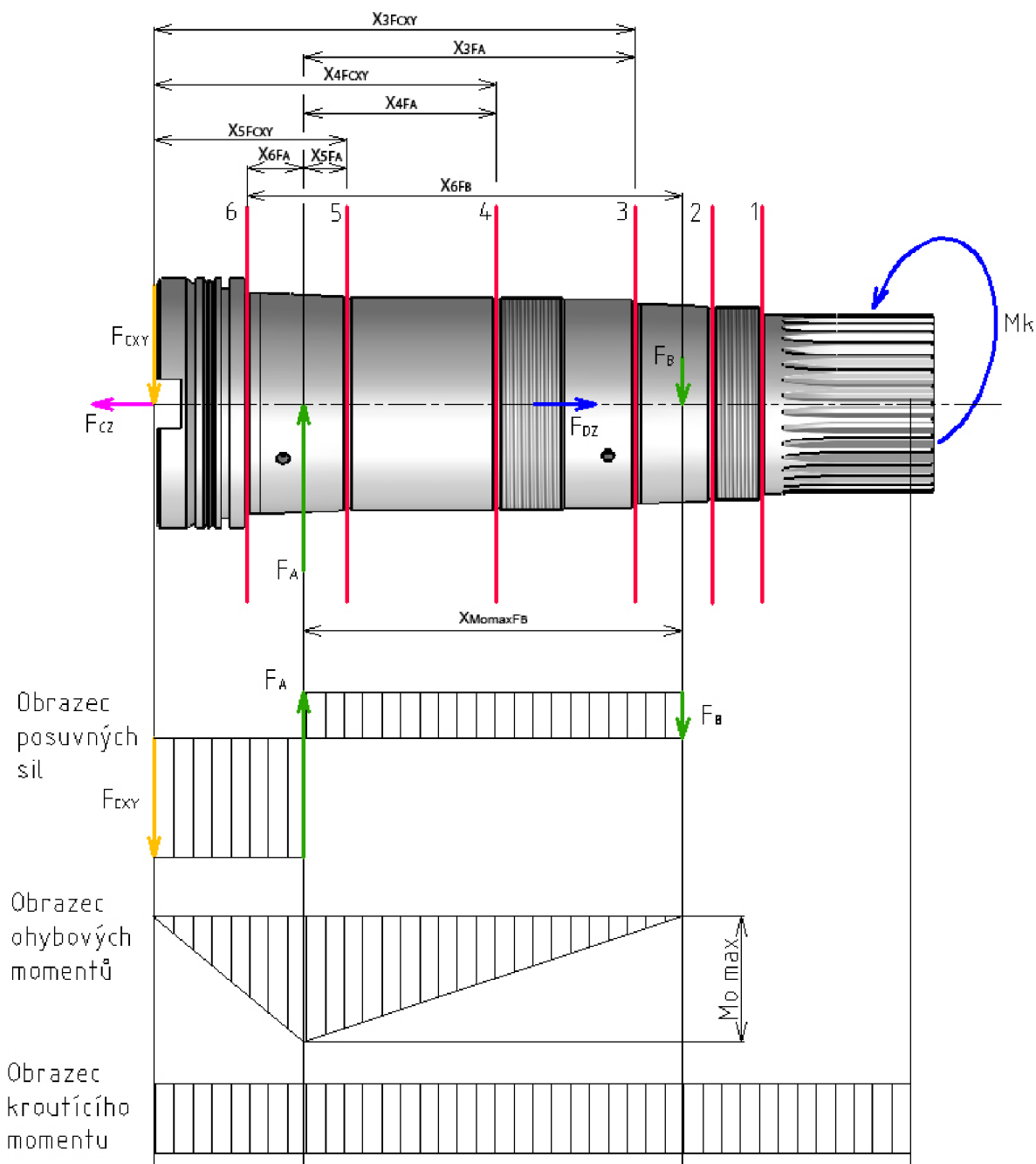


F_{cxy} budou v následujícím výpočtu použity pro pevnostní výpočty vřetene a pro výpočet trvanlivosti ložisek.

5.3. Pevnostní výpočet vřetena

5.3.1. Postup výpočtu

Pevnostní výpočet vřetena byl proveden v šesti nebezpečných průřezech na vřetenu a v místě maximálního ohybového momentu. Místo působení maximálního ohybového momentu je v místě působení reakční síly F_A . Obrázec ohybových momentů je znázorněn na následujícím obrázku. Nebezpečné průřezy byly zvoleny v místech, kde se na vřetenu nacházejí vruby. V těchto místech bude tedy největší napětí. Nebezpečné průřezy jsou na následujícím obrázku označeny červenými čarami a očíslovány od jedné do šesti.



Obr. 35 Nebezpečné průřezy vřetena



V jednotlivých nebezpečných průřezech byla postupně vypočítána napětí, která v těchto průřezech působí. V průřezech 1 a 2 se jedná pouze o napětí v krutu, v průřezu 3 je to napětí v krutu a ohybu, v průřezech 4, 5, 6 a v průřezu, ve kterém působí maximální ohybový moment, je to napětí v krutu, ohybu a tahu. Napětí v tahu (nebo tlaku) způsobuje axiální složka řezné síly F_{CZ} , kterou zachycuje přes radiálně axiální obousměrné ložisko upínací matice SKF KMTA 22 M110x2 (podpora D).

Protože s výjimkou průřezu 1 a 2 působí ve všech ostatních průřezích kombinované namáhání (obecná napjatost), byl k určení bezpečnosti v každém průřezu proveden výpočet redukovaného napětí σ_{red} .

Redukované napětí je napětí fiktivní tahové napjatosti, přiřazené obecné napjatosti tak, že bezpečnost vzhledem k mezní hodnotě (mezi kluzu R_e) je stejná pro obecnou i fiktivní tahovou napjatost.

Bezpečnosti v jednotlivých průřezech byly vypočteny pro dvě základní podmínky plasticity – $\max \tau$ a HMM.

Podle podmínky $\max \tau$ nastane mezní stav pružnosti, když maximální smykové napětí dosáhne mezní hodnoty τ_{MK} , která je materiálovou charakteristikou. Podle podmínky HMM nastane mezní stav pružnosti, když oktaedrické napětí dosáhne mezní hodnoty τ_{OK} , která je materiálovou charakteristikou. Obě tyto podmínky předpokládají, že materiál je v základním strukturním stavu, zatěžování je monotónní a zatěžuje se z nezátěženého stavu.

Kombinované namáhání je určeno normálovým σ a smykovým τ napětím v příčném průřezu. V průřezech 4, 5, 6 a v průřezu, ve kterém působí maximální ohybový moment, působí současně normálové ohybové napětí σ_o a normálové tahové napětí σ_t . Výsledné normálové napětí σ_{ex} je dáno součtem normálového ohybového napětí σ_o a normálového tahového napětí σ_t .

Extrémní napětí τ_{ex} jsou v průřezu po celém vnějším obvodu, extrémní napětí σ_{ex} jsou ve dvou bodech příčného průřezu na jeho obrysu. Nebezpečné body jsou tedy v každém průřezu tam, kde je extrém normálového napětí σ_{ex} . [7]

5.3.2. Zatížení působící na vřeteno

Na vřeteno působí řezná síla a reakce na tuto sílu, které působí v ložiskách. Jednotlivé síly, jejich směr a ramena jejich působení jsou názorně nakresleny na předcházejícím obrázku. Velikosti sil byly spočítány v předcházející kapitole, ale pro přehlednost jsou uvečeny ještě jednou v následující tabulce.

Radiální složka řezné síly F_{CXY}	42426,41 N
Radiální síla F_A v podpoře A	59153,27 N
Radiální síla F_B v podpoře B	16726,86 N
Axiální složka řezné síly F_{CZ}	-9000 N
Maximální kroutící moment M_{kmax}	7000 Nm

Tab. 9 Zatížení působící na vřeteno

Protože axiální složka řezné síly F_{CZ} může při obrábění ve vřetenu způsobovat tahové i tlakové namáhání (podle nástroje a technologie obrábění), byl pevnostní výpočet proveden pro nebezpečnější případ (v souvislosti s působením ohybového momentu), tj. když bude síla F_{CZ} ve vřetenu způsobovat tlakové namáhání.

Materiál vřetene je ocel 14 220 s mezí kluzu $R_e = 590$ MPa



5.3.3. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 1

Vnitřní průměr vřetene v průřezu 1: $d_1 = 62 \text{ mm}$

Vnější průměr vřetene v průřezu 1: $D_1 = 91,6 \text{ mm}$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{91,6^4 - 62^4}{91,6} = 1,192 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.23)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k1} = \frac{Mk_{max}}{W_{k1}} = \frac{7000000}{1,192 \cdot 10^5} = 58,707 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu:

$$\tau_{ex1} = \tau_{k1} = 58,707 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

V nebezpečném průřezu 1 nepůsobí žádné normálové napětí, proto je extrémní normálové napětí v tomto průřezu rovno nule $\sigma_{ex1} = 0 \text{ MPa}$

Výpočet redukovaného napětí podle podmínek plasticity:

$$\text{HMH: } \sigma_{redHMH1} = \sqrt{\sigma_{ex1}^2 + 3 \cdot \tau_{ex1}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 58,707^2} = 101,684 \text{ MPa} \quad (5.26)$$

$$\text{max } \tau: \sigma_{redmax\tau1} = \sqrt{\sigma_{ex1}^2 + 3 \cdot \tau_{ex1}^2} = \sqrt{0^2 + 4 \cdot 58,707^2} = 117,415 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$\text{HMH: } k_{kHMH1} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH1}} = \frac{590}{101,684} = 5,802 \quad (5.28)$$

$$\text{max } \tau: k_{kmax\tau1} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau1}} = \frac{590}{117,415} = 5,025 \quad (5.29)$$

5.3.4. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 2

Vnitřní průměr vřetene v průřezu 2: $d_2 = 62 \text{ mm}$

Vnější průměr vřetene v průřezu 2: $D_2 = 98 \text{ mm}$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k2} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_2^4 - d_2^4}{D_2} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{98^4 - 62^4}{98} = 1,552 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.30)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k2} = \frac{Mk_{max}}{W_{k2}} = \frac{7000000}{1,552 \cdot 10^5} = 45,104 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu:

$$\tau_{ex2} = \tau_{k2} = 45,104 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

V nebezpečném průřezu 2 nepůsobí žádné normálové napětí, proto je extrémní normálové napětí v tomto průřezu rovno nule $\sigma_{ex2} = 0 \text{ MPa}$.



Výpočet redukovaného napětí podle podmínek plasticity:

$$\text{HMH: } \sigma_{redHMH2} = \sqrt{\sigma_{ex2}^2 + 3 \cdot \tau_{ex2}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 45,104^2} = 78,122 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$$\max \tau: \sigma_{redmax\tau2} = \sqrt{\sigma_{ex2}^2 + 3 \cdot \tau_{ex2}^2} = \sqrt{0^2 + 4 \cdot 45,104^2} = 90,208 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$\text{HMH: } k_{kHMH2} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH2}} = \frac{590}{78,122} = 7,552 \quad (5.35)$$

$$\max \tau: k_{kmax\tau2} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau2}} = \frac{590}{90,208} = 6,54 \quad (5.36)$$

5.3.5. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 3

Vnitřní průměr vřetene v průřezu 3: $d_3 = 62 \text{ mm}$

Vnější průměr vřetene v průřezu 3: $D_3 = 102,48 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_{CXY} od průřezu 3: $x_{3FCXY} = 245,75 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_A od průřezu 3: $x_{3FA} = 170,25 \text{ mm}$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k3} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_3^4 - d_3^4}{D_3} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{102,48^4 - 62^4}{102,48} = 1,83 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.37)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k3} = \frac{Mk_{max}}{W_{k3}} = \frac{7000000}{1,83 \cdot 10^5} = 38,249 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o3} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_3^4 - d_3^4}{D_3} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{102,48^4 - 62^4}{102,48} = 9,151 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 \quad (5.39)$$

Ohybový moment:

$$\begin{aligned} M_{o3} &= x_{3FA} \cdot F_A - x_{3FCXY} \cdot F_{CXY} \\ M_{o3} &= 170,25 \cdot 59153,27 - 245,75 \cdot 42426,41 = -3,554 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (5.40)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = \frac{-3,554 \cdot 10^5}{9,151 \cdot 10^4} = -3,884 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu:

$$\tau_{ex3} = \tau_{k3} = 45,104 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

Extrémní normálové napětí je rovno napětí v ohybu:

$$\sigma_{ex3} = \sigma_{o3} = -3,884 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

Výpočet redukovaného napětí podle podmínek plasticity:

$$\begin{aligned} \text{HMH: } \sigma_{redHMH3} &= \sqrt{\sigma_{ex3}^2 + 3 \cdot \tau_{ex3}^2} = \sqrt{(-3,884)^2 + 3 \cdot 45,104^2} \\ \sigma_{redHMH3} &= 66,363 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.44)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$\max \tau: \sigma_{redmax\tau 3} = \sqrt{\sigma_{ex3}^2 + 3 \cdot \tau_{ex3}^2} = \sqrt{(-3,884)^2 + 4 \cdot 45,104^2} \quad (5.45)$$
$$\sigma_{redmax\tau 3} = 76,596 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$\text{HMH: } k_{kHMH3} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH3}} = \frac{590}{66,363} = 8,891 \quad (5.46)$$

$$\max \tau: k_{kmax\tau 3} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau 3}} = \frac{590}{76,596} = 7,703 \quad (5.47)$$

5.3.6. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 4

Vnitřní průměr vřetene v průřezu 4: $d_4 = 60 \text{ mm}$

Vnější průměr vřetene v průřezu 4: $D_4 = 107 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_{CXY} od průřezu 4: $x_{4FCXY} = 170 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_A od průřezu 4: $x_{4FA} = 99,5 \text{ mm}$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k4} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_4^4 - d_4^4}{D_4} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{107^4 - 60^4}{107} = 2,168 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.48)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k4} = \frac{Mk_{max}}{W_{k4}} = \frac{7000000}{2,168 \cdot 10^5} = 32,295 \text{ MPa} \quad (5.49)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o4} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_4^4 - d_4^4}{D_4} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{107^4 - 60^4}{107} = 1,084 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.50)$$

Ohybový moment:

$$M_{o4} = x_{4FA} \cdot F_A - x_{4FCXY} \cdot F_{CXY} \quad (5.51)$$
$$M_{o4} = 99,5 \cdot 59153,27 - 170 \cdot 42426,41 = -1,539 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{-1,539 \cdot 10^6}{1,084 \cdot 10^5} = -14,199 \text{ MPa} \quad (5.52)$$

Napětí v tlaku:

$$\sigma_{t4} = \frac{F_{CZ}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_4^2 - d_4^2)} = \frac{-9000}{\frac{\pi}{4} \cdot (107^2 - 60^2)} = -1,46 \text{ MPa} \quad (5.53)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu:

$$\tau_{ex4} = \tau_{k4} = 32,295 \text{ MPa} \quad (5.54)$$

Extrémní normálové napětí je rovno součtu normálového ohybového napětí a normálového tlakového napětí:

$$\sigma_{ex4} = \sigma_{o4} + \sigma_{t4} = -14,199 + (-1,46) = -15,659 \text{ MPa} \quad (5.55)$$



Výpočet redukovaného napětí podle podmínek plasticity:

$$\begin{aligned} \text{HMH: } \sigma_{redHMH4} &= \sqrt{\sigma_{ex4}^2 + 3 \cdot \tau_{ex4}^2} = \sqrt{(-15,659)^2 + 3 \cdot 32,295^2} \\ \sigma_{redHMH4} &= 58,086 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.56)$$

$$\begin{aligned} \text{max } \tau: \sigma_{redmax\tau4} &= \sqrt{\sigma_{ex4}^2 + 3 \cdot \tau_{ex4}^2} = \sqrt{(-15,659)^2 + 4 \cdot 32,295^2} \\ \sigma_{redmax\tau4} &= 66,46 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.57)$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$\text{HMH: } k_{kHMH4} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH4}} = \frac{590}{58,086} = 10,157 \quad (5.58)$$

$$\text{max } \tau: k_{kmax\tau4} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau4}} = \frac{590}{66,46} = 8,877 \quad (5.59)$$

5.3.7. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 5

Vnitřní průměr vřetene v průřezu 5: $d_5 = 62 \text{ mm}$

Vnější průměr vřetene v průřezu 5: $D_5 = 108 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_{CXY} od průřezu 5: $x_{5FCXY} = 98 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_A od průřezu 5: $x_{5FA} = 22,5 \text{ mm}$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k5} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_5^4 - d_5^4}{D_5} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{108^4 - 62^4}{108} = 2,205 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.60)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k5} = \frac{Mk_{max}}{W_{k5}} = \frac{7000000}{2,205 \cdot 10^5} = 31,749 \text{ MPa} \quad (5.61)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o5} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_5^4 - d_5^4}{D_5} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{108^4 - 62^4}{108} = 1,102 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.62)$$

Ohybový moment:

$$\begin{aligned} M_{o5} &= x_{5FA} \cdot F_A - x_{5FCXY} \cdot F_{CXY} \\ M_{o4} &= 22,5 \cdot 59153,27 - 98 \cdot 42426,41 = -2,827 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (5.63)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o5} = \frac{M_{o5}}{W_{o5}} = \frac{-2,827 \cdot 10^6}{1,102 \cdot 10^5} = -25,643 \text{ MPa} \quad (5.64)$$

Napětí v tlaku:

$$\sigma_{t5} = \frac{F_{CZ}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_5^2 - d_5^2)} = \frac{-9000}{\frac{\pi}{4} \cdot (108^2 - 62^2)} = -1,465 \text{ MPa} \quad (5.65)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu:

$$\tau_{ex5} = \tau_{k5} = 31,794 \text{ MPa} \quad (5.66)$$



Extrémní normálové napětí je rovno součtu normálového ohybového napětí a normálového tlakového napětí.

$$\sigma_{ex5} = \sigma_{o5} + \sigma_{t5} = -25,643 + (-1,465) = -27,108 \text{ MPa} \quad (5.67)$$

Výpočet redukovaného napětí podle podmínek plasticity:

$$\begin{aligned} \text{HMH: } \sigma_{redHMH5} &= \sqrt{\sigma_{ex5}^2 + 3 \cdot \tau_{ex5}^2} = \sqrt{(-27,108)^2 + 3 \cdot 31,794^2} \\ \sigma_{redHMH5} &= 61,309 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.68)$$

$$\begin{aligned} \text{max } \tau: \sigma_{redmax\tau5} &= \sqrt{\sigma_{ex5}^2 + 3 \cdot \tau_{ex5}^2} = \sqrt{(-27,108)^2 + 4 \cdot 31,794^2} \\ \sigma_{redmax\tau5} &= 69,042 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.69)$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$\text{HMH: } k_{kHMH5} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH5}} = \frac{590}{61,309} = 9,623 \quad (5.70)$$

$$\text{max } \tau: k_{kmax\tau5} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau5}} = \frac{590}{69,042} = 8,545 \quad (5.71)$$

5.3.8. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v nebezpečném průřezu 6

Vnitřní průměr vřetene v průřezu 6: $d_6 = 56,72 \text{ mm}$

Vnější průměr vřetene v průřezu 6: $D_6 = 113,15 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_A od průřezu 6: $x_{6FA} = 29,25 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_B od průřezu 6: $x_{6FB} = 220,75 \text{ mm}$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k6} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_6^4 - d_6^4}{D_6} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{113,15^4 - 56,72^4}{113,15} = 2,665 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.72)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k6} = \frac{Mk_{max}}{W_{k6}} = \frac{7000000}{2,665 \cdot 10^5} = 26,268 \text{ MPa} \quad (5.73)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o6} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_6^4 - d_6^4}{D_6} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{113,15^4 - 56,72^4}{113,15} = 1,332 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.74)$$

Ohybový moment:

$$\begin{aligned} M_{o6} &= x_{6FA} \cdot F_A - x_{6FB} \cdot F_B \\ M_{o6} &= 29,25 \cdot 59153,27 - 220,75 \cdot 16726,86 = -1,962 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (5.75)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o6} = \frac{M_{o6}}{W_{o6}} = \frac{-1,962 \cdot 10^6}{1,332 \cdot 10^5} = -14,727 \text{ MPa} \quad (5.76)$$

Napětí v tlaku:

$$\sigma_{t6} = \frac{F_{CZ}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_6^2 - d_6^2)} = \frac{-9000}{\frac{\pi}{4} \cdot (113,15^2 - 56,72^2)} = -1,195 \text{ MPa} \quad (5.77)$$



Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu:

$$\tau_{ex6} = \tau_{k6} = 28,268 \text{ MPa} \quad (5.78)$$

Extrémní normálové napětí je rovno součtu normálového ohybového napětí a normálového tlakového napětí.

$$\sigma_{ex6} = \sigma_{o6} + \sigma_{t6} = -14,727 + (-1,195) = -15,922 \text{ MPa} \quad (5.79)$$

Výpočet redukovaného napětí podle podmínek plasticity:

$$\begin{aligned} \text{HMH: } \sigma_{redHMH6} &= \sqrt{\sigma_{ex6}^2 + 3 \cdot \tau_{ex6}^2} = \sqrt{(-15,922)^2 + 3 \cdot 28,268^2} \\ \sigma_{redHMH6} &= 48,203 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.80)$$

$$\begin{aligned} \text{max } \tau: \sigma_{redmax\tau6} &= \sqrt{\sigma_{ex6}^2 + 3 \cdot \tau_{ex6}^2} = \sqrt{(-15,922)^2 + 4 \cdot 28,268^2} \\ \sigma_{redmax\tau6} &= 54,896 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.81)$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$\text{HMH: } k_{kHMH6} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH6}} = \frac{590}{48,203} = 12,24 \quad (5.82)$$

$$\text{max } \tau: k_{kmax\tau6} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau6}} = \frac{590}{54,896} = 10,748 \quad (5.83)$$

5.3.9. Kontrola napětí a výpočet bezpečnosti v místě působení maximálního ohybového momentu

Vnitřní průměr vřetene v místě působení M_{omax} : $d_{M_{omax}} = 62 \text{ mm}$

Vnější průměr vřetene v místě působení M_{omax} : $D_{M_{omax}} = 108 \text{ mm}$

Vzdálenost působení síly F_B od místa působení M_{omax} : $x_{M_{omax}FB} = 191,5 \text{ mm}$

Modul průřezu v krutu:

$$\begin{aligned} W_{kM_{omax}} &= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_{M_{omax}}^4 - d_{M_{omax}}^4}{D_{M_{omax}}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{108^4 - 62^4}{108} \\ W_{kM_{omax}} &= 2,205 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (5.84)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{kM_{omax}} = \frac{Mk_{max}}{W_{kM_{omax}}} = \frac{7000000}{2,205 \cdot 10^5} = 31,749 \text{ MPa} \quad (5.85)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$\begin{aligned} W_{oM_{omax}} &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{M_{omax}}^4 - d_{M_{omax}}^4}{D_{M_{omax}}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{108^4 - 62^4}{108} \\ W_{oM_{omax}} &= 1,102 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (5.86)$$

Ohybový moment:

$$M_{omax} = -x_{M_{omax}FB} \cdot F_B = -191,5 \cdot 16726,86 = -3,203 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (5.87)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oM_{omax}} = \frac{M_{oM_{omax}}}{W_{oM_{omax}}} = \frac{-3,203 \cdot 10^6}{1,102 \cdot 10^5} = -29,056 \text{ MPa} \quad (5.88)$$



Napětí v tlaku:

$$\sigma_{tMomax} = \frac{F_{CZ}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{Momax}^2 - d_{Momax}^2)} = \frac{-9000}{\frac{\pi}{4} \cdot (108^2 - 62^2)} = -1,465 \text{ MPa} \quad (5.89)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu:

$$\tau_{exMomax} = \tau_{kMomax} = 31,749 \text{ MPa} \quad (5.90)$$

Extrémní normálové napětí je rovno součtu normálového ohybového napětí a normálového tlakového napětí.

$$\begin{aligned} \sigma_{exMomax} &= \sigma_{oMomax} + \sigma_{tMomax} = -29,056 + (-1,465) \\ \sigma_{exMomax} &= -30,522 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.91)$$

Výpočet redukovaného napětí podle podmínek plasticity:

$$\text{HMH: } \sigma_{redHMHMomax} = \sqrt{\sigma_{exMomax}^2 + 3 \cdot \tau_{exMomax}^2} \quad (5.92)$$

$$\sigma_{redHMHMomax} = \sqrt{(-30,522)^2 + 3 \cdot 31,749^2} = 62,893 \text{ MPa}$$

$$\text{max } \tau: \sigma_{redmax\tau Momax} = \sqrt{\sigma_{exMomax}^2 + 3 \cdot \tau_{exMomax}^2} \quad (5.93)$$

$$\sigma_{redmax\tau Momax} = \sqrt{(-30,522)^2 + 4 \cdot 31,749^2} = 70,452 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$\text{HMH: } k_{kHMHMomax} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMHMomax}} = \frac{590}{62,893} = 9,381 \quad (5.94)$$

$$\text{max } \tau: k_{kmax\tau Momax} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau Momax}} = \frac{590}{70,452} = 8,374 \quad (5.95)$$

5.3.10. Zhodnocení pevnostního výpočtu vřetena

Pevnostní výpočet byl proveden pro maximální zatížení vřetena. Jednotlivé hodnoty bezpečnosti vůči mezi kluzu podle podmínek plasticity jsou uvedeny ještě jednou pro přehlednost v tabulce:

Nebezpečný průřez	bezpečnost podle HMH	bezpečnost podle max τ
1	5,802	5,025
2	7,552	6,54
3	8,891	7,703
4	10,157	8,877
5	9,623	8,545
6	12,24	10,748
místo působení Momax	9,381	8,374

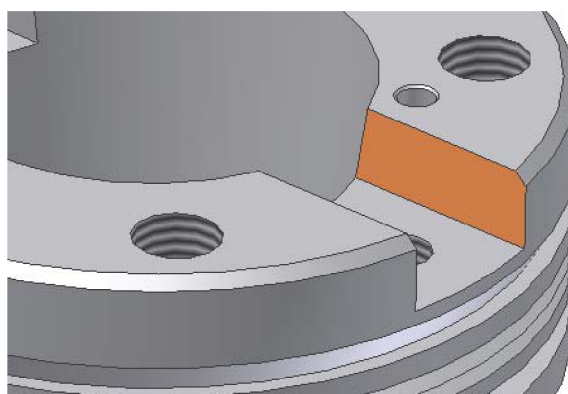
Tab. 10 Bezpečnosti v nebezpečných průřezech

Jak již je uvedeno výše, pro materiál vřetene byla zvolena minimální bezpečnost $k_k = 2$. Proto je možné říci, že vypočtené bezpečnosti ve všech nebezpečných průřezech této podmínce vyhovují.



5.4. Kontrola drážek přenášejících krouticí moment na dovolený stykový tlak

Krouticí moment je přenášen z vřetena na nástrojový držák, ve kterém je nástroj upnut přes dva unášecí kameny. Unášecí kameny jsou upevněny ve dvou drážkách na čele vřetena. Ve skutečnosti je přenášena malá část krouticího momentu třením mezi kuželovými plochami ve vřetenu a na nástrojovém držáku. Dále je malá část krouticího momentu přenášena třením, mezi čelní plochou drážky a unášecími kameny, vyvozeném předepnutím šroubového spoje. Na tyto síly se ale v praxi nedá spolehnout a také není známo jaký podíl krouticího momentu je třením přenášen. Z tohoto důvodu, po konzultaci s konstruktéry TOS Kuřim, počítá výpočet s tím, že krouticí moment přenáší v každé drážce jenom jedna boční plocha. Boční plocha drážky je znázorněna na následujícím obrázku.



Obr. 36 Boční plocha drážky

Materiál unášecího kamene je stejný jako materiál vřetene, tedy ocel 14 220.

Obsah plochy jednoho boku drážky $S_{1pl} = 391,273 \text{ mm}^2$ (odečteno z modelu v programu Autodesk Inventor Professional 10.0)

Průměr D_s , na kterém působí silová dvojice je vypočten z rozměrů čela vřetena.

$$D_s = d_v + \frac{D_v - d_v}{2} = 69,85 + \frac{128,57 - 69,85}{2} = 99,21 \text{ mm} \quad (5.96)$$

Kde D_v je vnější průměr čela vřetena a d_v je vnitřní průměr čela vřetena.

Síla je přenášena dvěma drážkami a v každé drážce jednou boční plochou. Síla působící na boční plochu drážek:

$$F_{1pl} = \frac{Mk_{max}}{D_s} = \frac{7000000}{99,21} = 70557,40 \text{ N} \quad (5.97)$$

Stykový tlak způsobený silou F_{1pl} na plochu S_{1pl} :

$$p_s = \frac{F_{1pl}}{S_{1pl}} = \frac{70557,40}{391,273} = 180,33 \text{ MPa} \quad (5.98)$$

Dovolená hodnota stykového tlaku pro materiál 14 220 cementovaný a kalený na $58 \div 61 \text{ HRC}$ je $p_D = 1460 \text{ Mpa}$ (ze zkušeností konstruktérů TOS Kuřim).

Z výsledku výpočtu stykového tlaku je patrné, že tento tlak je menší než dovolený. Pro přenos daného krouticího momentu má tedy drážka i unášecí kameny dostatečné parametry.



5.5. Výpočet spojení vřetena s unášečem

Pro spojení vřetena s unášečem bylo zvoleno čelní ozubení s přímými zuby. Toto spojení bylo vybráno hlavně z výrobních důvodů. Pro firmu TOS Kuřim je jednodušší a levnější vyrobit čelní ozubení než evolventní drážkování, proto firma používá pro podobná spojení hlavně čelní ozubení. Spojení vřetene s unášečem čelním ozubením mají ve firmě TOS Kuřim dlouhodobě vyzkoušené s dobrými výsledky. Z tohoto důvodu bylo pro spojení vřetene s unášečem zvoleno čelní ozubení i pro vřetenovou hlavu VA1-C. Rozměrový i pevnostní výpočet je proveden na základě literatury [2].

5.5.1. Výpočet rozměrů čelního ozubení na vřetenu (pastorku)

Úhel záběru nástroje: $\alpha = 20^\circ$

Modul nástroje: $m = 2,5$

Počet zubů pastorku: $z_1 = 34$ zubů

Rozteč:

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 2,5 = 7,853 \text{ mm} \quad (5.99)$$

Průměr roztečné kružnice:

$$D_{R1} = z_1 \cdot m = 34 \cdot 2,5 = 85 \text{ mm} \quad (5.100)$$

Jednotkové posunutí: kvůli zvětšení průřezu v patě zubu bylo zvoleno korigované soukolí s jednotkovým posunutím $x_1 = 466 \text{ mm}$

Posunutí základního profilu:

$$x_1 \cdot m = 0,466 \cdot 2,5 = 1,165 \text{ mm} \quad (5.101)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{a1} = m + x_1 \cdot m = 2,5 + 1,165 = 3,665 \text{ mm} \quad (5.102)$$

Výška paty zubu:

$$h_{f1} = 1,25 \cdot m - x_1 \cdot m = 1,25 \cdot 2,5 - 1,165 = 1,96 \text{ mm} \quad (5.103)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_{a1} = 85 + 2 \cdot 3,665 = 92,33 \text{ mm} \quad (5.104)$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_{f1} = 85 - 2 \cdot 1,96 = 81,08 \text{ mm} \quad (5.105)$$

Tloušťka zubu (bez boční vůle):

$$s_1 = \frac{t}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{7,853}{2} + 2 \cdot 1,165 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4,775 \text{ mm} \quad (5.106)$$

5.5.2. Výpočet rozměrů čelního ozubení na unášeči (kole)

Úhel záběru nástroje: $\alpha = 20^\circ$

Modul nástroje: $m = 2,5$

Počet zubů kola: $z_2 = 34$ zubů

Rozteč:

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 2,5 = 7,853 \text{ mm} \quad (5.107)$$

Průměr roztečné kružnice:

$$D_{R2} = z_2 \cdot m = 34 \cdot 2,5 = 85 \text{ mm} \quad (5.108)$$

Jednotkové posunutí: kvůli zvětšení průřezu v patě zubu bylo zvoleno korigované soukolí s jednotkovým posunutím $x_2 = -x_1 = -0,466 \text{ mm}$



Posunutí základního profilu:

$$x_2 \cdot m = -0,466 \cdot 2,5 = -1,165 \text{ mm} \quad (5.109)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{a2} = m - x_1 \cdot m = 2,5 - 1,165 = 1,335 \text{ mm} \quad (5.110)$$

Výška paty zubu:

$$h_{f2} = 1,25 \cdot m + x_1 \cdot m = 1,25 \cdot 2,5 + 1,165 = 4,29 \text{ mm} \quad (5.111)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a2} = D_2 - 2 \cdot h_{a2} = 85 - 2 \cdot 1,335 = 82,33 \text{ mm} \quad (5.112)$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f2} = D_2 + 2 \cdot h_{f2} = 85 + 2 \cdot 4,29 = 93,85 \text{ mm} \quad (5.113)$$

Tloušťka zubu (bez boční vůle):

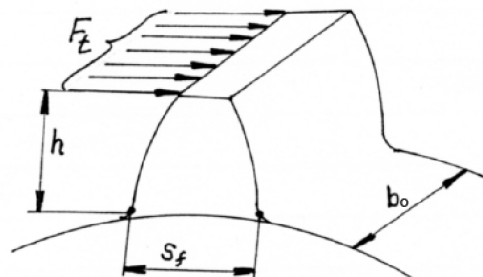
$$s_2 = \frac{t}{2} - 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{7,853}{2} - 2 \cdot 1,165 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3,078 \text{ mm} \quad (5.114)$$

5.5.3. Výpočet pevnosti zubů na vřetenu a unášечи

Výpočet pevnosti zubů při namáhání v ohybu:

Pro výpočet pevnosti zubů při namáhání v ohybu byl použit výpočet podle Bacha.

Ve výpočtu je použito několik zjednodušujících předpokladů: Při výpočtu se vychází z obvodové síly F_t působící na roztečném průměru. Zatížení se předpokládá klidné a neproměnlivé. Zuby se považují za vetknuté nosníky, zatížené silou F_t na hlavové hraně zubu (kvůli kompenzaci ostatních vlivů). Síla F_t je spojitě rozložena po celé šířce zubu. [2]



Obr. 37 Síla působící na zub při výpočtu podle Bacha [2]

V ideálním případě by zatížení přenášely všechny zuby ale kvůli nepřesnosti výroby ozubení v dalším výpočtu uvažují, že kroutící moment přenáší 75% zubů.

$$z_v = 75 \cdot \frac{34}{100} = 25,5 \rightarrow \text{volím } z_v = 25 \text{ zubů} \quad (5.115)$$

Obvodová síla F_t od kroutícího momentu působí na rameni r_t :

$$r_t = \frac{D_{R1}}{2} = \frac{D_{R2}}{2} = \frac{0,085}{20} = 0,0425 \text{ m} \quad (5.116)$$

Celková obvodová síla od kroutícího momentu $F_{t\text{celk}}$:

$$F_{t\text{celk}} = \frac{M_k}{r_t} = \frac{7000}{0,0425} = 164705,88 \text{ N} \quad (5.117)$$

Obvodová síla od kroutícího momentu, kterou přenáší jeden zub (při uvažování 75% zubů v záběru):

$$F_t = \frac{F_{t\text{celk}}}{25} = \frac{164705,88}{25} = 6588,24 \text{ N} \quad (5.118)$$

Ohybový moment:

$$M_o = F_t \cdot h \quad (5.119)$$



Ohybové napětí v patě zuby:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \rightarrow M_o = \sigma_o \cdot W_o \quad (5.120)$$

Dosazením do předchozí rovnice za $M_o = F_t \cdot h$ a za $W_o = \frac{1}{6} \cdot b_o \cdot s_f^2$, kde b_o je šířka ozubení, s_f tloušťka paty zuby a h výška zuby dostaneme:

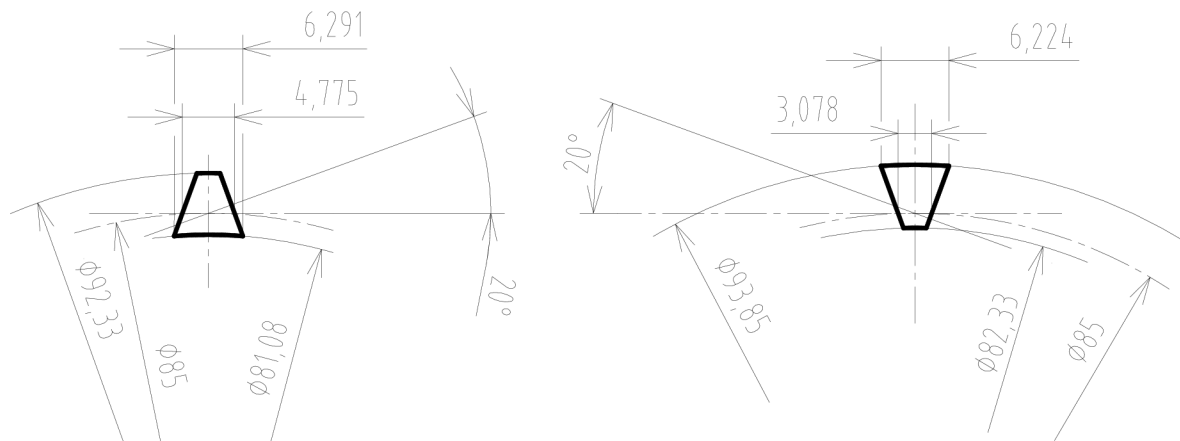
$$F_t \cdot h = \frac{1}{6} \cdot b_o \cdot s_f^2 \cdot \sigma_o \quad (5.121)$$

Po dosazení za výšku zuby h součet výšky hlavy zuby a paty zuby ($h_a + h_f$) a vyjádření σ_o dostaneme:

$$F_t \cdot (h_a + h_f) = \frac{1}{6} \cdot b_o \cdot s_f^2 \cdot \sigma_o \rightarrow \sigma_o = \frac{F_t \cdot (h_a + h_f)}{\frac{1}{6} \cdot b_o \cdot s_f^2} \quad (5.122)$$

5.5.4. Výpočet napětí v ohybu v patě zuby

Na obrázku jsou znázorněny tloušťky paty zuby na čelním ozubení na vřetenu i na unášeči.



Obr. 38 Tloušťky pat zubů na vřetenu a unášeči

Pro výpočet napětí v ohybu v patě zuby bylo počítáno s menší hodnotou tloušťky paty zuby $s_f = 6,224$ mm (tloušťka paty zuby na unášeči). Dosazením do rovnice 5.122 dostaneme:

$$\sigma_o = \frac{F_t \cdot (h_{a1} + h_{f1})}{\frac{1}{6} \cdot b_o \cdot s_{f2}^2} = \frac{6588,24 \cdot (3,665 + 1,96)}{\frac{1}{6} \cdot 35 \cdot 6,224^2} = 163,779 \text{ MPa}$$

Při obrábění budou zuby na vřetenu i na unášeči zatěžovány míjivým ohybovým namáháním. Dovolené napětí v ohybu při míjivém namáhání pro ocel 14 220, ze které je vyrobeno vřeteno s bezpečností $k_k = 2$ je $\sigma_{oD}^M = 227,15 \text{ MPa}$. Z výpočtu je zřejmé že ohybové napětí v patách zubů vřetena je menší než dovolené napětí.

5.5.5. Dovolená napětí materiálu unášeče

Unášeč je vyroben z oceli 15 230.

Mez pevnosti v tahu oceli 15 230 $R_m = \text{min. } 835 \text{ MPa}$

Bezpečnost pro houževnaté materiály $k_k = 1,3 \div 2 \rightarrow$ volím $k_k = 2$



Dovolená napětí pro ocel 15 230 při zvolené bezpečnosti:

- při statickém namáhání:

$$\sigma_{Dt}^s = \frac{R_e}{k_k} = \frac{835}{2} = 417,5 \text{ MPa} \quad (5.123)$$

$$\sigma_{Do}^s = 1,1 \cdot \sigma_{Dt}^s = 1,1 \cdot 417,5 = 459,25 \text{ MPa} \quad (5.124)$$

- při míjivém namáhání:

$$\sigma_{Dt}^M = k_1 \cdot \sigma_{Dt}^s = 0,7 \cdot 417,5 = 292,25 \text{ MPa} \quad (5.125)$$

$$\sigma_{Do}^M = 1,1 \cdot \sigma_{Dt}^M = 1,1 \cdot 292,25 = 321,475 \text{ MPa} \quad (5.126)$$

- při střídavém namáhání:

$$\sigma_{Dt}^{St} = k_2 \cdot \sigma_{Dt}^s = 0,45 \cdot 417,5 = 187,875 \text{ MPa} \quad (5.127)$$

$$\sigma_{Do}^{St} = 1,1 \cdot \sigma_{Dt}^{St} = 1,1 \cdot 187,875 = 206,663 \text{ MPa} \quad (5.128)$$

Ohybové napětí v patách zubů unášeče je menší než dovolené napětí při všech třech způsobech namáhání.

5.5.6. Výpočet napětí v dotyku

Při kontaktu boků zubů dochází po nějaké době ke kontaktní únavě, která se projevuje odlamováním částic od aktivních ploch, které vede ke vzniku rozptýlených jamek. Tento proces je označován jako jamková koroze neboli pitting. Kritériem tohoto procesu je Hertzovo kontaktní napětí.

Při výpočtu únosnosti čelního ozubení s přímými zuby se dotyk boků zubů nahrazuje dotykem dvou nepohybujících se válců s rovnoběžnými osami. Poloměr válců je roven poloměru křivosti evolvent v bodě dotyku.

Ve výpočtech se poloměry křivosti evolvent v bodě dotyku nahrazují poloměry oskulačních kružnic. [3]

Výpočet napětí v dotyku vychází z literatury [3]

Poloměry oskulačních kružnic:

$$\rho_1 = \rho_2 = \frac{D_{R1} \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{D_{R2} \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{85 \cdot \sin 20^\circ}{2} = 14,536 \text{ mm} \quad (5.129)$$

Úhel α je úhel záběru a průměry D_1 a D_2 jsou roztečné průměry ozubení na vřetenu a na unášeči.

Ve styku obou válců vzniká trojosá napjatost, přičemž za napětí v dotyku σ_H je považována maximální hodnota napětí σ_z . Maximální Hertzovo kontaktní napětí bylo vypočteno z následující rovnice:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{\pi \cdot b_o} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}} = \sqrt{\frac{6588,24}{\pi \cdot 35} \cdot \frac{\frac{1}{14,536} + \frac{1}{14,536}}{\frac{1 - 0,3^2}{183000} + \frac{1 - 0,3^2}{183000}}} \quad (5.130)$$

$$\sigma_H = 910,47 \text{ MPa}$$

E_1 a E_2 jsou moduly pružnosti a μ_1 a μ_2 jsou Poissonova čísla materiálu vřetena a unášeče. Z tabulky v [4] byly zvoleny pro povrchovou kalenou vrstvu vřetene a povrchovou nitridovanou vrstvu unášeče $E_1 = E_2 = 183000 \text{ MPa}$ a $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$. Proměnná b_o je pracovní šířka ozubení.



Součinitel bezpečnosti únavového poškození boků zubů S_H je definován jako podíl korigované meze únavy a vypočteného napětí v nebezpečném místě.

Materiál vřetene je ocel 14 220, cementovaná do hloubky $0,8 \div 1$ mm, kalená na 58 ± 2 HRC. Tvrdost 58 HRC odpovídá tvrdosti 653 HV.

Z tabulky v [3] je korigovaná mez únavy σ_{Hlim} cementované oceli s tvrdostí povrchu $600 \div 800$ HV, stupně kvality MQ $\rightarrow \sigma_{Hlim} = 1500$ MPa.

Hodnota součinitele bezpečnosti únavového poškození boků zubů vřetena S_{Hv} je:

$$S_{Hv} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} = \frac{1500}{910,47} = 1,648 \quad (5.131)$$

Materiál unášeče je ocel 15 230, nitridovaná do hloubky $0,3 \div 0,6$ mm s tvrdostí 675 HV.

Z tabulky v [3] je korigovaná mez únavy σ_{Hlim} nitridované oceli s tvrdostí povrchu $650 \div 900$ HV, stupně kvality MQ $\rightarrow \sigma_{Hlim} = 1250$ MPa.

Hodnota součinitele bezpečnosti únavového poškození boků zubů unášeče S_{Hu} je:

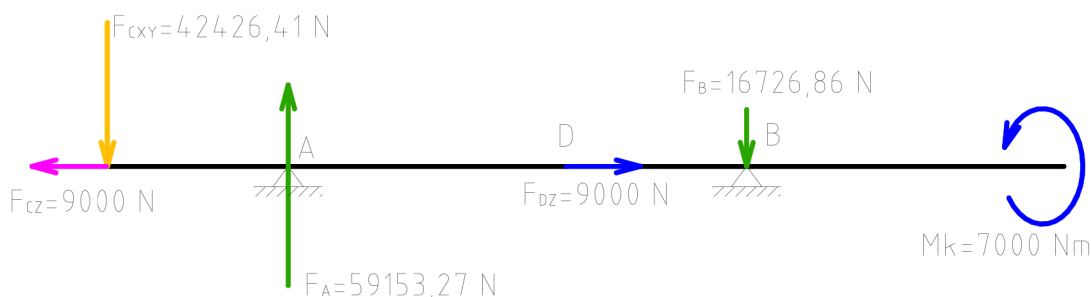
$$S_{Hu} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} = \frac{1250}{910,47} = 1,373 \quad (5.132)$$

Z výsledků výpočtu napětí v ohybu v patách zubů a výpočtu napětí v dotyku vyplývá, že spojení vřetena s unášečem ve všech ohledech vyhovuje.

6. Výpočet trvanlivosti ložisek

6.1. Zatěžující síly působící na ložiska

Valivá ložiska zatěžují síly vypočtené ze statických podmínek rovnováhy. Podpory A a B jsou radiální dvouřadá válečková ložiska a podpora D je obousměrné radiálně-axiální kuličkové ložisko. Pro přehlednost jsou uvedeny maximální síly a směry jejich působení ve schématu na obrázku 39:



Obr. 39 Zatěžující síly působící na ložiska

6.2. Výpočet trvanlivosti ložisek A a B

Výpočet trvanlivosti ložisek vychází z literatury [1]

6.2.1. Výpočet ekvivalentního zatížení radiálních ložisek A a B

V provozu je zatížení ložisek závislé na druhu prováděné technologické operace. Maximálnímu zatížení nejsou ložiska zatížena příliš často. Proto byl interval otáček rozdělen geometrickou posloupností (6.1) na 20 členů.

$$a_n = a_1 \cdot q^{n_g - 1} \quad (6.1)$$



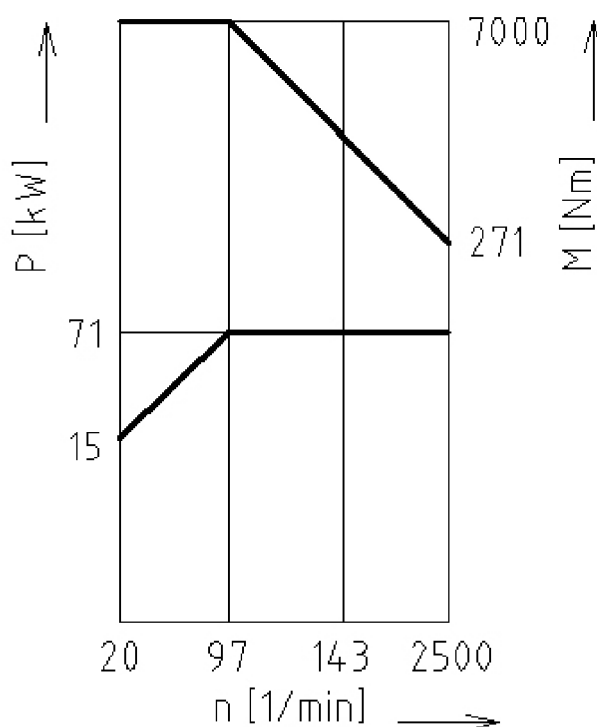
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kde a_n je n -tý člen, a_1 je první člen, q je kvocient a n_g je počet členů geometrické posloupnosti.

Podle zatěžovacího diagramu a vztahu (6.2) pro výkon, otáčky a kroutící moment, byl pro každý otáčkový stupeň dopočítán kroutící moment.

$$Mk = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (6.2)$$

Kde P je výkon motoru, Mk je kroutící moment na vřetenu a n jsou otáčky vřetena.



Obr. 40 Zatěžovací diagram hlavy VA1-C

Z maximálního kroutícího momentu a maximální řezné síly v radiálním směru bylo vypočteno rameno této síly (6.3), které bylo potom použito k výpočtu řezné síly v ostatních otáčkových stupních podle vztahu (6.4).

$$Mk_{max} = \frac{F_{CXY}}{r_{FCXY}} \rightarrow r_{FCXY} = \frac{F_{CXY}}{Mk_{max}} = \frac{42426,41}{7000} = 6,061 \text{ m} \quad (6.3)$$

$$F_{CXYn} = Mk_n \cdot r_{FCXY} \quad (6.4)$$

Kde F_{CXYn} je řezná síla a Mk_n je kroutící moment v jednotlivých otáčkových stupních. K řezným silám v jednotlivých otáčkových stupních byl proveden výpočet reakcí v ložiskách A a B (ze statické rovnováhy). Z reakčních sil bylo poté vypočteno ekvivalentní dynamické zatížení pro každý otáčkový stupeň. Protože radiální ložiska zachycují pouze radiální sílu, je v každém otáčkovém stupni absolutní hodnota reakčních sil rovna ekvivalentnímu zatížení ložisek.

Pro jednotlivé otáčkové stupně je uvažován 5% podíl na celkové době zatěžování. Dílčí výsledky výpočtů jsou uvedeny v následující tabulce.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

provozní otáčkové stupně n	otáčky vřetena [min^{-1}]	přenesený kroutící moment [Nm]	radiální složka řezné síly F_{cy} [N]	podíl ot. stupňů na celk. době zatěžování [%]	reakce v podporách [N]		ekvivalentní zatížení [N]	
					F_B	F_A	P_{Bi}	P_{Ai}
1	20,00	7000,00	42426,41	5,00	-16726,86	59153,27	16726,86	59153,27
2	25,79	7000,00	42426,41	5,00	-16726,86	59153,27	16726,86	59153,27
3	33,25	7000,00	42426,41	5,00	-16726,86	59153,27	16726,86	59153,27
4	42,87	7000,00	42426,41	5,00	-16726,86	59153,27	16726,86	59153,27
5	55,27	7000,00	42426,41	5,00	-16726,86	59153,27	16726,86	59153,27
6	71,26	7000,00	42426,41	5,00	-16726,86	59153,27	16726,86	59153,27
7	91,88	7000,00	42426,41	5,00	-16726,86	59153,27	16726,86	59153,27
8	118,46	5723,40	34689,03	5,00	-13676,35	48365,39	13676,35	48365,39
9	152,74	4439,05	26904,72	5,00	-10607,34	37512,07	10607,34	37512,07
10	196,93	3442,92	20867,23	5,00	-8227,03	29094,26	8227,03	29094,26
11	253,90	2670,32	16184,57	5,00	-6380,86	22565,43	6380,86	22565,43
12	327,36	2071,09	12552,71	5,00	-4948,98	17501,69	4948,98	17501,69
13	422,08	1606,33	9735,85	5,00	-3838,42	13574,26	3838,42	13574,26
14	544,20	1245,87	7551,10	5,00	-2977,06	10528,16	2977,06	10528,16
15	701,65	966,29	5856,61	5,00	-2309,00	8165,61	2309,00	8165,61
16	904,66	749,45	4542,37	5,00	-1790,86	6333,23	1790,86	6333,23
17	1166,40	581,27	3523,05	5,00	-1388,98	4912,04	1388,98	4912,04
18	1503,88	450,83	2732,47	5,00	-1077,29	3809,76	1077,29	3809,76
19	1938,99	349,67	2119,30	5,00	-835,54	2954,84	835,54	2954,84
20	2500,00	271,20	1643,72	5,00	-648,05	2291,77	648,05	2291,77

Tab. 11 Ekvivalentní zatížení ložisek A a B

Po výpočtu ekvivalentních zatížení v jednotlivých otáčkových stupních bylo vypočteno celkové ekvivalentní zatížení pro ložisko A:

$$P_A = \sqrt[3]{P_{A1}^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_{A2}^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + P_{Ai}^3 \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_i}{100}} \quad (6.5)$$

$$P_A = \sqrt[3]{59153,27^3 \cdot \frac{20}{553,58} \cdot \frac{5}{100} + \dots + 2291,77^3 \cdot \frac{2500}{553,58} \cdot \frac{5}{100}}$$

$$P_A = 21101,6 \text{ N}$$

A celkové ekvivalentní zatížení pro ložisko B:

$$P_B = \sqrt[3]{P_{B1}^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_{B2}^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + P_{Bi}^3 \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_i}{100}} \quad (6.6)$$



$$P_B = \sqrt[3]{16726,86^3 \cdot \frac{20}{553,58} \cdot \frac{5}{100} + \dots + 648,05^3 \cdot \frac{2500}{553,58} \cdot \frac{5}{100}}$$

$$P_B = 5966,93 \text{ N}$$

Kde n_m jsou střední otáčky vypočtené podle vzorce:

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + n_i \cdot \frac{q_i}{100} \quad (6.7)$$

$$n_m = 20 \cdot \frac{5}{100} + 25,79 \cdot \frac{5}{100} + \dots + 2500 \cdot \frac{5}{100} = 553,58 \text{ min}^{-1}$$

6.2.2. Výpočet trvanlivosti ložiska A

Ložisko FAG NN 3022 ASK.M.SP

dynamická únosnost ložiska C = 220000 N

mocnitel - pro válečková ložiska $p = \frac{10}{3}$

Hodinová trvanlivost ložiska:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left(\frac{220000}{21101,6}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 553,58} = 7,454 \cdot 10^4 \text{ hod} \quad (6.8)$$

Trvanlivost ložiska v otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p = \left(\frac{220000}{21101,6}\right)^{\frac{10}{3}} = 2,476 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (6.9)$$

6.2.3. Výpočet trvanlivosti ložiska B

Ložisko FAG NN 3020 ASK.M.SP

dynamická únosnost ložiska C = 146000 N

mocnitel - pro válečková ložiska $p = \frac{10}{3}$

Hodinová trvanlivost ložiska:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left(\frac{146000}{5966,93}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 553,58} = 1,28 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (6.10)$$

Trvanlivost ložiska v otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p = \left(\frac{146000}{5966,93}\right)^{\frac{10}{3}} = 4,253 \cdot 10^{10} \text{ otáček} \quad (6.11)$$

6.3. Výpočet trvanlivosti ložiska D

Výpočet uvažuje, že všechny radiální síly zachycují pouze radiální ložiska. Radiálně – axiální obousměrné kuličkové ložisko tedy zachycuje jenom axiální sílu. Velikost axiální řezné síly závisí na druhu prováděné technologické operace a nástroji, kterým je tato operace prováděna. Protože je ale hlava VA1-C určena pro široké spektrum nástrojů a více technologických operací, bude tento výpočet počítat s nejhorší možnou variantou, kdy bude hlava po celou dobu provozu zatížena nejvyšším dovoleným axiálním zatížením.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Ložisko FAG 234422 M.SP
dynamická únosnost ložiska $C = 98000 \text{ N}$
mocnitel - pro kuličková ložiska $p = 3$
síla předpětí $F_V = 695 \text{ N}$
axiální síla $F_D = 9000 \text{ N}$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska D :

Je dáno součtem axiální síly, která na ložisko působí a síly předpětí.

$$P_D = F_D + F_V = 9000 + 695 = 9695 \text{ N} \quad (6.12)$$

Hodinová trvanlivost ložiska:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P_D}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left(\frac{98000}{9695}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 553,58} = 3,11 \cdot 10^4 \text{ hod} \quad (6.13)$$

Trvanlivost ložiska v otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_D}\right)^p = \left(\frac{98000}{9695}\right)^3 = 1,033 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (6.14)$$

6.4. Zhodnocení výpočtu trvanlivosti ložisek

Všechna ložiska vyhovují podmínce, aby vydržela minimálně 24000 hodin. Pro přesnější výpočet ložisek by bylo dobré využít placených výpočtových programů výrobce (společnosti FAG). S ohledem na dosažené výsledky z výpočtů trvanlivosti, vypočtených ze základních vztahů a podmínku minimální trvanlivosti, je možné říci, že navržená ložiska jsou dostatečná, protože k minimální hodnotě trvanlivosti mají velkou rezervu.

7. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkami a pouzdry v upínacím mechanismu

7.1. Kontaktní napětí

Když jsou dvě tělesa se zakřivenými povrchy vzájemně stlačována, změní se bod nebo čára dotyku na kontaktní plochu a napjatost vznikající v tělesech bude prostorová.

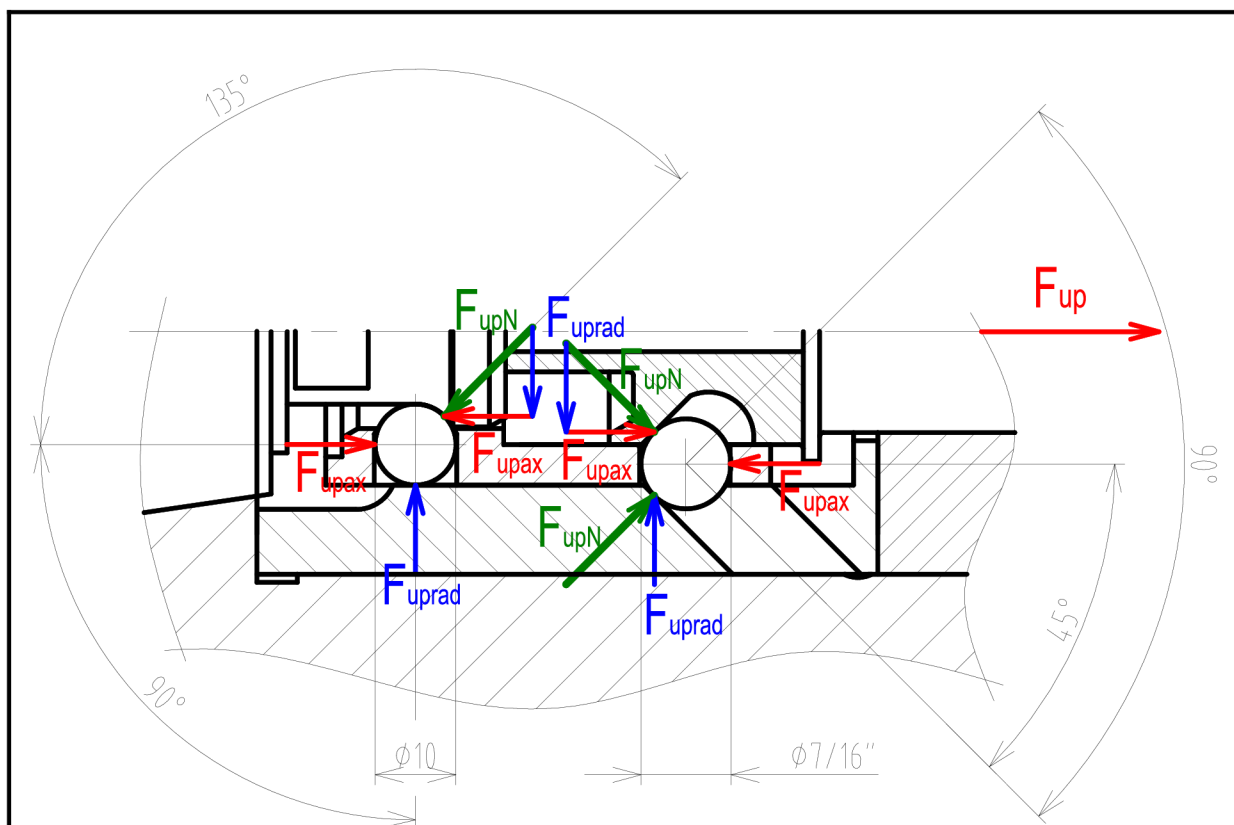
Charakteristické poruchy, které můžeme pozorovat v místě dotyku dvou těles, jsou trhliny, jamky nebo odlupování povrchové vrstvy materiálu.

Nejobecnější případ kontaktní napjatosti vznikne, má-li každé z dotýkajících se těles dva odlišné poloměry křivosti – poloměr v rovině valení je odlišný od poloměru v rovině k ní kolmé, obě roviny přitom procházejí osami přitlačných sil. [3]

7.2. Síly působící v upínacím mechanismu

Na kuličky a pouzdra v upínacím mechanismu působí síla F_{up} vyvozená talířovými pružinami, které drží nástroj upnutý ve vřetenu. Upínací síla, kterou vyvozuji pružiny, je $F_{up}=13260 \text{ N}$. V upínacím mechanismu je 6 kuliček průměru 10mm a 6 kuliček průměru 7/16“.

Síly, které působí na kuličky v upínacím mechanismu jsou znázorněny v obrázku 41.



Obr 41 Síly působící na kuličky v upínacím mechanismu

7.2.1. Síly působící na kuličku o průměru 7/16"

Táhlo, na které působí talířové pružiny silou F_{up} , působí na každou kuličku průměru 7/16" silou F_{upax} .

$$F_{upax} = \frac{F_{up}}{6} = \frac{13260}{6} = 2210 \text{ N} \quad (7.1)$$

Protože síla F_{upax} působí na šikmou plochu pod úhlem $\gamma = 45^\circ$, vyvozuje její působení normálovou sílu F_{upN} .

$$\cos \gamma = \frac{F_{upax}}{F_{upN}} \rightarrow F_{upN} = \frac{F_{upax}}{\cos \gamma} = \frac{2210}{\cos 45^\circ} = 3125,4 \text{ N} \quad (7.2)$$

Reakčními silami, které na kuličku o průměru 7/16" působí, jsou axiální síla od vnitřního pouzdra F_{upax} a radiální síla od vnějšího pouzdra F_{uprad} , která působí na šikmou plochu pod úhlem $\gamma = 45^\circ$, proto její působení vyvozuje normálovou sílu F_{upN} .

7.2.2. Síly působící na kuličku o průměru 10 mm

Vnitřní pouzdro působí na kuličku o průměru 10 mm axiální silou F_{upax} . Tato síla způsobuje reakční normálovou sílu F_{upN} , kterou působí upínací šroub na kuličku. Axiální složka síly F_{upN} vtahuje do vřetena upínací šroub našroubovaný na nástrojový držák. Radiální složka síly F_{upN} způsobuje reakční sílu F_{uprad} ve vnějším pouzdra.

$$F_{uprad} = F_{upN} \cdot \cos 45^\circ = 3125,4 \cdot \cos 45^\circ = 2210 \text{ N} \quad (7.3)$$

Ze zkušeností pracovníků TOS Kuřim je dovolená hodnota kontaktního napětí pro statické zatížení a při tvrdosti materiálu 58 HRC $\sigma_{zmaxD} = 5000 \text{ MPa}$. Vysokou hodnotu dovoleného dotykového napětí je možné aplikovat proto, že se jedná o trojosou



tlakovou napjatost, a také zejména proto, že největší změny smykových napětí $\Delta\tau_{max}$ jsou výrazně menší než dotyková napětí σ_{zmax} na stykové ploše. [4]

Pouzdra i kuličky jsou vyrobeny z kalené oceli nebo mají povrchovou cementovanou a kalenou vrstvu. Pro výpočet byly zvoleny materiálové charakteristiky povrchové kalené vrstvy na základě tabulek v [6]: Modul pružnosti $E = 1,80 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$ a Poissonovo číslo $\mu = 0,3$.

7.3. Výpočet kontaktních napětí

V této kapitole jsou vypočteny kontaktní napětí ve středu stykové plošky (v ose z) mezi kuličkami a plochami, na které jsou přitlačovány. U každého výpočtu je také graficky znázorněn průběh hlavních napětí a průběh smykových napětí v bodech ležících na ose z (v ose působení zatěžující síly) v závislosti na vzdálenosti od dotykové plošky (hloubce pod povrchem). Výpočty vychází z literatury [3],[4] a [5].

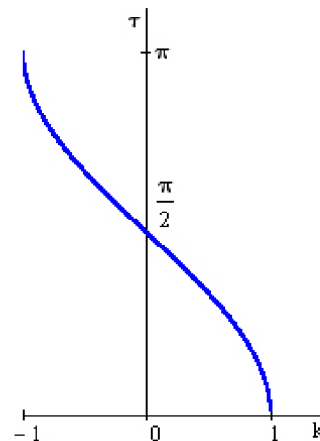
Poměr poloos k eliptické stykové plochy je volen z tabulky v [5] na základě pomocného úhlu τ .

$$\tau = \arccos \left[\frac{\left(\frac{1}{k^2} + 1\right) \cdot E^x - 2 \cdot F^x}{\left(\frac{1}{k^2} - 1\right) \cdot E^x} \right] \quad (7.4)$$

Kde k je poměr poloos a E^x a F^x jsou hodnoty eliptických integrálů (voleny z tabulky v [5] v závislosti na pomocném úhlu τ).

V případech, kdy je kulička přitlačována na vnitřní válcovou plochu válcové díry o průměru jen o málo větším než je průměr samotné kuličky, vychází hodnoty pomocného úhlu τ v intervalu $\langle \pi/2; \pi \rangle$. Protože je pomocný úhel τ funkcí cyklometrické funkce arkus kosinus s definičním oborem $\langle -1; 1 \rangle$ a oborem hodnot $\langle 0; \pi \rangle$, je pro tyto případy pomocný úhel τ kvůli odečtení hodnot k , E^x a F^x z tabulek přepočten na pomocný úhel $\tau_1 = \pi - \tau$, pro který je v intervalu $\langle \pi/2; \pi \rangle$ absolutní hodnota k , E^x a F^x stejná jako pro pomocný úhel τ v intervalu $\langle 0; \pi/2 \rangle$.

U výpočtu kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 7/16", která je přitlačována na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm silou 2210 N je kromě odečtení hodnot k , E^x a F^x z tabulky proveden i kontrolní výpočet hodnot eliptických integrálů a pomocného úhlu τ z poměru poloos k . Ve výpočtech ostatních kontaktních napětí jsou hodnoty k , E^x a F^x odečteny z tabulky.



Obr. 42 Graf funkce $\tau = \arccos k$

7.3.1. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 7/16", přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm silou 2210 N

Průměr kuličky $d_o = 7/16" = 11,11 \text{ mm}$

Poloměr kuličky v ose x a y je stejný:

$$R_{1x} = R_{1y} = \frac{d_o}{2} = \frac{11,11}{2} = 5,555 \text{ mm} \quad (7.5)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Poloměry křivosti kuličky v ose x a y jsou také stejné:

$$\rho_{1x} = \rho_{1y} = \frac{1}{R_{1x}} = \frac{1}{R_{1y}} = \frac{1}{5,555} = 0,18 \text{ mm}^{-1} \quad (7.6)$$

Průměr válcové díry $D_e = 11,2 \text{ mm}$

Poloměr válcové díry v ose x:

$$R_{2x} = \frac{-D_e}{2} = \frac{-11,2}{2} = -5,6 \text{ mm} \quad (7.7)$$

Poloměr válcové díry v ose y je $R_{2y} = \infty \text{ mm}$

Poloměr křivosti válcové díry v ose x:

$$\rho_{2x} = \frac{1}{R_{2x}} = \frac{1}{-5,6} = -0,179 \text{ mm}^{-1} \quad (7.8)$$

Poloměr křivosti válcové díry v ose y:

$$\rho_{2y} = \frac{1}{R_{2y}} = \frac{1}{\infty} = 0 \text{ mm}^{-1} \quad (7.9)$$

Součet poloměrů křivosti stýkajících se těles:

$$\begin{aligned} \sum \rho_{1,2} &= \rho_{1x} + \rho_{1y} + \rho_{2x} + \rho_{2y} \\ \sum \rho_{1,2} &= 0,18 + 0,18 - 0,179 + 0 = 0,181 \text{ mm}^{-1} \end{aligned} \quad (7.10)$$

Výpočet pomocných úhlů τ a τ_1 :

$$\tau = \arccos \left[\frac{\rho_{1x} - \rho_{1y} + \rho_{2x} - \rho_{2y}}{\sum \rho_{1,2}} \right] \quad (7.11)$$

$$\tau = \arccos \left[\frac{0,18 - 0,18 - 0,179 - 0}{0,181} \right] = 169,755^\circ$$

$$\tau_1 = \pi - \tau = 180^\circ - 169,755^\circ = 10,245^\circ \quad (7.12)$$

Z tabulky v [5] na základě vypočteného pomocného úhlu, pro úhel $\tau_1 = 10^\circ$:

poměr poloos eliptické stykové plochy: $k = 0,04704$

hodnoty eliptických integrálů: $E^x = 1,00437$

$F^x = 4,44502$

Kontrolní výpočet hodnot eliptických integrálů a pomocného úhlu τ_1 :

modul k_1 :

$$k_1 = \sqrt{1 - k^2} = \sqrt{1 - 0,04704^2} = 0,999 \quad (7.13)$$

hodnoty eliptických integrálů (vypočteno v programu Mathcad 11):

$$E^x = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \sqrt{1 - k_1^2 \cdot \sin^2 \theta} \, d\theta = 1,004 \quad (7.14)$$

$$F^x = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \frac{1}{\sqrt{1 - k_1^2 \cdot \sin^2 \theta}} \, d\theta = 4,445 \quad (7.15)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

pomocný úhel τ_1 :

$$\tau_1 = \arccos \left[\frac{\left(\frac{1}{k^2} + 1\right) \cdot E^x - 2 \cdot F^x}{\left(\frac{1}{k^2} - 1\right) \cdot E^x} \right] \quad (7.16)$$

$$\tau_1 = \arccos \left[\frac{\left(\frac{1}{0,04704^2} + 1\right) \cdot 1,004 - 2 \cdot 4,445}{\left(\frac{1}{0,04704^2} - 1\right) \cdot 1,004} \right] = 10,00^\circ$$

Materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 stýkajících se těles:

Protože obě tělesa mají stejný modul pružnosti $E_{1,2} = 1,80 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ i Poissonovo číslo $\mu_{1,2} = 0,3$ jsou materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 obou těles stejné.

$$\vartheta_1 = \vartheta_2 = \frac{4 \cdot (1 - \mu_{1,2}^2)}{E_{1,2}} = \frac{4 \cdot (1 - 0,3^2)}{1,8 \cdot 10^5} = 2,022 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1} \quad (7.17)$$

Výpočet větší poloosy a :

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot \frac{E^x}{k^2}} \quad (7.18)$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,181} \cdot 2210 \cdot \frac{1,00437}{0,04704^2}} = 3,765 \text{ mm}$$

Výpočet menší poloosy b :

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot k \cdot E^x} \quad (7.19)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,181} \cdot 2210 \cdot 0,04704 \cdot 1,00437}$$

$$b = 0,177 \text{ mm}$$

Maximální kontaktní napětí v ose z :

$$\sigma_{zmax} = -\frac{3 \cdot F_p}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 2210}{2 \cdot \pi \cdot 3,765 \cdot 0,177} = -1,582 \cdot 10^3 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

Kontaktní deformace δ :

$$\delta_k = \frac{3 \cdot F_p \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8 \cdot \pi \cdot a} \cdot F^x \quad (7.21)$$

$$\delta_k = \frac{3 \cdot 2210 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{8 \cdot \pi \cdot 3,765} = 0,013$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet hlavních napětí na povrchu stýkajících se těles:

Při výpočtu je uvažována hloubka pod povrchem $z = 1 \cdot 10^{-12} \text{ mm}$. Na povrchu stýkajících se těles se napětí σ_x rovná napětí σ_y .

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_{zmax} \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{z}{a} \right|} \right) \right) \cdot (1 + \mu_{1,2}) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \quad (7.22)$$

$$\sigma_x = \sigma_y = -1,582 \cdot 10^3 \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{3,765} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{3,765} \right|} \right) \right) \cdot (1 + 0,3) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{(1 \cdot 10^{-12})^2}{3,765^2} \right)} \right] = -1,266 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = -1,266 \cdot 10^3 \quad (7.23)$$

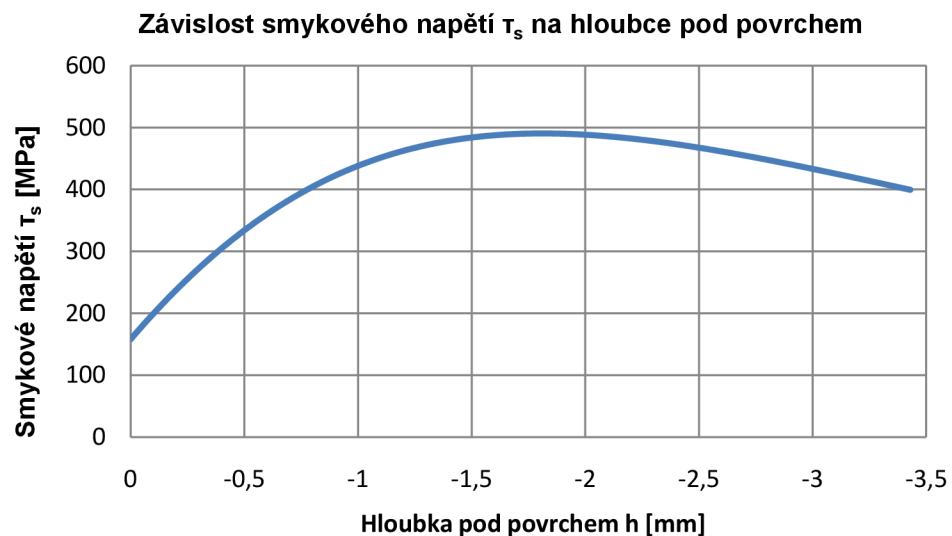
$$\sigma_2 = \sigma_y = -1,266 \cdot 10^3 \quad (7.24)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = -1,582 \cdot 10^3 \quad (7.25)$$

Smykové napětí na povrchu stýkajících se těles:

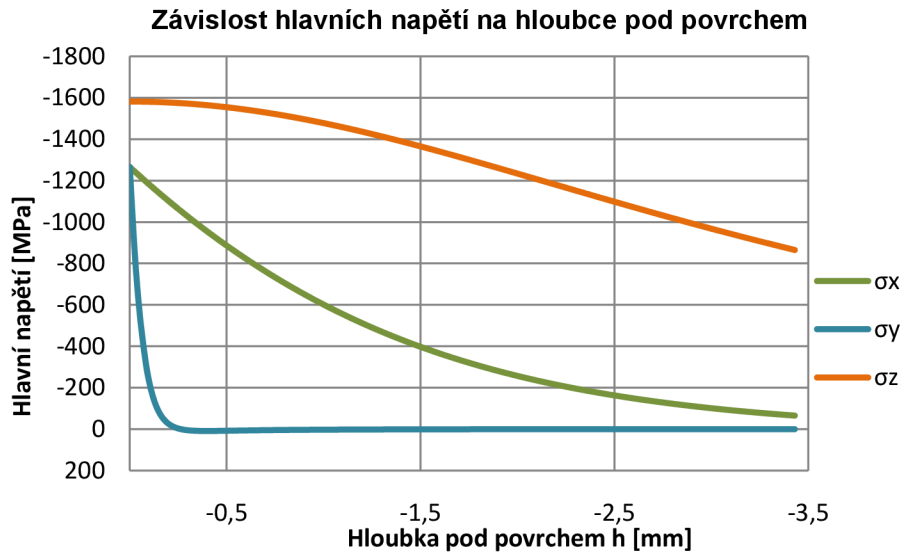
$$\tau_s = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{-1,266 - (-1,582)}{2} = 158,239 \text{ MPa} \quad (7.26)$$

Smykové napětí dosahuje maxima v hloubce 1,79 mm pod povrchem, kde je jeho velikost 490,43 MPa.



Obr. 43 Závislost smykového napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 7/16", přitlačované silou 2210 N na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm

Další graf znázorňuje průběhy hlavních napětí pod povrchem stýkajících se těles.



Obr. 44 Závislost hlavních napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 7/16", přitlačované silou 2210 N na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm

7.3.2. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 7/16", přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm silou 3125,4 N

Průměr kuličky $d_o = 7/16" = 11,11 \text{ mm}$ i průměr válcové díry $D_e = 11,2 \text{ mm}$ je stejný jako v předcházejícím případě. Z tohoto důvodu jsou stejné jako v předchozím případě i poloměry křivosti obou stýkajících se těles a pomocné úhly τ a τ_1 viz rovnice (7.11) a (7.12).

Z tabulky v [5] na základě vypočteného pomocného úhlu, pro úhel $\tau_1 = 10^\circ$:

poměr poloos eliptické stykové plochy: $k = 0,04704$

hodnoty eliptických integrálů: $E^x = 1,00437$

$F^x = 4,44502$

Materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 stýkajících se těles:

Protože obě tělesa mají stejný modul pružnosti $E_{1,2} = 1,80 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$ i Poissonovo číslo $\mu_{1,2} = 0,3$ jsou materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 obou těles stejné.

Z rovnice (7.17): $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 2,022 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}$

Výpočet větší poloosy a :

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot \frac{E^x}{k^2}} \quad (7.27)$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,181} \cdot 3125,4 \cdot \frac{1,00437}{0,04704^2}} = 4,226 \text{ mm}$$

Výpočet menší poloosy b :

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot k \cdot E^x} \quad (7.28)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,181}} \cdot 3125,4 \cdot 0,04704 \cdot 1,00437$$

$$b = 0,199 \text{ mm}$$

Maximální kontaktní napětí v ose z:

$$\sigma_{zmax} = -\frac{3 \cdot F_p}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 3125,4}{2 \cdot \pi \cdot 4,226 \cdot 0,199} = -1,776 \cdot 10^3 \text{ MPa} \quad (7.29)$$

Kontaktní deformace δ :

$$\delta_k = \frac{3 \cdot F_p \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8 \cdot \pi \cdot a} \cdot F_x \quad (7.30)$$

$$\delta_k = \frac{3 \cdot 3125,4 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{8 \cdot \pi \cdot 4,226} = 0,016$$

Výpočet hlavních napětí na povrchu stýkajících se těles:

Při výpočtu je uvažována hloubka pod povrchem $z = 1 \cdot 10^{-12} \text{ mm}$. Na povrchu stýkajících se těles se napětí σ_x rovná napětí σ_y .

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_{zmax} \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{z}{a} \right|} \right) \right) \cdot (1 + \mu_{1,2}) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \quad (7.31)$$

$$\sigma_x = \sigma_y = -1,776 \cdot 10^3 \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{4,226} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{4,226} \right|} \right) \right) \cdot (1 + 0,3) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{(1 \cdot 10^{-12})^2}{4,226^2} \right)} \right] = -1,421 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = -1,421 \cdot 10^3 \quad (7.32)$$

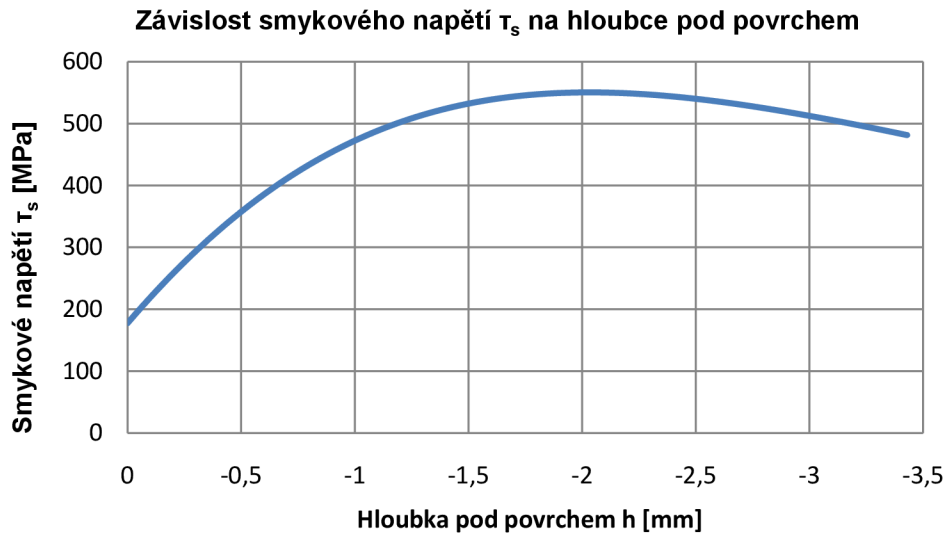
$$\sigma_2 = \sigma_y = -1,421 \cdot 10^3 \quad (7.33)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = -1,776 \cdot 10^3 \quad (7.34)$$

Maximální smykové napětí na povrchu stýkajících se těles:

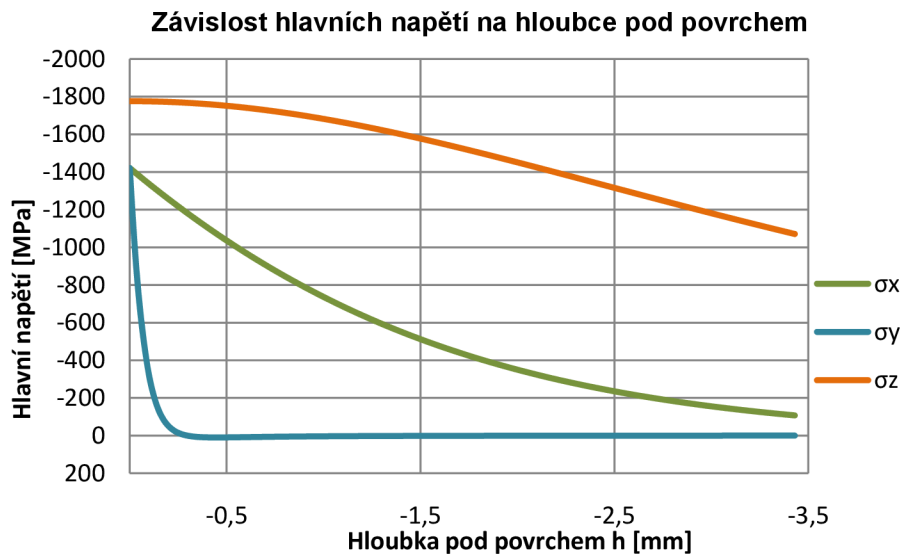
$$\tau_s = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{-1,421 - (-1,776)}{2} = 177,617 \text{ MPa} \quad (7.35)$$

Smykové napětí dosahuje maxima v hloubce 2,0325 mm pod povrchem, kde je jeho velikost 550,596 Mpa.



Obr. 45 Závislost smykového napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 7/16“, přitlačované silou 3125,4 N na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm

Následující graf znázorňuje průběhy hlavních napětí pod povrchem stýkajících se těles.



Obr. 46 Závislost hlavních napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 7/16“, přitlačované silou 3125,4 N na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 11,2 mm

7.3.3. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 10 mm, přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 10,2 mm silou 2210 N

Průměr kuličky $d_o = 10 \text{ mm}$

Poloměr kuličky v ose x a y je stejný:

$$R_{1x} = R_{1y} = \frac{d_o}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ mm} \quad (7.36)$$

Poloměry křivosti kuličky v ose x a y jsou také stejné:

$$\rho_{1x} = \rho_{1y} = \frac{1}{R_{1x}} = \frac{1}{R_{1y}} = \frac{1}{5} = 0,2 \text{ mm}^{-1} \quad (7.37)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Průměr válcové díry $D_e = 10,2 \text{ mm}$

Poloměr válcové díry v ose x:

$$R_{2x} = \frac{-D_e}{2} = \frac{-10,2}{2} = -5,1 \text{ mm} \quad (7.38)$$

Poloměr válcové díry v ose y je $R_{2y} = \infty \text{ mm}$

Poloměr křivosti válcové díry v ose x:

$$\rho_{2x} = \frac{1}{R_{2x}} = \frac{1}{-5,1} = -0,196 \text{ mm}^{-1} \quad (7.39)$$

Poloměr křivosti válcové díry v ose y:

$$\rho_{2y} = \frac{1}{R_{2y}} = \frac{1}{\infty} = 0 \text{ mm}^{-1} \quad (7.40)$$

Součet poloměrů křivosti stýkajících se těles:

$$\begin{aligned} \sum \rho_{1,2} &= \rho_{1x} + \rho_{1y} + \rho_{2x} + \rho_{2y} \\ \sum \rho_{1,2} &= 0,2 + 0,2 - 0,196 + 0 = 0,204 \text{ mm}^{-1} \end{aligned} \quad (7.41)$$

Výpočet pomocných úhlů τ a τ_1 :

$$\tau = \arccos \left[\frac{\rho_{1x} - \rho_{1y} + \rho_{2x} - \rho_{2y}}{\sum \rho_{1,2}} \right] \quad (7.42)$$

$$\tau = \arccos \left[\frac{0,2 - 0,2 - 0,196 - 0}{0,204} \right] = 164,058^\circ$$

$$\tau_1 = \pi - \tau = 180^\circ - 164,058^\circ = 15,942^\circ \quad (7.43)$$

Z tabulky v [5] na základě vypočteného pomocného úhlu, pro úhel $\tau_1 = 16^\circ$:

poměr poloos eliptické stykové plochy: $k = 0,08223$

hodnoty eliptických integrálů: $E^x = 1,01147$

$F^x = 3,88946$

Materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 stýkajících se těles:

Protože obě tělesa mají stejný modul pružnosti $E_{1,2} = 1,80 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$ i Poissonovo číslo $\mu_{1,2} = 0,3$ jsou materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 obou těles stejné.

Z rovnice (7.17): $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 2,022 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}$

Výpočet větší poloosy a:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot \frac{E^x}{k^2}} \quad (7.44)$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,204} \cdot 2210 \cdot \frac{1,01147}{0,08223^2}} = 2,501 \text{ mm}$$

Výpočet menší poloosy b:

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot k \cdot E^x} \quad (7.45)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,204}} \cdot 2210 \cdot 0,08223 \cdot 1,01147$$

$$b = 0,206 \text{ mm}$$

Maximální kontaktní napětí v ose z:

$$\sigma_{zmax} = -\frac{3 \cdot F_p}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 2210}{2 \cdot \pi \cdot 2,501 \cdot 0,206} = -2,051 \cdot 10^3 \text{ MPa} \quad (7.46)$$

Kontaktní deformace δ :

$$\delta_k = \frac{3 \cdot F_p \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8 \cdot \pi \cdot a} \cdot F^x \quad (7.47)$$

$$\delta_k = \frac{3 \cdot 2210 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{8 \cdot \pi \cdot 2,501} = 0,017$$

Výpočet hlavních napětí na povrchu stýkajících se těles:

Při výpočtu je uvažována hloubka pod povrchem $z = 1 \cdot 10^{-12} \text{ mm}$. Na povrchu stýkajících se těles se napětí σ_x rovná napětí σ_y .

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_{zmax} \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{z}{a} \right|} \right) \right) \cdot (1 + \mu_{1,2}) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \quad (7.48)$$

$$\sigma_x = \sigma_y = -2,051 \cdot 10^3 \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{2,501} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{2,501} \right|} \right) \right) \cdot (1 + 0,3) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{(1 \cdot 10^{-12})^2}{2,501^2} \right)} \right] = -1,641 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = -1,641 \cdot 10^3 \quad (7.49)$$

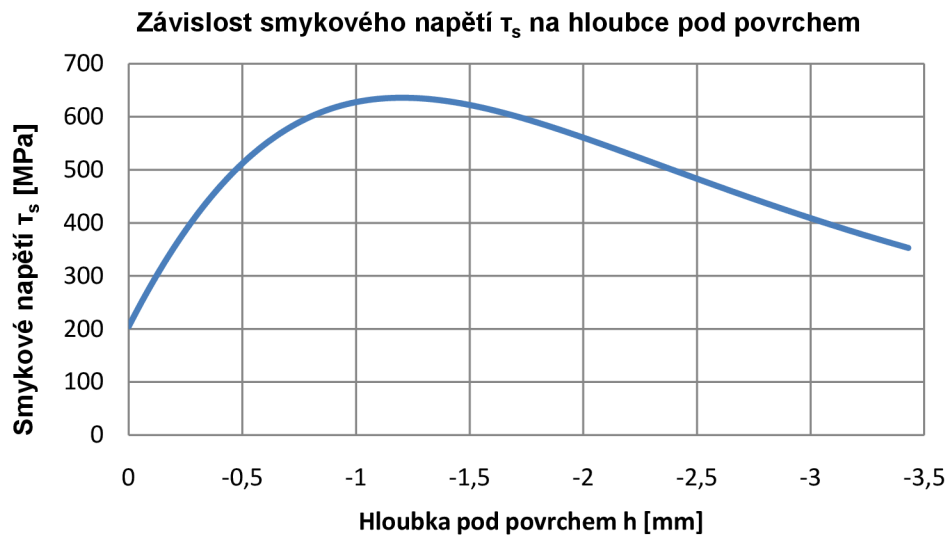
$$\sigma_2 = \sigma_y = -1,641 \cdot 10^3 \quad (7.50)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = -2,051 \cdot 10^3 \quad (7.51)$$

Maximální smykové napětí na povrchu stýkajících se těles:

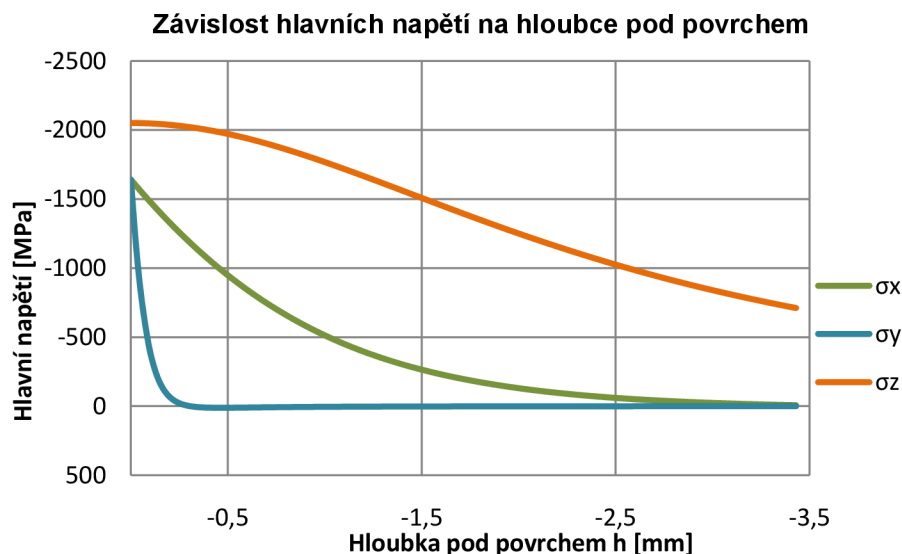
$$\tau_s = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{-1,641 - (-2,051)}{2} = 205,073 \text{ MPa} \quad (7.52)$$

Smykové napětí dosahuje maxima v hloubce 1,2025 mm pod povrchem, kde je jeho velikost 635,852 Mpa.



Obr. 47 Závislost smykového napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 10 mm, přitlačované silou 2210 N na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 10,2 mm

Následující graf znázorňuje průběhy hlavních napětí pod povrchem stýkajících se těles.



Obr. 48 Závislost hlavních napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 10 mm, přitlačované silou 2210 N na vnitřní válcovou plochu díry o průměru 10,2 mm

7.3.4. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 10 mm, přitlačovanou na upínací šroub silou 3125,4 N

V tomto případě je kulička přitlačována na tvarovou plochu upínacího šroubu. Nejmenší průměr tvarové plochy upínacího šroubu je 18 mm. Pro zjednodušení výpočtu je menší poloosa elipsy b vypočtena pro případ, kdy by byla kulička o průměru 10 mm přitlačována na kuličku o průměru 18 mm (je brán v úvahu nejnebezpečnější případ – poloosa b vyjde nejmenší). Větší poloosa a je odměřena z délky kruhového oblouku na zaoblení R5 upínacího šroubu (obrázek 49). Kulička i zaoblení na upínacím šroubu mají stejný poloměr, proto se budou dotýkat po celé délce kruhového oblouku zaoblení upínacího šroubu.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet menší poloosy b :

Průměr menší kuličky $d_o = 10 \text{ mm}$

Poloměr menší kuličky v ose x a y je stejný:

$$R_{1x} = R_{1y} = \frac{d_o}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ mm} \quad (7.53)$$

Poloměry křivosti menší kuličky v ose x a y jsou také stejné:

$$\rho_{1x} = \rho_{1y} = \frac{1}{R_{1x}} = \frac{1}{R_{1y}} = \frac{1}{5} = 0,2 \text{ mm}^{-1} \quad (7.54)$$

Průměr větší kuličky $D_e = 18 \text{ mm}$

Poloměr větší kuličky v ose x a y je stejný:

$$R_{2x} = R_{2y} = \frac{D_e}{2} = \frac{18}{2} = 9 \text{ mm} \quad (7.55)$$

Poloměr křivosti větší kuličky v ose x a y je stejný:

$$\rho_{2x} = \rho_{2y} = \frac{1}{R_{2x}} = \frac{1}{9} = 0,111 \text{ mm}^{-1} \quad (7.56)$$

Součet poloměrů křivosti stýkajících se těles:

$$\begin{aligned} \sum \rho_{1,2} &= \rho_{1x} + \rho_{1y} + \rho_{2x} + \rho_{2y} \\ \sum \rho_{1,2} &= 0,2 + 0,2 + 0,111 + 0,111 = 0,622 \text{ mm}^{-1} \end{aligned} \quad (7.57)$$

Výpočet pomocných úhlů τ :

$$\tau = \arccos \left[\frac{\rho_{1x} - \rho_{1y} + \rho_{2x} - \rho_{2y}}{\sum \rho_{1,2}} \right] \quad (7.58)$$

$$\tau = \arccos \left[\frac{0,2 - 0,2 + 0,111 - 0,111}{0,622} \right] = 90^\circ$$

Z tabulky v [5] na základě vypočteného pomocného úhlu, pro úhel $\tau = 90^\circ$:

poměr poloos eliptické stykové plochy: $k = 1$

hodnoty eliptických integrálů: $E^x = 1,5708$

$$F^x = 1,5708$$

Materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 stýkajících se těles:

Protože obě tělesa mají stejný modul pružnosti $E_{1,2} = 1,80 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$ i Poissonovo číslo $\mu_{1,2} = 0,3$ jsou materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 obou těles stejné.

Z rovnice (7.17): $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 2,022 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}$

Výpočet menší poloosy b :

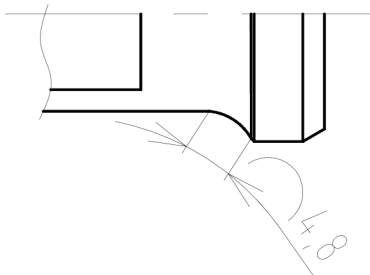
$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot k \cdot E^x} \quad (7.59)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,622} \cdot 3125,4 \cdot 1 \cdot 1,5708}$$

$$b = 0,424 \text{ mm}$$



Délka větší poloosy a:



Obr. 49 Délka kruhového oblouku na zaoblení R5 upínacího šroubu

Délka kruhového oblouku na zaoblení R5 upínacího šroubu je $2a = 4,8 \text{ mm}$
Délka větší poloosy a je tedy polovina délky kruhového oblouku:

$$a = \frac{2a}{2} = \frac{4,8}{2} = 2,4 \text{ mm} \quad (7.60)$$

Skutečný poměr poloos eliptické stykové plochy:

$$k_{skut} = \frac{b}{a} = \frac{0,424}{2,4} = 0,177 \quad (7.61)$$

Skutečné hodnoty eliptických integrálů: $E^x_{skut} = 3,15832$
 $F^x_{skut} = 1,03978$

Maximální kontaktní napětí v ose z:

$$\sigma_{zmax} = -\frac{3 \cdot F_p}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 3125,4}{2 \cdot \pi \cdot 2,4 \cdot 0,424} = -1,467 \cdot 10^3 \text{ MPa} \quad (7.62)$$

Kontaktní deformace δ :

$$\delta_k = \frac{3 \cdot F_p \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8 \cdot \pi \cdot a} \cdot F^x \quad (7.63)$$

$$\delta_k = \frac{3 \cdot 2210 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{8 \cdot \pi \cdot 2,4} = 0,02$$

Výpočet hlavních napětí na povrchu stýkajících se těles:

Při výpočtu je uvažována hloubka pod povrchem $z = 1 \cdot 10^{-12} \text{ mm}$. Na povrchu stýkajících se těles se napětí σ_x rovná napětí σ_y .

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_{zmax} \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{z}{a} \right|} \right) \right) \cdot (1 + \mu_{1,2}) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \quad (7.64)$$

$$\sigma_x = \sigma_y = -1,467 \cdot 10^3 \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{2,4} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{2,4} \right|} \right) \right) \cdot (1 + 0,3) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{(1 \cdot 10^{-12})^2}{2,4^2} \right)} \right] = -1,173 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$\sigma_1 = \sigma_x = -1,173 \cdot 10^3 \quad (7.65)$$

$$\sigma_2 = \sigma_y = -1,173 \cdot 10^3 \quad (7.66)$$

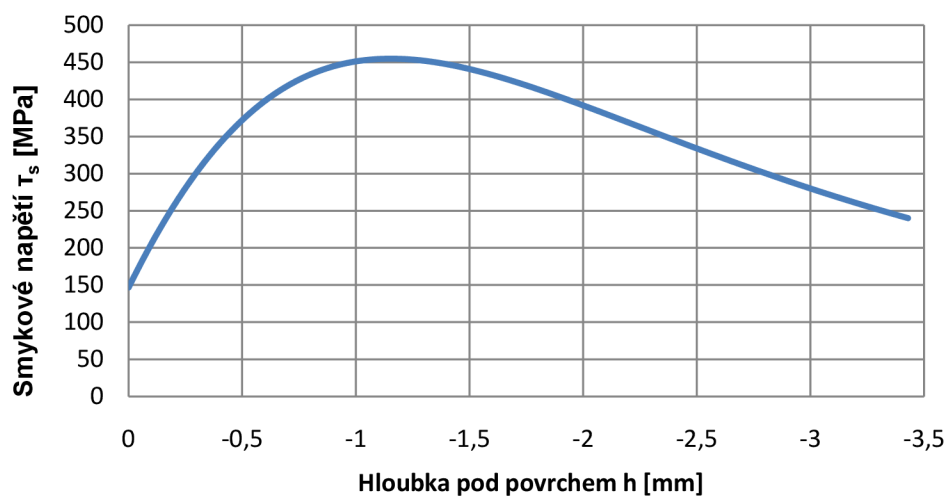
$$\sigma_3 = \sigma_z = -1,467 \cdot 10^3 \quad (7.67)$$

Maximální smykové napětí na povrchu stýkajících se těles:

$$\tau_s = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{-1,173 - (-1,467)}{2} = 146,674 \text{ MPa} \quad (7.68)$$

Smykové napětí dosahuje maxima v hloubce 1,154 mm pod povrchem, kde je jeho velikost 454,8001 MPa.

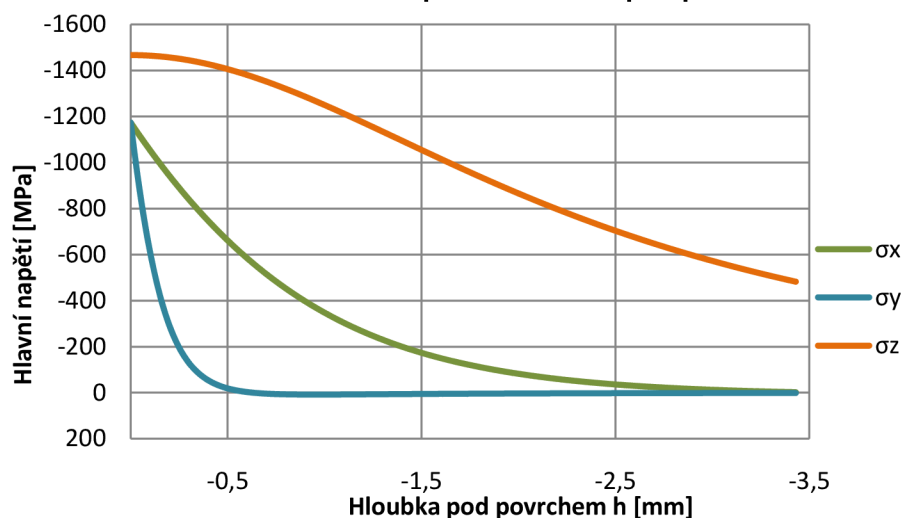
Závislost smykového napětí τ_s na hloubce pod povrchem



Obr. 50 Závislost smykového napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 10 mm, přitlačované silou 3125,4 N na tvarovou plochu upínacího šroubu

Následující graf znázorňuje průběhy hlavních napětí pod povrchem stýkajících se těles.

Závislost hlavních napětí na hloubce pod povrchem



Obr. 51 Závislost hlavních napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 10 mm, přitlačované silou 3125,4 N na tvarovou plochu upínacího šroubu

7.3.5. Výpočet kontaktního napětí mezi kuličkou o průměru 10 mm, přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu pouzdra o průměru 38 mm silou 2210 NPrůměr kuličky $d_o = 10 \text{ mm}$

Poloměr kuličky v ose x a y je stejný:

$$R_{1x} = R_{1y} = \frac{d_o}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ mm} \quad (7.69)$$

Poloměry křivosti kuličky v ose x a y jsou také stejné:

$$\rho_{1x} = \rho_{1y} = \frac{1}{R_{1x}} = \frac{1}{R_{1y}} = \frac{1}{5} = 0,2 \text{ mm}^{-1} \quad (7.70)$$

Průměr válcové díry $D_e = 38 \text{ mm}$

Poloměr válcové díry v ose x:

$$R_{2x} = \frac{-D_e}{2} = \frac{-38}{2} = -19 \text{ mm} \quad (7.71)$$

Poloměr válcové díry v ose y je $R_{2y} = \infty \text{ mm}$

Poloměr křivosti válcové díry v ose x:

$$\rho_{2x} = \frac{1}{R_{2x}} = \frac{1}{-19} = -0,053 \text{ mm}^{-1} \quad (7.72)$$

Poloměr křivosti válcové díry v ose y:

$$\rho_{2y} = \frac{1}{R_{2y}} = \frac{1}{\infty} = 0 \text{ mm}^{-1} \quad (7.73)$$

Součet poloměrů křivosti stýkajících se těles:

$$\begin{aligned} \sum \rho_{1,2} &= \rho_{1x} + \rho_{1y} + \rho_{2x} + \rho_{2y} \\ \sum \rho_{1,2} &= 0,2 + 0,2 - 0,053 + 0 = 0,347 \text{ mm}^{-1} \end{aligned} \quad (7.74)$$

Výpočet pomocných úhlů τ a τ_1 :

$$\tau = \arccos \left[\frac{\rho_{1x} - \rho_{1y} + \rho_{2x} - \rho_{2y}}{\sum \rho_{1,2}} \right] \quad (7.75)$$

$$\tau = \arccos \left[\frac{0,2 - 0,2 - 0,053 - 0}{0,347} \right] = 98,715^\circ$$

$$\tau_1 = \pi - \tau = 180^\circ - 98,715^\circ = 81,285^\circ \quad (7.76)$$

Z tabulky v [5] na základě vypočteného pomocného úhlu, pro úhel $\tau_1 = 81^\circ$:poměr poloos eliptické stykové plochy: $k = 0,81041$ hodnoty eliptických integrálů: $E^x = 1,42580$ $F^x = 1,74008$ Materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 stýkajících se těles:Protože obě tělesa mají stejný modul pružnosti $E_{1,2} = 1,80 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$ i Poissonovo číslo $\mu_{1,2} = 0,3$ jsou materiálové charakteristiky ϑ_1 a ϑ_2 obou těles stejné.Z rovnice (7.17): $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 2,022 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet větší poloosy a :

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot \frac{E^x}{k^2}} \quad (7.77)$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,347} \cdot 2210 \cdot \frac{1,42580}{0,81041^2}} = 0,511 \text{ mm}$$

Výpočet menší poloosy b :

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{4 \cdot \pi \cdot \sum \rho_{1,2}} \cdot F_p \cdot k \cdot E^x} \quad (7.78)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{4 \cdot \pi \cdot 0,204} \cdot 2210 \cdot 0,81041 \cdot 1,42580}$$

$$b = 0,414 \text{ mm}$$

Maximální kontaktní napětí v ose z :

$$\sigma_{zmax} = -\frac{3 \cdot F_p}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 2210}{2 \cdot \pi \cdot 0,511 \cdot 0,414} = -4,988 \cdot 10^3 \text{ MPa} \quad (7.79)$$

Kontaktní deformace δ :

$$\delta_k = \frac{3 \cdot F_p \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8 \cdot \pi \cdot a} \cdot F^x \quad (7.80)$$

$$\delta_k = \frac{3 \cdot 2210 \cdot (2,022 \cdot 10^{-5} + 2,022 \cdot 10^{-5})}{8 \cdot \pi \cdot 0,511} = 0,036$$

Výpočet hlavních napětí na povrchu stýkajících se těles:

Při výpočtu je uvažována hloubka pod povrchem $z = 1 \cdot 10^{-12} \text{ mm}$. Na povrchu stýkajících se těles se napětí σ_x rovná napětí σ_y .

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_{zmax} \cdot \left[\left(1 - \frac{|z|}{a} \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{z}{a} \right|} \right) \right) \cdot (1 + \mu_{1,2}) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \quad (7.81)$$

$$\sigma_x = \sigma_y = -4,988 \cdot 10^3 \cdot \left[\left(1 - \left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{0,511} \right| \cdot \arctg \left(\frac{1}{\left| \frac{1 \cdot 10^{-12}}{0,511} \right|} \right) \right) \cdot (1 + 0,3) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{(1 \cdot 10^{-12})^2}{0,511^2} \right)} \right] = -3,991 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = -3,991 \cdot 10^3 \quad (7.82)$$

$$\sigma_2 = \sigma_y = -3,991 \cdot 10^3 \quad (7.83)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

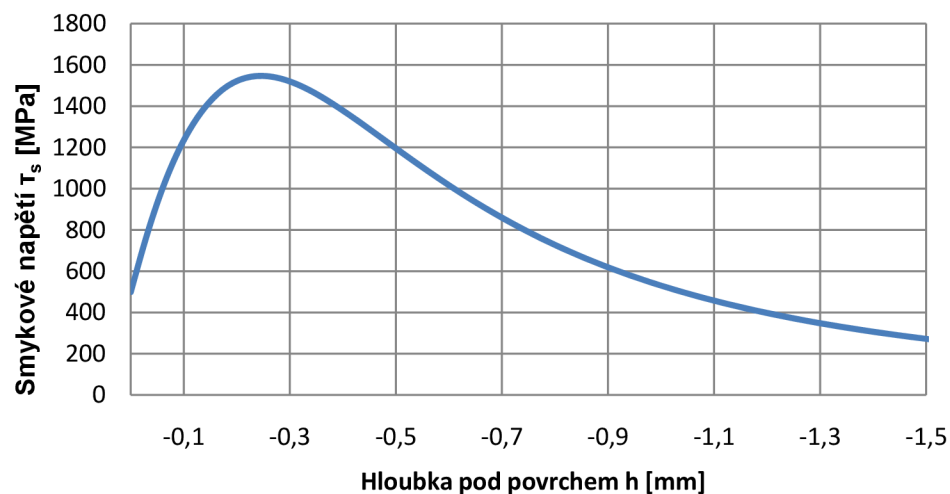
$$\sigma_3 = \sigma_z = -4,988 \cdot 10^3 \quad (7.84)$$

Maximální smykové napětí na povrchu stýkajících se těles:

$$\tau_s = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{-3,991 - (-4,988)}{2} = 498,825 \text{ MPa} \quad (7.85)$$

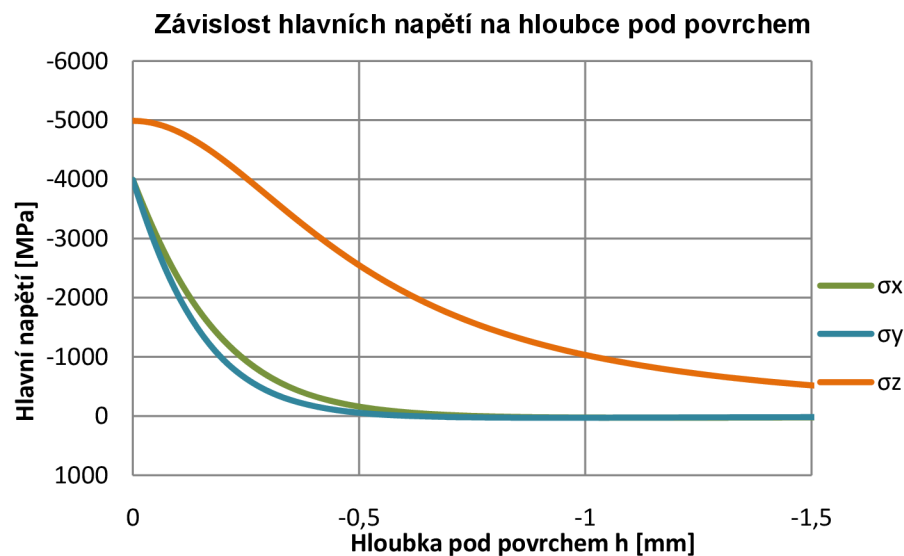
Smykové napětí dosahuje maxima v hloubce 0,246 mm pod povrchem, kde je jeho velikost 1546,381 Mpa.

Závislost smykového napětí τ_s na hloubce pod povrchem



Obr. 52 Závislost smykového napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 10 mm, přitlačované silou 2210 N na vnitřní válcovou plochu pouzdra průměru 38 mm

Následující graf znázorňuje průběhy hlavních napětí pod povrchem stýkajících se těles.



Obr. 53 Závislost hlavních napětí na hloubce pod povrchem v kontaktu kuličky o průměru 10 mm, přitlačované silou 2210 N na vnitřní válcovou plochu pouzdra průměru 38 mm

7.3.6. Zhodnocení výpočtu kontaktních napětí

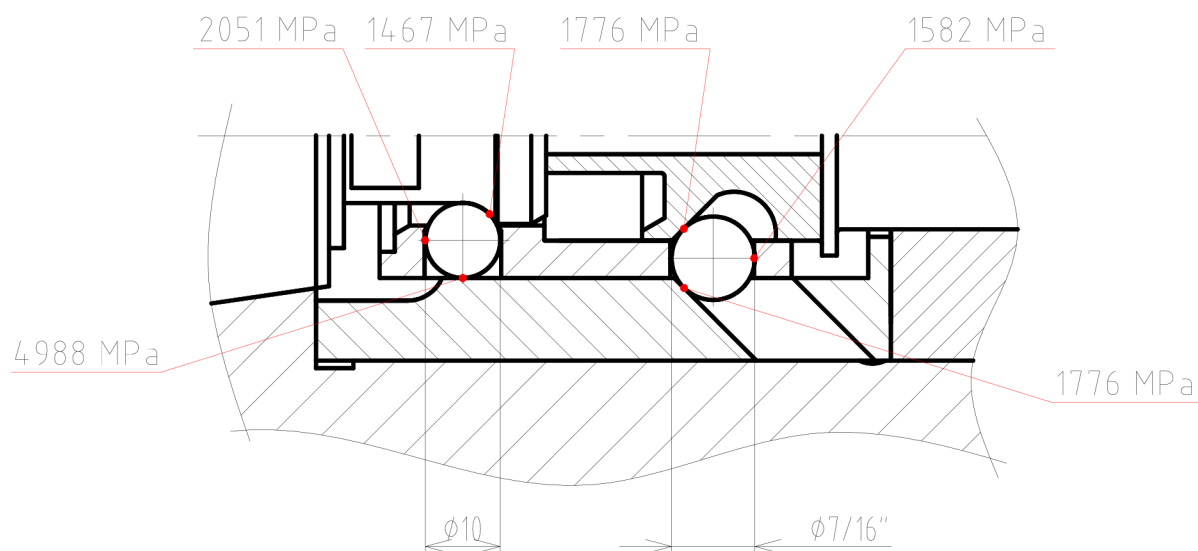
Největší kontaktní napětí vychází mezi kuličkou o průměru 10 mm, přitlačovanou na vnitřní válcovou plochu pouzdra o průměru 38 mm silou 2210 N. Nejvyšší napětí



v tomto místě vychází proto, že zde dochází k téměř bodovému kontaktu. Rozdíl mezi délkami poloos a a b je malý a také plocha kontaktní elipsy je menší než v ostatních případech, ve kterých je větší poloosa a o hodně větší než menší poloosa b . Zde se kontakt blíží spíše ke kontaktu liniovému.

U každého výpočtu jsou uvedeny grafy závislosti smykového napětí τ na hloubce pod povrchem a závislosti hlavních napětí na hloubce pod povrchem. Hodnoty napětí pro tyto grafy byly počítány po 0,001 mm od povrchu do hloubky 3,5 mm pod povrchem. Z vypočtených hodnot byly poté vykresleny grafy.

Na níže uvedeném obrázku upínacího mechanismu jsou pro přehlednost ještě jednou uvedeny dotyková napětí σ_{zmax} na stykových plochách. Všechny vypočtené hodnoty kontaktních napětí jsou menší než dovolená hodnota kontaktního napětí pro statické zatížení $\sigma_{zmaxD} = 5000 \text{ MPa}$. Z tohoto důvodu je možné říci, že upínací mechanismus z hlediska kontaktního napětí vyhovuje a pro kontrolovanou upínací sílu F_{up} můžou být navrženy talířové pružiny, které ji budou vyvozovat.



Obr. 54 Dotyková napětí na stykových plochách

8. Výpočet talířových pružin

8.1. Požadované parametry a výběr vhodných pružin

Ve výměnné vřetenové hlavě VA1-C jsou použity talířové pružiny společnosti Mubea. Firma TOS Kuřim používá talířové pružiny společnosti Mubea s dobrými výsledky již řadu let, proto byly talířové pružiny vyráběné touto společností použity i do hlavy VA1-C.

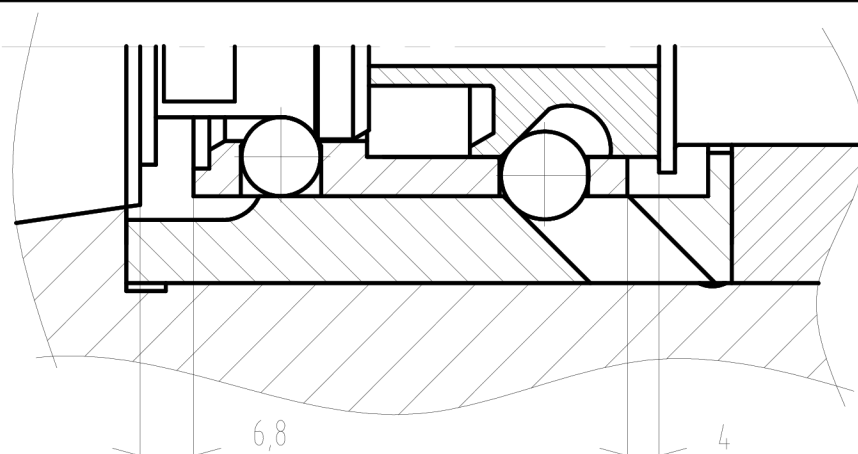
Požadavky na talířové pružiny:

Upínací síla, kterou vyvozují pružiny je $F_{up} = 13260 \text{ N}$.

Maximální výška svazku pružin při upnutém nástroji $l_{max} = 141,25 \text{ mm}$

Pracovní zdvih svazku pružin $s = 11 \text{ mm}$

Pracovní zdvih pružin je dán součtem vzdáleností, o které se musí posunout osazení na táhle, aby vyrazilo nástrojový držák s kuželem ISO 50 z vřetena. Je to vzdálenost 4 mm mezi osazením na táhle a vnitřním pouzdem a vzdálenost 6,8 mm mezi vnitřním pouzdem a nástrojovým držákem. Pracovní zdvih pružin je dále zvětšen o přesah 0,2 mm. Součet těchto vzdáleností udává pracovní zdvih pružin $s = 11 \text{ mm}$.

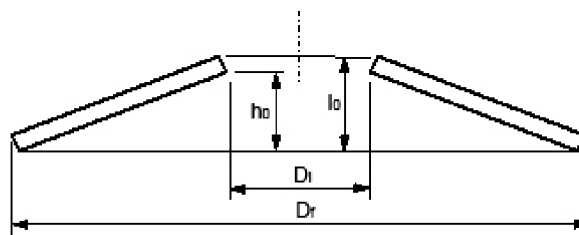


Obr. 55 Vzdálenosti určující pracovní zdvih svazku pružin

Výpočet talířových pružin byl proveden pomocí výpočtového programu BELLEVILLE Version 19.7.98 společnosti Mubea. Kompletní protokol výpočtu je uveden v příloze. Zadaným podmínkám nejlépe vyhovuje uspořádání 19 párů pružin 180062 naskládaných proti sobě (sériově).

8.2. Rozměrové parametry pružin Mubea 180062:

venkovní průměr D_f	60 mm
vnitřní průměr D_i	25,5 mm
Tloušťka t_p	3 mm
výška pružiny l_0	4,65 mm



Obr. 56 Talířová pružina Mubea [26]

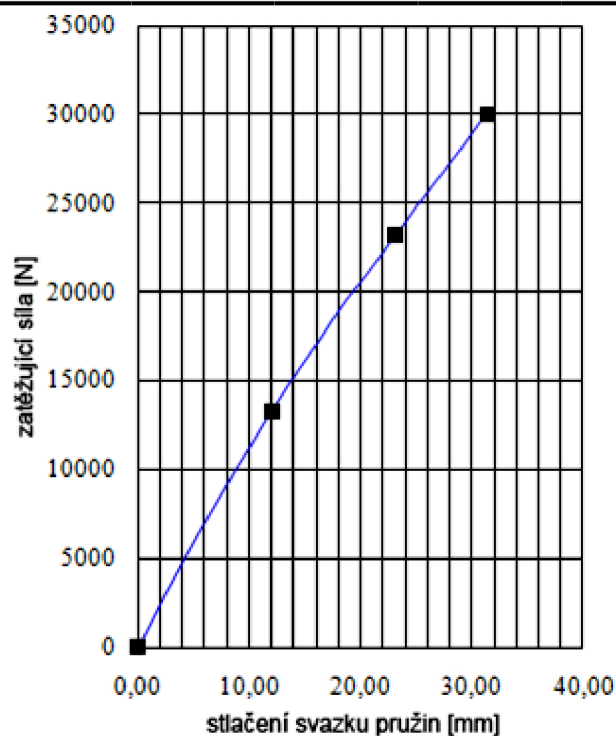
Tab. 12 rozměrové parametry navržených pružin [26]

Pokud je nástroj upnutý, jsou pružiny stlačeny na 38%. Při stlačení o požadovaný zdvih 11 mm (při vyražení kužele z vřetena nebo upínání nového nástroje) jsou talířové pružiny stlačeny na 74%. Je tedy splněna podmínka uvedená v kapitole 4.5.4, která říká, že u staticky zatížených pružin by provozní stlačení pružiny nemělo překročit hodnotu 75 až 80% maximálního (plného) stlačení. Hodnoty stlačení a síly, která při stlačení na pružinu působí, jsou pro nulové stlačení, stlačení při upnutém nástroji a při vyrážení nástrojového držáku uvedeny v následující tabulce.

stlačení [%]	jedna pružina			svazek pružin		
	výška l [mm]	stlačení s [mm]	síla F [N]	výška l [mm]	stlačení s [mm]	síla F [N]
0	4,65	0	0	145,35	0	0
38	4,016	0,634	6630	133,308	12,042	13260
74	3,437	1,213	11586	122,308	23,042	23172

Tab. 13 Hodnoty stlačení a síly navržených pružin [26]

Navržený svazek pružin má degresivní zatěžovací charakteristiku viz obrázek 57. V diagramu jsou na křivce vyznačeny body, které odpovídají nulovému, 38%, 74% a plnému 100% stlačení svazku talířových pružin.



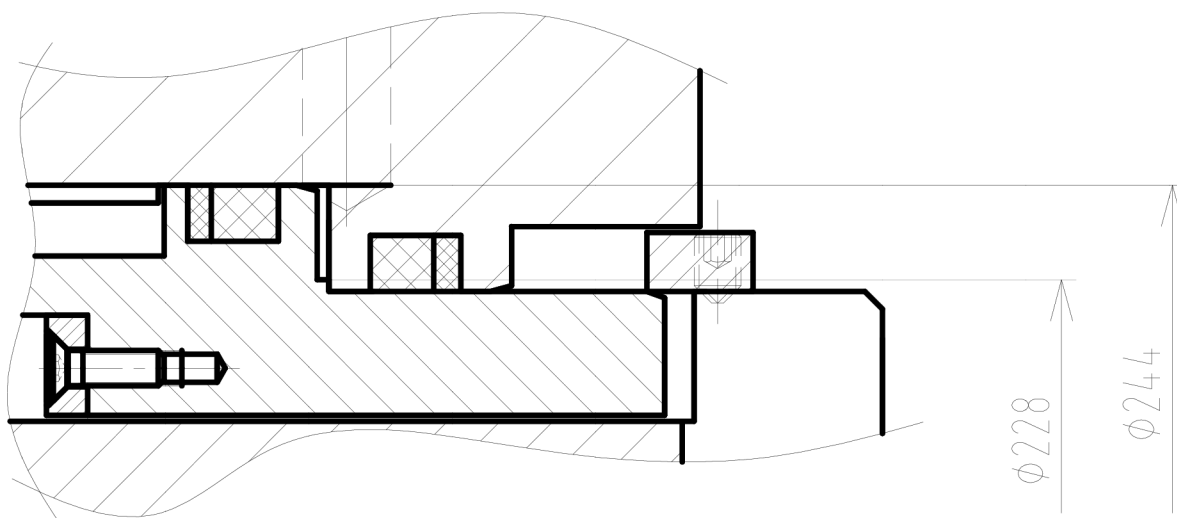
Obr. 57 Zatěžovací charakteristika talířových pružin [26]

9. Výpočet síly od hydraulického pístu:

Upínací mechanismus ovládá a talířové pružiny stlačuje hydraulický píst umístěný v zadní části vřetenové hlavy. Aby bylo možné nástrojový držák z vřetena vyrazit a upnout nový nástroj, musí hydraulický píst vyvinout sílu minimálně tak velkou, jakou je potřeba působit na talířové pružiny, aby se stlačily na 74% maximálního (plného) stlačení, což odpovídá síle $F_{74\%} = 23172 \text{ N}$.

Tlak oleje v hydraulickém válci je $p_{\text{hyd}} = 6 \text{ MPa}$

Průměry pístu $d_p = 228 \text{ mm}$ a $D_p = 244 \text{ mm}$ jsou zakótovány v následujícím obrázku:



Obr. 58 Průměry pístu



Plocha pístu, na kterou působí tlakový olej:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 244^2}{4} - \frac{\pi \cdot 228^2}{4} = 5931,33 \text{ mm}^2 \quad (9.1)$$

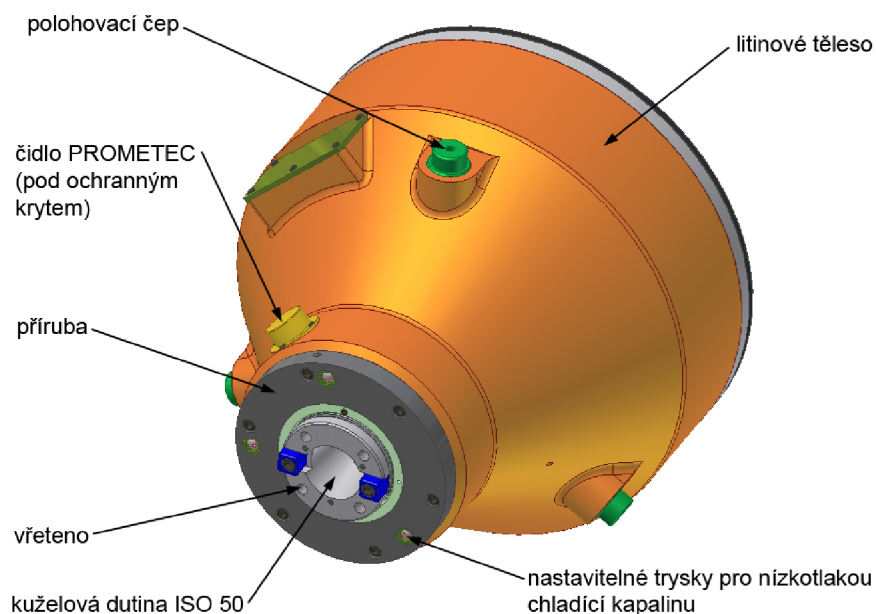
Síla na pístu při tlaku oleje ve válci $p_{hyd} = 6 \text{ MPa}$

$$F_p = p_{hyd} \cdot S_p = 6 \cdot 5931,33 = 35587,96 \text{ N} \quad (9.2)$$

Síla na pístu F_p je větší než síla potřebná na stlačení pružin při vyrážení kužele $F_{74\%}$. Píst tedy bez problému talířové pružiny na požadovaný zdvih stlačí.

10. Princip funkce a konstrukční řešení výměnné hlavy VA1 - C:

Vřetenovou hlavu VA1 - C tvoří litinové těleso, ve kterém jsou mechanismy pro uložení, upevnění, přenos kroutícího momentu, otáček a potřebných médií. Pokud je hlava uložena mimo stroj, ukládá se ve svislé poloze na tři polohovací čepy. [25]



Obr. 59 Výměnná vřetenová hlava VA1 - C

Nízkotlaká chladicí kapalina je převedena přes přírubu do nastavitelných trysek na čelní straně vřeteníku.

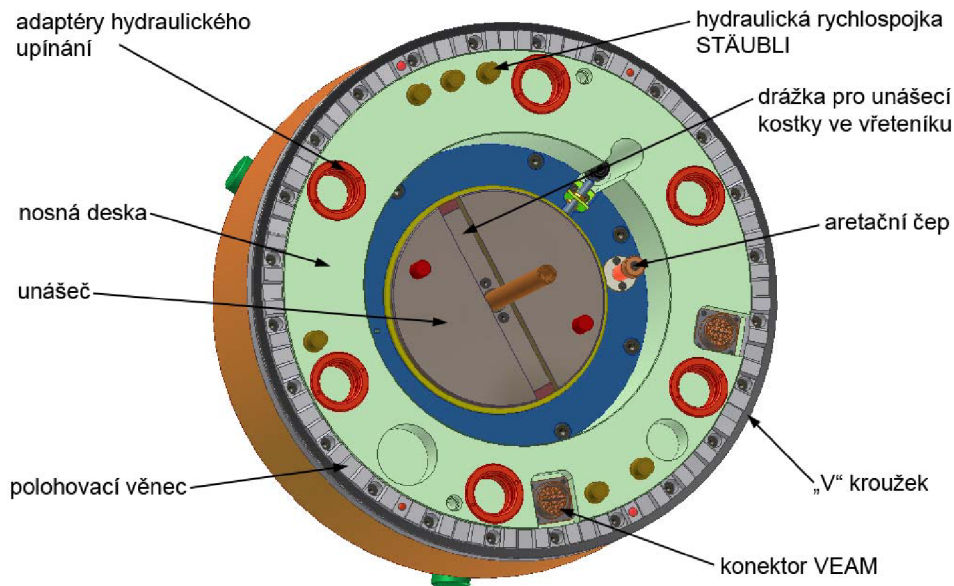
Pokud si to zákazník přeje, může být na tělese hlavy pod ochranným krytem umístěn senzor vibrací PROMETEC VBS 50 Triax – B, který snímá vibrace vzniklé otupením nástroje ve třech směrech. Pokud vibrace překročí povolenou hodnotu (dojde k otupení nástroje), řídicí systém vypne posuvy. Protože je vyhodnocovací systém k tomuto senzoru dosti nákladný, není standardně tímto senzorem hlava vybavena. [25]

V horní části hlavy je na nosné desce umístěn polohovací věnec s Hirthovým ozubením od společnosti TEDISA, adaptéry hydraulického upínání Hydrodock 50 od spo-



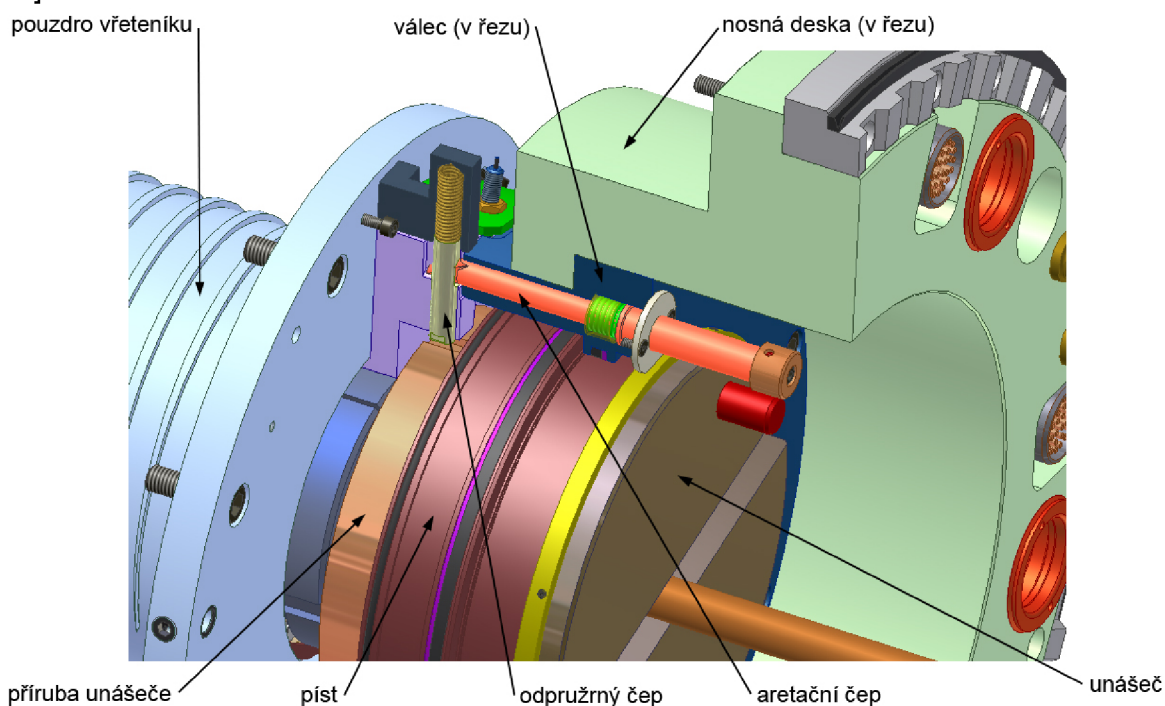
DIPLOMOVÁ PRÁCE

lečnosti BERG SPANNTTECHNIK, poloviny hydraulických rychlospojek STÄUBLI SPC 08.5418/IA/MD/JV a konektory VEVPP00R 24-28P, vyráběné společností VEAM PT Connectors. [25]



Obr. 60 Pohled na nosnou desku

Pokud je vřetenová hlava upnutá, utěsňuje prostor mezi vřetenovou hlavou a vřeteníkem „V“ kroužek. V unášeci je vyrobena drážka, do které zapadají unášecí kostky na vřeteníku. Polohu drážky v unášeci nutnou pro výměnu vřetenových hlav zajišťuje aretační čep, který v případě odložení hlavy na úložné místo unášec zajišťuje pomocí odpruženého čepu. Zajištěním unášece se zabrání pootočení zubové spojky. [25]

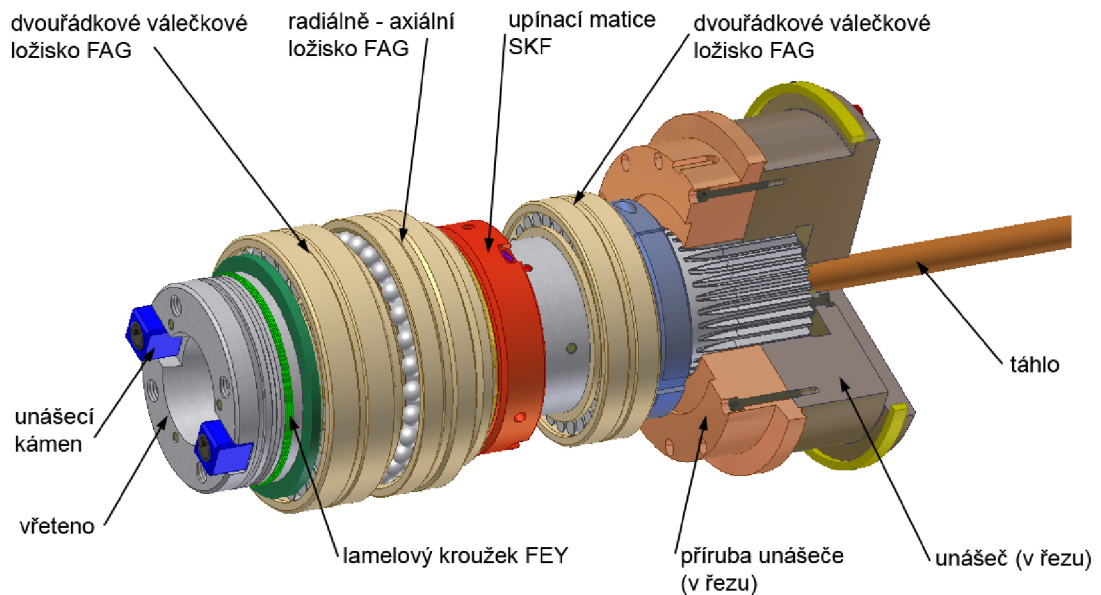


Obr. 61 Zajištění unášece proti pootočení



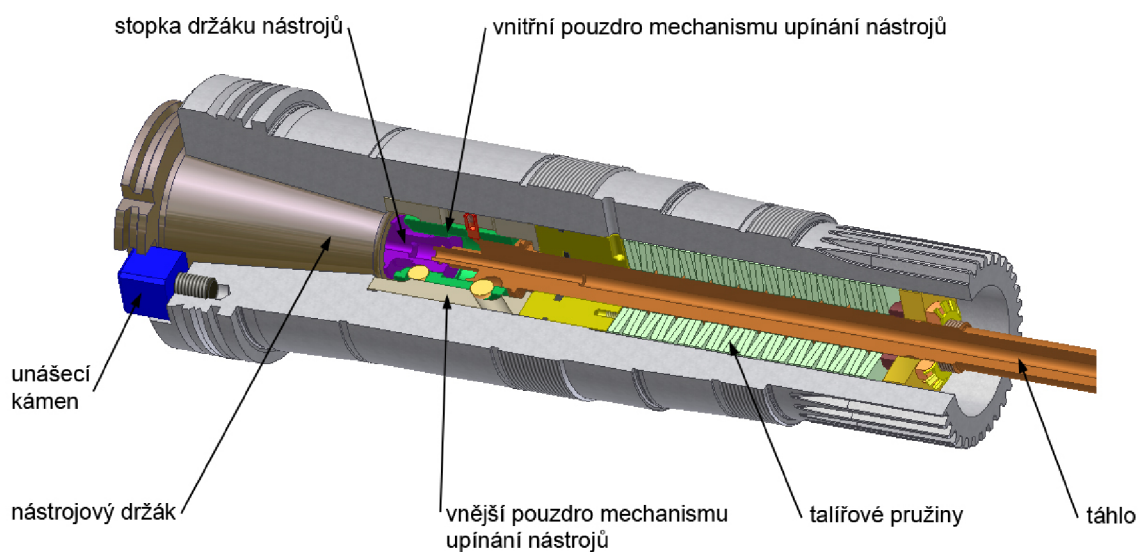
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kroutící moment z náhonu vřeteníku je přenášěn na vřeteno unášecem s vnitřní ozubenou spojkou. Vřeteno je v pouzdru vřeteníku uloženo vpředu ve dvouřádkovém válečkovém ložisku FAG NN 3022 ASK.M.SP v kombinaci se speciálním radiálně-axiálním ložiskem FAG 234422 M.SP. Předpětí v radiálně-axiálním ložisku vyvozuje upínací matice SKF KMTA 22 M110x2. Vzadu je vřeteno uloženo ve dvouřádkovém válečkovém ložisku FAG NN 3020 ASK.M.SP. [25]



Obr. 62 Uložení vřetena

Přední konec vřeteníku je opatřen upínací kuželovou dutinou ISO 50 dle ČSN 22 0433. Vřeteno je uzpůsobeno pro osový přívod vysokotlaké chladicí kapaliny, která je přes táhlo a upínací stopku držáku nástrojů přivedena do nástrojového držáku. [25]

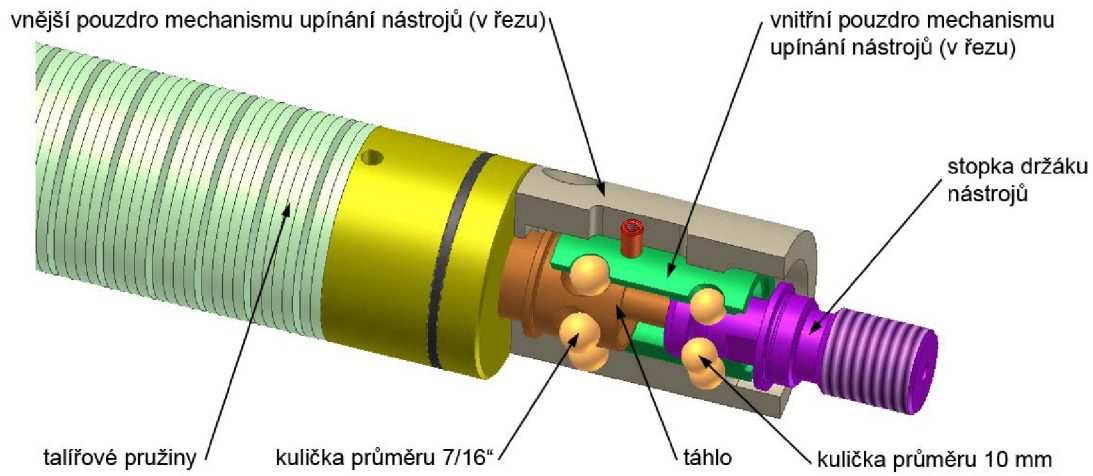


Obr. 63 Řez vřetenem

Uvnitř vřeteníku je umístěn mechanismus upínání nástrojů, který je podrobně popsán v sedmé kapitole. Pomocí pouzder a kuliček je držák nástroje ve vřetenu upnut a uzamčen. [25]

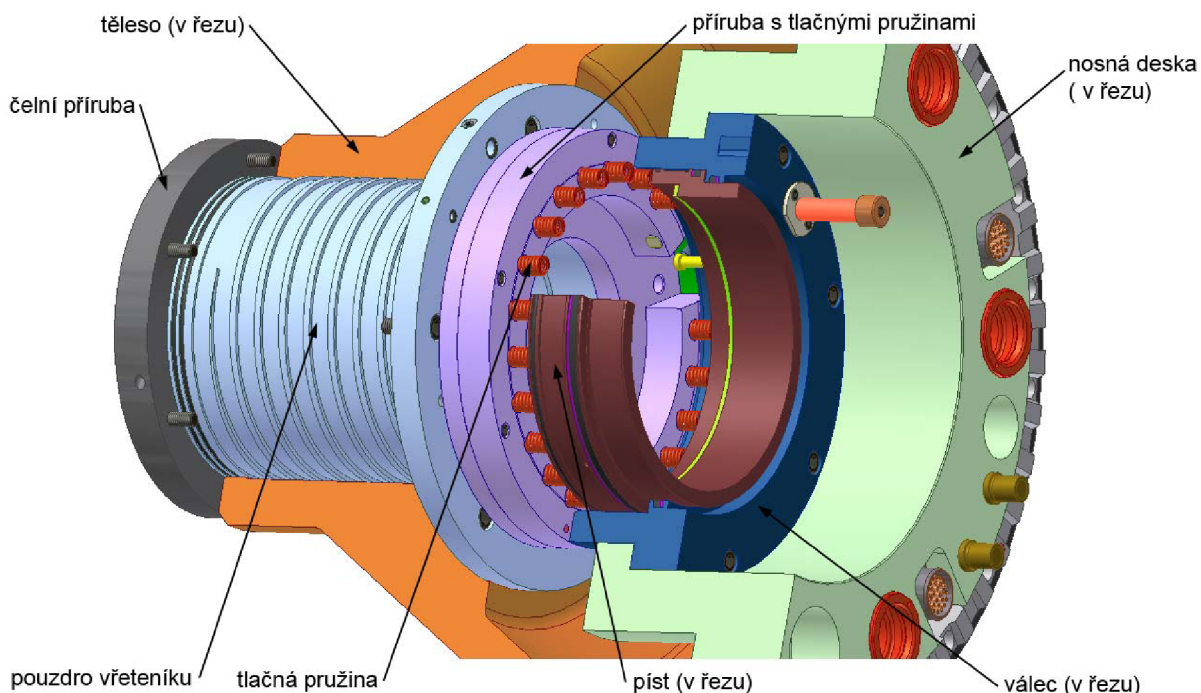


DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 64 Mechanismus upínání nástrojů

Mechanismus upínání nástrojů je ovládán tlakovým olejem na pístu v zadní části vřetena. Píst je do horní polohy vrácen soustavou tlačných pružin umístěných ve válcových otvorech na přírubě. [25]



Obr. 65 Pohled na píst a válec

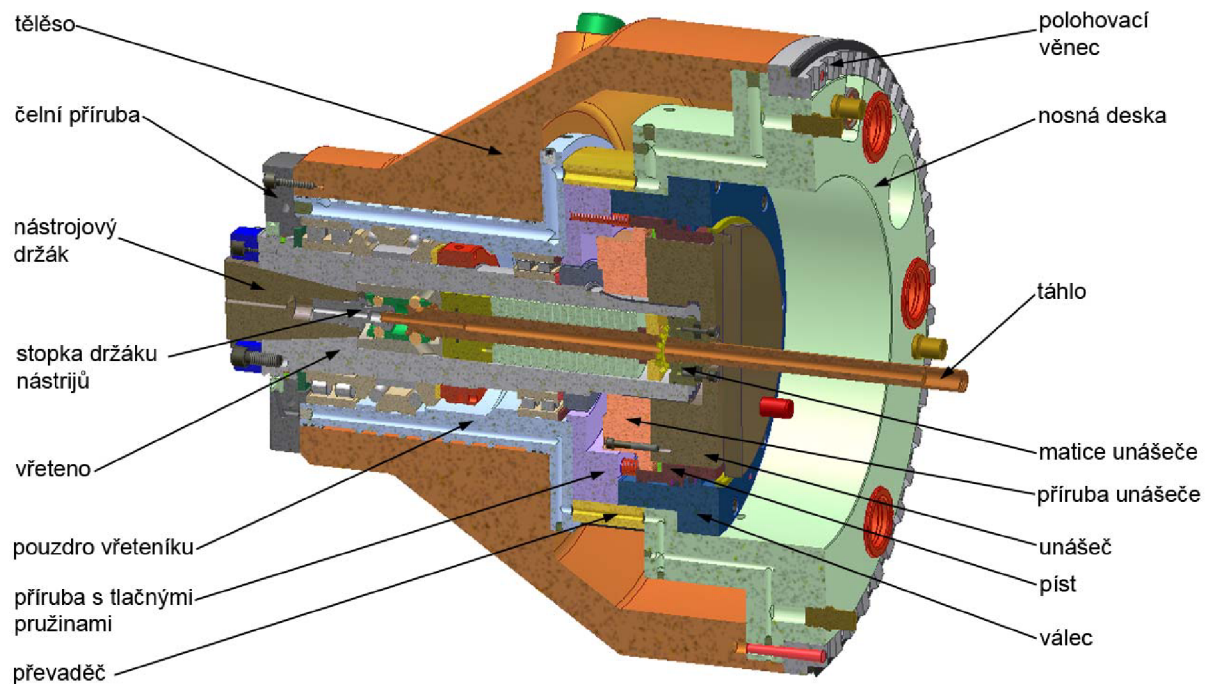
Vysokotlaká chladicí kapalina je do hlavy přivedena přes táhlo a potom dále přes vrtanou upínací stopku držáku nástrojů do nástrojového držáku. Nízkotlaká chladicí kapalina je přivedena přes rychlospojku STÄUBLI do nosné desky a potom dále vrtanými otvory v převaděči a pouzdře vřeteníku do příruby a z ní do nastavitelných trysek na čelní straně vřeteníku.

Vzduch pro ofuk kuželové dutiny je přiveden do rychlospojky STÄUBLI a dále je veden vrtanými otvory přes nosnou desku, válec, píst, přírubu unášecce a unášec do matice unášecce a dále do dutiny vřetena, odkud je vrtanými otvory ve vřetenu přiveden do kuželové dutiny ISO 50. Vzduch pro ofuk labyrintu je přiveden přes rychlo-



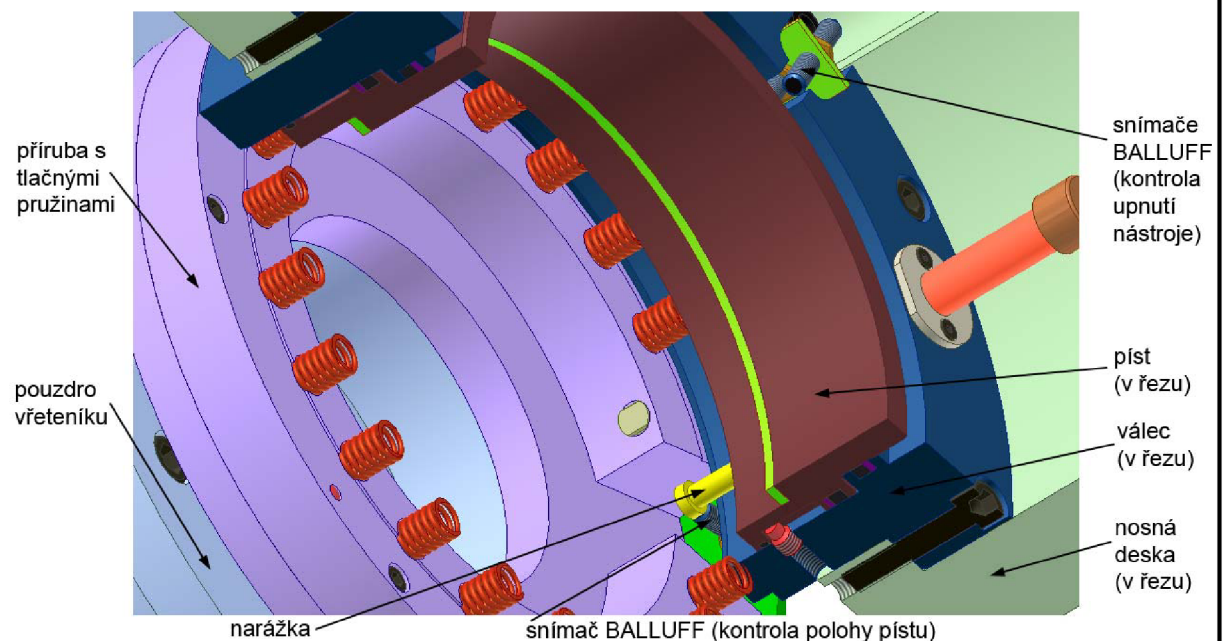
DIPLOMOVÁ PRÁCE

spojku STÄUBLI na nosné desce, převaděč a pouzdro vřeteníku na obvod příruby u čela vřeten. Chladicí olej je přiveden rychlospojku STÄUBLI na nosné desce a dále přes převaděč do pouzdra vřeteníku. Dále obtéká spirály kolem uložení ložisek a poté se vrací přes převaděč, nosnou desku a rychlospojkou STÄUBLI opět ven. [25]

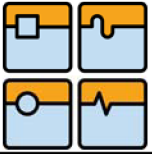


Obr. 66 Řez vřetenovou hlavou VA1 - C

Na pístu je narážka, na které je kontrolována indukčním snímačem BALLUFF BES 516-324-E4-C-PU-05 poloha pístu (jestli je píst v horní poloze). [25]

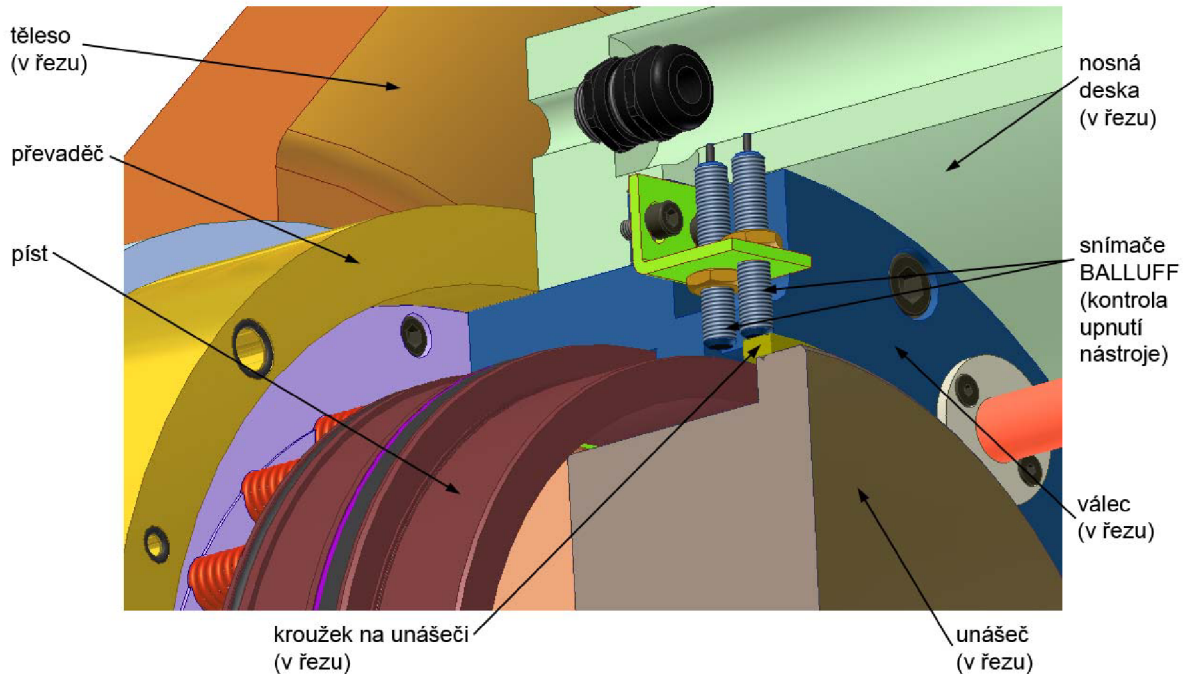


Obr. 67 Kontrola polohy pístu



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Proti kroužku na unášeči jsou dva indukční snímače BALLUFF BES 516-324-E4-C-PU-05, které kontrolují, jestli je mechanismus upínání nástrojů v poloze „upnuto“ nebo poloze „uvolněno“. [25]



Obr. 68 Kontrola upnutí nástroje

Jednotlivé řezy a pohledy na vřetenovou hlavu VA1-C, které jsou uvedeny v této kapitole byly vytvořené z 3D modelu hlavy. Model hlavy byl vytvořen v programu Autodesk Inventor Professional 10 a je k diplomové práci přiložen.



11. Zhodnocení

V diplomové práci je zpracován přehled výměnných vřetenových hlav se stručným popisem jejich použití a výkonovými parametry. Dále je práce podrobněji zaměřena na přímou výměnnou vřetenovou hlavu, jsou zde popsány její základní konstrukční prvky a provedeny výpočty jednotlivých uzlů.

Požadavkem zadávající firmy bylo, aby hlava VA1-C byla co nejkratší a bylo použito již odzkoušené a bezchybně fungující uspořádání jednotlivých konstrukčních prvků, které hlava obsahuje. Požadavek firmy TOS Kuřim na délku hlavy byl rozšířen o výpočet upínacího mechanismu a s tím související optimalizaci upínací síly.

Tento požadavek se v diplomové práci podařil splnit. Ve výpočtu upínacího mechanismu byla zavedena řada zjednodušujících předpokladů, proto se zřejmě skutečné hodnoty kontaktních napětí od vypočtených mírně liší. Pro přesné určení kontaktních napětí v jednotlivých místech by bylo nutné mít přesné materiálové charakteristiky kuliček a pouzder a výpočet provést pomocí metody konečných prvků.

To, že vypočtené výsledky odpovídají realitě, dokazuje i fakt, že na místě, ve kterém bylo vypočteno největší kontaktní napětí, dochází i ve skutečnosti k největšímu vytlačování dráhy kuličky do pouzdra upínacího mechanismu. Tento jev byl sledován u výměnné vřetenové hlavy, dodané společně se strojem FRUA 450 společnosti ŽDAS, a.s. v roce 2010. U této hlavy byla z technologických důvodů razantně zvýšena upínací síla. V diplomové práci se podařilo upínací sílu optimalizovat tak, aby tento problém již nevznikal. Výsledky tohoto výpočtu může firma TOS Kuřim využít i v jiných typech vřetenových hlav.

U výpočtů kontaktních napětí jsou graficky znázorněny průběhy hlavních a smykových napětí v bodech ležících na ose působení zatěžující síly. Pro optimalizovanou upínací sílu a požadovaný pracovní zdvih pružin s důrazem na co nejmenší délku sady pružin, byla pomocí výpočtového programu společnosti Mubea zvolena sada pružin, která nejlépe vyhovovala všem požadovaným podmínkám. Z těchto výpočtů a po konzultaci s konstruktéry z TOS Kuřim byla upřesněna konečná délka vřetenové hlavy, která je důležitá pro pevnostní výpočty vřetena a jeho uložení.

Navržená hlava může být relativně jednoduchými konstrukčními úpravami prodlužována, což je pro firmu výhodné v tom, že může pružněji reagovat na požadavky zákazníků.

Pevnostní výpočet vřetena byl proveden pro jeho maximální zatížení. V jednotlivých nebezpečných průřezích byly vypočteny bezpečnosti vůči mezi kluzu. Dále byla provedena kontrola drážek přenášejších kroutící moment z vřetena na nástrojový držák a výpočet spojení vřetena s unášečem. Následující výpočty se zabývají určením trvanlivosti valivých ložisek a výpočtem síly vyvozené hydraulickým pístem, který stlačuje navrženou sadu talířových pružin a ovládá upínací mechanismus.

Jednotlivé dílčí závěry obsahující podrobnější zhodnocení vypočtených výsledků jsou vždy uvedeny na konci každého výpočtu.



Poslední část práce je věnovaná vysvětlení funkce a popisu konstrukčního uspořádání jednotlivých částí, ze kterých je vřetenová hlava VA1-C složena. Jednotlivé pohledy a řezy hlavou uvedené v této části byly vytvořeny z 3D modelu, který je k diplomové práci přiložen. Rovněž je přiložena sestava vřetenové hlavy a seznam položek.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

12. Seznam použitých zdrojů

- [1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM publishing s. r. o., 2010. 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [2] ČERNOCH, Svatopluk. Strojně technická příručka I. 13. vyd. Praha : S.n., 1977. 1296 s.
- [3] SHIGLEY, Joseph., MISCHKE, Charles., BUDYNAS, Richard. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] BOHÁČEK, František. Části a mechanismy strojů I. Zásady konstruování. Spoje. 4. vyd. Brno : VUT Brno, 1997. 319 s.
- [5] BOHÁČEK, František; DVORÁK, Karel. Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska. 3. vyd. Brno : PC DIR, 1996. 215 s. ISBN 80-214-0829-4.
- [6] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Úvaly : Albra, 2003. 668 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [7] JANÍČEK, Přemysl, et al. Mechanika těles : Pružnost a pevnost 1. 3. přepracované vydání. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [8] webové stránky společnosti TOS – Kuřim
Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz>
- [9] TOS Kuřim – historie a současnost (I). Technický týdeník [on-line]. ročník 2009, číslo 12, [citováno 2010_12_10].
Dostupné z: <http://www.techtydenik.cz/detail.php?action=show&id=5634&mark=TOS%20Ku%F8im%20%96%20historie%20a%20sou%E8asnost>
- [10] TOS Kuřim – historie a současnost (II). Technický týdeník [on-line]. ročník 2009, číslo 13, [citováno 2010_12_10].
Dostupné z: <http://www.techtydenik.cz/detail.php?action=show&id=5681&mark=TOS%20Ku%F8im%20%96%20historie%20a%20sou%E8asnost>
- [11] TOS Kuřim – historie a současnost (III) Jednouúčelové stroje, automatické linky a obráběcí centra. Technický týdeník [on-line]. ročník 2009, číslo 14, [citováno 2010_12_10].
Dostupné z: <http://www.techtydenik.cz/detail.php?action=show&id=5722&marm=TOS%20Ku%F8im%20%96%20historie%20a%20sou%E8asnost>
- [12] Katalog firmy TOS Kuřim – Portálové stroje, vydáno 09.2009, poskytnuto firmou TOS Kuřim v tištěné podobě
- [13] Katalog firmy TOS Kuřim – Floor type machining centres, poskytnuto firmou TOS Kuřim v elektronické podobě

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 79
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [14] Vřetena a jejich komponenty . MM Průmyslové spektrum [online]. 26. dubna 2010, č. 5, [cit. 2011-02-01].
Dostupný z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/vretena-a-jejich-komponenty>
- [15] Portálové obráběcí centrum s přesuvným příčnickem FRPQ 300 – FTVR/A10. Svět strojírenské techniky [online]. Březen 2008, roč. 6, č. 1, [cit. 2011-02-01].
Dostupný z: www.sst.cz/download/pdf/svet_stroj_tech200801_complete.pdf
- [16] Nové stroje se značkou TOS Kuřim - OS. MM Průmyslové spektrum [online]. 14. dubna 2004, č. 4, [cit. 2011-02-01].
Dostupný z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/nove-stroje-se-znackou-tos-kurim-os>
- [17] KOLÁŘ, Petr, et al. Vřetena a jejich komponenty. Seminář SpOS a VCSVTT : Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009 [online]. 2009, [cit. 2011-02-02]. Dostupný z: http://www.czspos.cz/akce/20100225.emo2009/14_vretena_a_jejich_komponenty.pdf
- [18] webové stránky firmy Tedisa
Dostupné z: http://www.tedisa.es/ingles/serie_standard.html
- [19] Katalog firmy Voith Turbo – Voith Hirth couplings, standard and custom – made toother rings, číslo vydání G 699 en, vydáno 06.2007, poskytnuto firmou Voith Turbo v elektronické podobě
- [20] Katalog firmy FAG – Super přesná ložiska, číslo vydání AC 41 130/7 CsA, vydáno 03.2008, poskytnuto firmou FAG v elektronické podobě
- [21] KOLÁŘ, Petr . Vřetena pro vysokorychlostní obrábění : Konstrukce vřeten a jejich specifické vlastnosti. Technik : Technické a technologické novinky pro výzkum, výrobu a trh [online]. 15. 4. 2002, [cit. 2011-02-04]. Dostupný z: [http://technik.ihned.cz/index.php?p=800000_d&&article\[id\]=10935420&article\[what\]=konstrukce+v%F8eten&article\[sklonuj\]=on](http://technik.ihned.cz/index.php?p=800000_d&&article[id]=10935420&article[what]=konstrukce+v%F8eten&article[sklonuj]=on)
- [22] Katalog firmy Pibomulti – Standard, vydáno 02.2007.
Dostupný z: <http://www.pibomulti.com/catalogues/standard.pdf>
- [23] Katalog firmy Mubea – Mubea Disc Springs - Manual, poskytnuto firmou Mubea v elektronické podobě
- [24] webové stránky společnosti MITCalc
Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm>
- [25] Uživatelský návod k výměnné vřetenové hlavě VA2-C, poskytnuto firmou TOS Kuřim v tištěné podobě
- [26] Výpočetní program BELLEVILLE Version 19.7.98, poskytnuto firmou Mubea

**13. Seznam použitých zkratk a symbolů**

zkratka (symbol)	význam	jednotka
a	větší poloosa elipsy	[mm]
a_n	n-tý člen geometrické posloupnosti	[-]
a_1	první člen geometrické posloupnosti	[-]
b	menší poloosa elipsy	[mm]
b_o	šířka ozubení	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
D_{a1}	průměr hlavové kružnice pastorku	[mm]
D_{a2}	průměr hlavové kružnice kola	[mm]
D_e	průměr válcové díry	[mm]
D_f	venkovní průměr talířové pružiny	[mm]
D_{f1}	průměr patní kružnice pastorku	[mm]
D_{f2}	průměr patní kružnice kola	[mm]
D_i	vnitřní průměr talířové pružiny	[mm]
d_o	průměr kuličky	[mm]
D_{R1}	průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
D_{R2}	průměr roztečné kružnice kola	[mm]
d_p	malý průměr pístu	[mm]
D_p	malý průměr pístu	[mm]
D_s	průměr, na kterém, působí silová dvojice	[mm]
d_v	vnitřní průměr čela vřetena	[mm]
D_v	vnější průměr čela vřetena	[mm]
d_1	vnitřní průměr vřetena v průřezu 1	[mm]
d_2	vnitřní průměr vřetena v průřezu 2	[mm]
d_3	vnitřní průměr vřetena v průřezu 3	[mm]
d_4	vnitřní průměr vřetena v průřezu 4	[mm]
d_5	vnitřní průměr vřetena v průřezu 5	[mm]
d_6	vnitřní průměr vřetena v průřezu 6	[mm]
d_{Momax}	vnitřní průměr vřetena v místě působení M_{omax}	[mm]
D_1	vnitřní průměr vřetena v průřezu 1	[mm]
D_2	vnitřní průměr vřetena v průřezu 2	[mm]
D_3	vnitřní průměr vřetena v průřezu 3	[mm]
D_4	vnitřní průměr vřetena v průřezu 4	[mm]
D_5	vnitřní průměr vřetena v průřezu 5	[mm]
D_6	vnitřní průměr vřetena v průřezu 6	[mm]
D_{Momax}	vnitřní průměr vřetena v místě působení M_{omax}	[mm]
E^x	hodnota eliptického integrálu	[-]
E^x_{skut}	skutečná hodnota eliptického integrálu	[-]
E_1	modul pružnosti materiálu	[MPa]
E_2	modul pružnosti materiálu	[MPa]
F_A	síla působící v podpoře A	[N]
F_{AX}	složka síly F_A ve směru osy X	[N]
F_{AY}	složka síly F_A ve směru osy Y	[N]
F_B	síla působící v podpoře B	[N]
F_{BX}	složka síly F_B ve směru osy X	[N]
F_{BY}	složka síly F_B ve směru osy Y	[N]
F_C	řezná síla	[N]
F_{CX}	složka řezné síly F_C ve směru osy X	[N]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

F_{CY}	složka řezné síly F_C ve směru osy Y	[N]
F_{CXY}	radiální složka řezné síly F_C	[N]
F_{CXYn}	radiální složka řezné síly v jednotlivých ot. stupních	[N]
F_{CZ}	složka řezné síly F_C ve směru osy Z	[N]
F_D	síla působící v podpoře D	[N]
F_{DZ}	složka síly F_D ve směru osy Z	[N]
F_p	síla na hydraulickém pístu	[N]
$F_{pruž}$	síla působící na talířovou pružinu	[N]
F_t	obvodová síla působící na roztečném průměru	[N]
F_{tcelk}	celková obvodová síla od kroutícího momentu	[N]
F_{up}	upínací síla vyvozená talířovými pružinami	[N]
F_{upax}	axiální síla působící na jednotlivé kuličky	[N]
F_{upN}	normálová síla působící na jednotlivé kuličky	[N]
F_{uprad}	radiální síla působící na jednotlivé kuličky	[N]
F_v	síla předpětí radiálně-axiálního ložiska	[N]
F^x	hodnota eliptického integrálu	[-]
F^x_{skut}	skutečná hodnota eliptického integrálu	[-]
F_{1pl}	síla působící na boční plochu drážky ve vřetenu	[N]
$F_{74\%}$	síla potřebná ke stlačení t. pružin na 74% plného stlač.	[N]
h	výška zubu	[mm]
h_{a1}	výška hlavy zubu pastorku	[mm]
h_{a2}	výška hlavy zubu kola	[mm]
h_{f1}	výška paty zubu pastorku	[mm]
h_{f2}	výška paty zubu kola	[mm]
HRC	tvrdost podle Rockwella	[-]
HV	tvrdost podle Vickerse	[-]
k_k	bezpečnost	[-]
k_{kHMH1}	bezpečnost k Re podle HMH v průřezu 1	[-]
k_{kHMH2}	bezpečnost k Re podle HMH v průřezu 2	[-]
k_{kHMH3}	bezpečnost k Re podle HMH v průřezu 3	[-]
k_{kHMH4}	bezpečnost k Re podle HMH v průřezu 4	[-]
k_{kHMH5}	bezpečnost k Re podle HMH v průřezu 5	[-]
k_{kHMH6}	bezpečnost k Re podle HMH v průřezu 6	[-]
$k_{kHMHMomax}$	bezpečnost k Re podle HMH v místě půs. Momax	[-]
$k_{kmax\tau 1}$	bezpečnost k Re podle $max\tau$ v průřezu 1	[-]
$k_{kmax\tau 2}$	bezpečnost k Re podle $max\tau$ v průřezu 2	[-]
$k_{kmax\tau 3}$	bezpečnost k Re podle $max\tau$ v průřezu 3	[-]
$k_{kmax\tau 4}$	bezpečnost k Re podle $max\tau$ v průřezu 4	[-]
$k_{kmax\tau 5}$	bezpečnost k Re podle $max\tau$ v průřezu 5	[-]
$k_{kmax\tau 6}$	bezpečnost k Re podle $max\tau$ v průřezu 6	[-]
$k_{kmax\tau Momax}$	bezpečnost k Re podle $max\tau$ v místě půs. Momax	[-]
k	poměr poloos eliptické stykové plochy	[-]
k_{skut}	skutečný poměr poloos eliptické stykové plochy	[-]
k_1	koeficient charakterizující mech. vlastnosti oceli	[-]
k_2	koeficient charakterizující mech. vlastnosti oceli	[-]
L_{h10}	hodinová trvanlivost ložiska	[hod]
l_{max}	výška svazku pružin při upnutém nástroji	[mm]
l_0	výška talířové pružiny	[mm]
L_{10}	trvanlivost ložiska v otáčkách	[otáčky]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

m	modul nástroje	[-]
M_k	kroučící moment	[Nm]
$M_{k_{max}}$	maximální kroučící moment	[Nm]
M_{k_n}	kroučící moment v jednotlivých ot. stupních	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nmm]
M_{o3}	ohybový moment v průřezu 3	[Nmm]
M_{o4}	ohybový moment v průřezu 4	[Nmm]
M_{o5}	ohybový moment v průřezu 5	[Nmm]
M_{o6}	ohybový moment v průřezu 6	[Nmm]
$M_{oM_{omax}}$	ohybový moment v místě působení M_{omax}	[Nmm]
M_{XA}	moment k bodu A v ose X	[Nm]
M_{XB}	moment k bodu A v ose Y	[Nm]
n_g	počet šlenů geometrické posloupnosti	[-]
n	otáčky vřetena	[min ⁻¹]
n_i	otáčky vřetena je potlivých ot. stupních	[min ⁻¹]
n_m	střední otáčky vřetena	[min ⁻¹]
P	výkon motoru	[kW]
p	mocnitel pro určení trvanlivosti ložisek	[-]
P_A	celk. ekvivalentní zatížení ložiska A	[N]
P_{Ai}	ekvivalentní zatížení ložiska A v jedn. ot. stupních	[N]
P_B	celk. ekvivalentní zatížení ložiska B	[N]
P_{Bi}	ekvivalentní zatížení ložiska B v jedn. ot. stupních	[N]
P_D	ekvivalentní zatížení ložiska D	[N]
p_D	dovolená hodnota stykového tlaku	[MPa]
p_{hyd}	tlak oleje v hydraulickém válci	[MPa]
P_s	stykový tlak způsobený silou F_{1pl} na plochu S_{1pl}	[MPa]
q	kvocient geometrické posloupnosti	[-]
q_i	podíl ot. stupně na celk. době zatěžování	[%]
Re	mez pevnosti v kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
r_t	rameno, na kterém působí síla F_t	[mm]
r_{FCXY}	rameno radiální složky řezné síly	[m]
R_{1x}	poloměr kuličky v ose X	[mm]
R_{1y}	poloměr kuličky v ose Y	[mm]
R_{2x}	poloměr díry v ose X	[mm]
R_{2y}	poloměr díry v ose Y	[mm]
s	pracovní zdvih svazku talířových pružin	[mm]
S_p	plocha pistu, na kterou působí tlakový olej	[mm ²]
s_f	tloušťka paty zubu	[mm]
s_1	tloušťka zubu pastorku	[mm]
s_2	tloušťka zubu kola	[mm]
S_{1pl}	obsah plochy jednoho boku drážky	[mm ²]
S_{Hv}	souč. bezpečnosti únav. poškození boků zubů	[mm ²]
t	rozteč zubů	[mm]
t_p	tloušťka talířové pružiny	[mm]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
W_{o3}	modul průřezu 3 v ohybu	[mm ³]
W_{o4}	modul průřezu 4 v ohybu	[mm ³]
W_{o5}	modul průřezu 5 v ohybu	[mm ³]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

W_{05}	modul průřezu 6 v ohybu	$[\text{mm}^3]$
$W_{0\text{Momax}}$	modul průřezu v ohybu v místě působení M_{omax}	$[\text{mm}^3]$
W_{k1}	modul průřezu 1 v krutu	$[\text{mm}^3]$
W_{k2}	modul průřezu 2 v krutu	$[\text{mm}^3]$
W_{k3}	modul průřezu 3 v krutu	$[\text{mm}^3]$
W_{k4}	modul průřezu 4 v krutu	$[\text{mm}^3]$
W_{k5}	modul průřezu 5 v krutu	$[\text{mm}^3]$
W_{k6}	modul průřezu 6 v krutu	$[\text{mm}^3]$
$W_{k\text{Momax}}$	modul průřez v krutu v místě působení M_{omax}	$[\text{mm}^3]$
$X_{3\text{FA}}$	vzdálenost působení síly F_A od průřezu 3	$[\text{mm}]$
$X_{4\text{FA}}$	vzdálenost působení síly F_A od průřezu 4	$[\text{mm}]$
$X_{5\text{FA}}$	vzdálenost působení síly F_A od průřezu 5	$[\text{mm}]$
$X_{6\text{FA}}$	vzdálenost působení síly F_A od průřezu 6	$[\text{mm}]$
$X_{6\text{FB}}$	vzdálenost působení síly F_B od průřezu 5	$[\text{mm}]$
$X_{3\text{FCXY}}$	vzdálenost působení síly F_{CXY} od průřezu 3	$[\text{mm}]$
$X_{4\text{FCXY}}$	vzdálenost působení síly F_{CXY} od průřezu 4	$[\text{mm}]$
$X_{5\text{FCXY}}$	vzdálenost působení síly F_{CXY} od průřezu 5	$[\text{mm}]$
X_{MomaxFB}	vzdálenost působení síly F_B od místa půs. M_{omax}	$[\text{mm}]$
X_1	posunutí základního profilu pastorku	$[\text{mm}]$
X_2	posunutí základního profilu kola	$[\text{mm}]$
Z	hloubka pod povrchem stýkajících se těles	$[\text{mm}]$
Z_v	počet zubů přenášejících kroučící moment	$[-]$
Z_1	počet zubů pastorku	$[-]$
Z_2	počet zubů kola	$[-]$
α	úhel záběru mástroje	$[\text{°}]$
γ	úhel mezi vektory sil F_{upN} a F_{upax}	$[\text{°}]$
δ	celková deformace vřetena	$[-]$
δ_k	kontaktní deformace	$[-]$
δ_L	deformace ložisek	$[-]$
δ_S	deformace tělesa vřeteníku	$[-]$
δ_V	deformace vřetena	$[-]$
$\sum \rho_{12}$	součet poloměrů křivosti stýkajících se těles	$[\text{mm}^{-1}]$
ϑ_1	materiálová charakteristika	$[\text{MPa}^{-1}]$
ϑ_2	materiálová charakteristika	$[\text{MPa}^{-1}]$
μ_1	Poissonovo číslo materiálu	$[-]$
μ_2	Poissonovo číslo materiálu	$[-]$
ρ_{1x}	poloměr křivosti kuličky v ose X	$[\text{mm}^{-1}]$
ρ_{1y}	poloměr křivosti kuličky v ose Y	$[\text{mm}^{-1}]$
ρ_{2x}	poloměr křivosti díry v ose X	$[\text{mm}^{-1}]$
ρ_{2y}	poloměr křivosti kuličky v ose Y	$[\text{mm}^{-1}]$
ρ_1	poloměr oskulační kružnice	$[\text{mm}]$
ρ_2	poloměr oskulační kružnice	$[\text{mm}]$
σ	normálové napětí	$[\text{MPa}]$
σ_D	dovolené napětí	$[\text{MPa}]$
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	$[\text{MPa}]$
σ_{Do}^S	dovolené napětí v ohybu při statickém namáhání	$[\text{MPa}]$
σ_{Dt}^M	dovolené napětí v tahu při míjivém namáhání	$[\text{MPa}]$
σ_{Do}^M	dovolené napětí v ohybu při míjivém namáhání	$[\text{MPa}]$
σ_{Dt}^{St}	dovolené napětí v tahu při střídavém namáhání	$[\text{MPa}]$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

σ_{Do}^{St}	dovolené napětí v ohybu při střídavém namáhání	[MPa]
σ_{ex}	extrémní normálové napětí	[MPa]
σ_{ex1}	extrémní normálové napětí v průřezu 1	[MPa]
σ_{ex2}	extrémní normálové napětí v průřezu 2	[MPa]
σ_{ex3}	extrémní normálové napětí v průřezu 3	[MPa]
σ_{ex4}	extrémní normálové napětí v průřezu 4	[MPa]
σ_{ex5}	extrémní normálové napětí v průřezu 5	[MPa]
σ_{ex6}	extrémní normálové napětí v průřezu 6	[MPa]
$\sigma_{exMomax}$	extrémní normálové napětí v místě působení Momax	[MPa]
σ_H	napětí v dotyku	[MPa]
σ_{Hlim}	korigovaná mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{max}	maximální napětí	[MPa]
σ_o	normálové ohybové napětí	[MPa]
σ_{o3}	ohybové napětí v průřezu 3	[MPa]
σ_{o4}	ohybové napětí v průřezu 4	[MPa]
σ_{o5}	ohybové napětí v průřezu 5	[MPa]
σ_{o6}	ohybové napětí v průřezu 6	[MPa]
σ_{oMomax}	ohybové napětí v místě působení Momax	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{redHMH1}$	redukované napětí podle pod. HMH v průřezu 1	[MPa]
$\sigma_{redHMH2}$	redukované napětí podle pod. HMH v průřezu 2	[MPa]
$\sigma_{redHMH3}$	redukované napětí podle pod. HMH v průřezu 3	[MPa]
$\sigma_{redHMH4}$	redukované napětí podle pod. HMH v průřezu 4	[MPa]
$\sigma_{redHMH5}$	redukované napětí podle pod. HMH v průřezu 5	[MPa]
$\sigma_{redHMH6}$	redukované napětí podle pod. HMH v průřezu 6	[MPa]
$\sigma_{redHMHMomax}$	redukované napětí podle pod. HMH v m. p. Momax	[MPa]
$\sigma_{redmax\tau1}$	redukované napětí podle pod. $\max\tau$ v průřezu 1	[MPa]
$\sigma_{redmax\tau2}$	redukované napětí podle pod. $\max\tau$ v průřezu 2	[MPa]
$\sigma_{redmax\tau3}$	redukované napětí podle pod. $\max\tau$ v průřezu 3	[MPa]
$\sigma_{redmax\tau4}$	redukované napětí podle pod. $\max\tau$ v průřezu 4	[MPa]
$\sigma_{redmax\tau5}$	redukované napětí podle pod. $\max\tau$ v průřezu 5	[MPa]
$\sigma_{redmax\tau6}$	redukované napětí podle pod. $\max\tau$ v průřezu 6	[MPa]
$\sigma_{redmax\tau Momax}$	redukované napětí podle pod. $\max\tau$ v m. p. Momax	[MPa]
σ_x	normálové napětí v ose X	[MPa]
σ_y	normálové napětí v ose Y	[MPa]
σ_z	normálové napětí v ose Z	[MPa]
σ_{zmax}	maximální kontaktní napětí na stykové ploše v ose Z	[MPa]
σ_{zmaxD}	dovolená hodnota kontaktního napětí	[MPa]
σ_1	hlavní napětí	[MPa]
σ_2	hlavní napětí	[MPa]
σ_3	hlavní napětí	[MPa]
σ_t	normálové tahové napětí	[MPa]
σ_{t4}	tlakové (tahové) napětí v průřezu 4	[MPa]
σ_{t5}	tlakové (tahové) napětí v průřezu 5	[MPa]
σ_{t6}	tlakové (tahové) napětí v průřezu 6	[MPa]
σ_{tMomax}	tlakové (tahové) napětí v místě působení Momax	[MPa]
τ	pomocný úhel	[°]
τ_1	pomocný úhel	[°]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

τ_{ex}	extrémní smykové napětí	[MPa]
τ_{ex1}	extrémní smykové napětí v průřezu 1	[MPa]
τ_{ex2}	extrémní smykové napětí v průřezu 2	[MPa]
τ_{ex3}	extrémní smykové napětí v průřezu 3	[MPa]
τ_{ex4}	extrémní smykové napětí v průřezu 4	[MPa]
τ_{ex5}	extrémní smykové napětí v průřezu 5	[MPa]
τ_{ex6}	extrémní smykové napětí v průřezu 6	[MPa]
$\tau_{exMomax}$	extrémní smykové napětí v místě působení Momax	[MPa]
τ_{k1}	napětí v krutu v průřezu 1	[MPa]
τ_{k2}	napětí v krutu v průřezu 2	[MPa]
τ_{k3}	napětí v krutu v průřezu 3	[MPa]
τ_{k4}	napětí v krutu v průřezu 4	[MPa]
τ_{k5}	napětí v krutu v průřezu 5	[MPa]
τ_{k6}	napětí v krutu v průřezu 6	[MPa]
τ_{kMomax}	napětí v krutu v místě působení Momax	[MPa]
τ_{OK}	oktaedrické napětí	[MPa]
τ_{MK}	mezní hodnota smykového napětí	[MPa]
τ_s	smykové napětí na povrchu stýkajících se těles	[MPa]
$\Delta\tau_{max}$	změna smykového napětí	[MPa]

14. Přílohy

14.1. Seznam příloh

1. zpráva z výpočtového programu BELLEVILLE (A4)
2. výkres sestavy vřetenové hlavy VA1-C (A0)
3. seznam položek (A4)
4. výkres vřetena (A0)
5. CD1 - elektronická verze diplomové práce (PDF dokument)
- zpráva z výpočtového programu BELLEVILLE (PDF dokument)
6. CD2 - elektronická verze diplomové práce (PDF dokument)
- zpráva z výpočtového programu BELLEVILLE (PDF dokument)
- výkres sestavy vřetenové hlavy VA1-C (PDF dokument)
- seznam položek (PDF dokument)
- výkres vřetena (PDF dokument)
- 3D model výměnné vřetenové hlavy (STEP dokument)
- 3D model výměnné vřetenové hlavy (SAT dokument)

Mubea

Disc Springs, Data Sheet group 2

Version 19.7.98

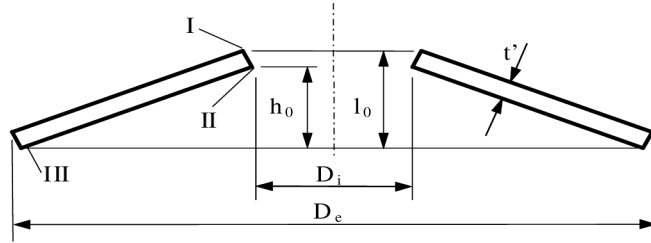
part./drawing no.:

project: **výměnná vřetenová hlava VA1-C**

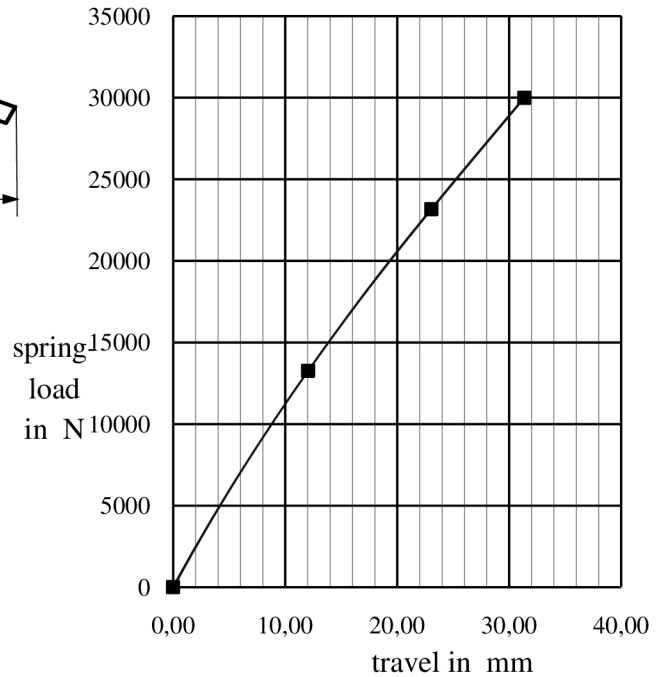
23.5.2011

Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden

phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292



characteristic of stack



dimensions

outer diam.: $D_e = 60,000$ mm
 inner diam.: $D_i = 25,500$ mm
 thickness: $t = 3,000$ mm
 red. thickness: $t' = 3,000$ mm
 spring height: $l_0 = 4,650$ mm

data $h_0 = 1,650$ mm
 $h_0/t = 0,550$ $h_0' = 1,650$ mm
 $h_0'/t' = 0,550$ $D_e/D_i = 2,353$

stack: 38 springs as
 19 pacets 2 times stacked

load points of one spring				calculated stresses				load points of stack		
load-point	height l mm	travel s mm	load F N	σ_I	σ_{II}	σ_{III}	σ_{OM}	height l mm	travel s mm	load F N
0	4,650							145,350		
1	4,016	0,634	6630	-1336	598	619	-611	133,308	12,042	13260
2	3,437	1,213	11586	-2403	1297	1098	-1170	122,308	23,042	23172
Flat	3,000	1,650	15002	-3111	1922	1405	-1592	114,000	31,350	30005

specification

material: 50 CrV 4 Youngs-modulus: 206000 MPa
 surface finish: shot peening temperature: 20 °C
 corrosion prot.: phosphated and oiled

fatigue life of Mubea springs

please contact Mubea!

more than 15 pacets!

travel: 11,00 mm between l 1 : 133,31 mm and l 2 : 122,31 mm

remarks

Load tolerance: +15 / -7,5% at 75% of h_0 of one spring

tolerance inner diam.: 25,500 mm to 25,710 mm

tolerance outer diam.: 59,700 mm to 60,000 mm

Mubea

Disc Springs, Data Sheet group 2

Version 19.7.98

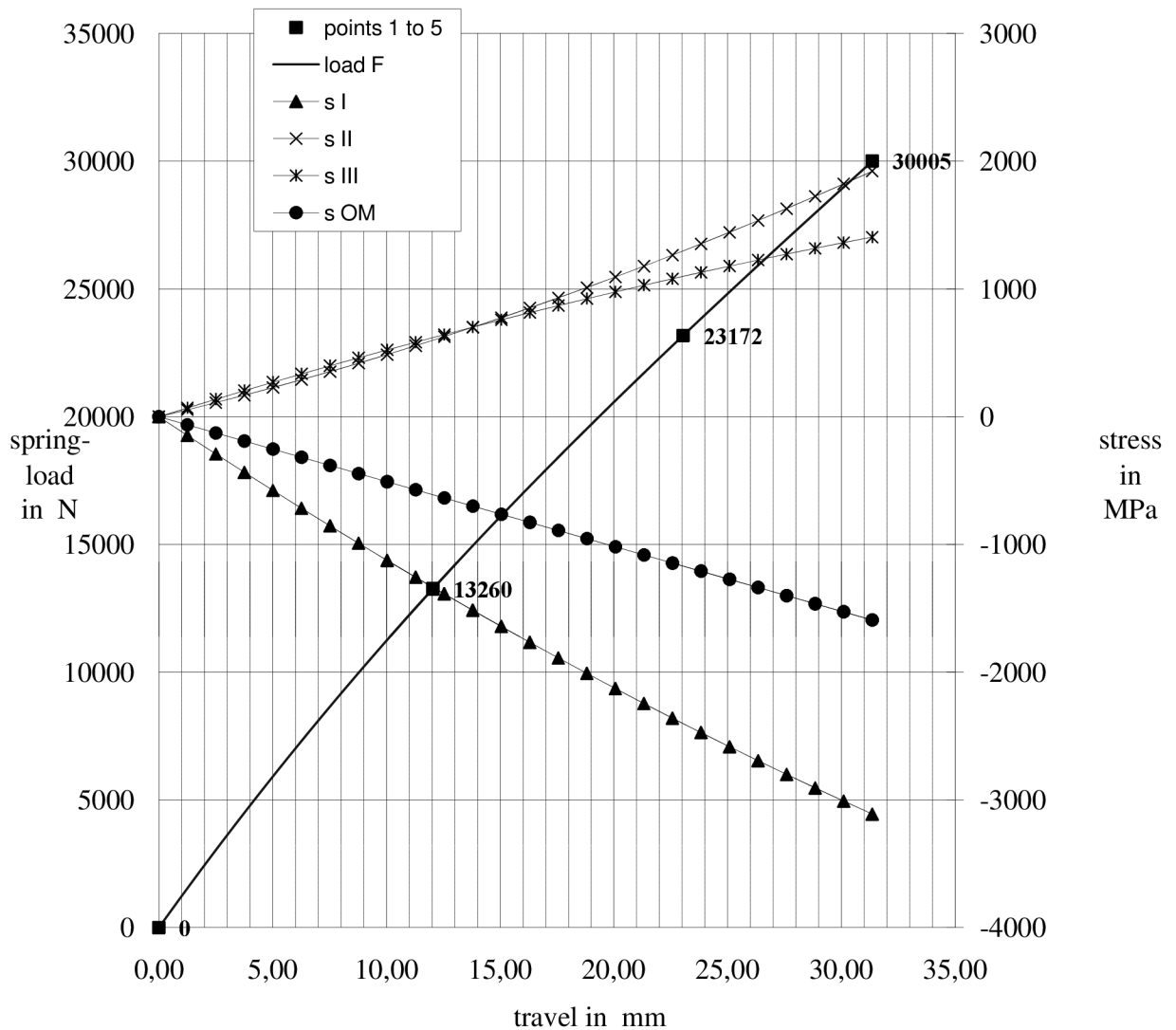
part./drawing no.: #####

project: **výměnná vřetenová hlava VA1-C**

23.5.2011
0


Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden
phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292

characteristic of stack



stack:		38 springs as	19 pacets	2 times stacked
dimensions				load points of stack
outer diam.:	$D_e =$	60,00 mm		
inner diam.:	$D_i =$	25,50 mm	load-point	height l
thickness:	$t =$	3,00 mm		mm
red. thickness:	$t' =$	3,00 mm	travel s	load F
spring height:	$l_0 =$	4,65 mm		N
material:	50 CrV 4		0	145,350
Youngs-modulus:	206000 MPa	at	20 °C	0,000
			1	133,308
			2	122,308
			Flat	114,000
				31,350
				30005

Mubea	Disc Springs, Data Sheet									
	group 2									
Version 19.7.98	part./drawing no.: #####									
	project: výměnná vřetenová hlava VA1-C									
23.5.2011	Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden									
0	phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292									
load points of one spring			calculated stresses				load points of stack			
height l mm	travel s mm	load F N	σ_I	σ_{II}	σ_{III}	σ_{OM}	height l mm	travel s mm	load F N	stiffness N/mm
4,65	0,000	0	0	0	0	0	145,35	0,000	0	1247
4,58	0,066	771	-147	54	69	-64	144,10	1,254	1542	1213
4,52	0,132	1521	-293	110	137	-127	142,84	2,508	3042	1180
4,45	0,198	2251	-436	168	204	-191	141,59	3,762	4502	1149
4,39	0,264	2962	-578	228	270	-255	140,33	5,016	5923	1119
4,32	0,330	3654	-717	289	335	-318	139,08	6,270	7308	1090
4,25	0,396	4329	-855	353	398	-382	137,83	7,524	8658	1063
4,19	0,462	4987	-991	418	461	-446	136,57	8,778	9975	1037
4,12	0,528	5630	-1125	486	523	-509	135,32	10,032	11260	1013
4,06	0,594	6258	-1257	555	583	-573	134,06	11,286	12516	990
3,99	0,660	6872	-1387	626	643	-637	132,81	12,540	13745	969
3,92	0,726	7473	-1516	699	701	-700	131,56	13,794	14946	949
3,86	0,792	8062	-1642	774	758	-764	130,30	15,048	16124	930
3,79	0,858	8639	-1766	851	815	-828	129,05	16,302	17279	912
3,73	0,924	9206	-1889	930	870	-891	127,79	17,556	18413	896
3,66	0,990	9764	-2010	1011	924	-955	126,54	18,810	19528	882
3,59	1,056	10312	-2128	1093	977	-1019	125,29	20,064	20625	869
3,53	1,122	10853	-2245	1178	1029	-1082	124,03	21,318	21707	857
3,46	1,188	11387	-2360	1264	1079	-1146	122,78	22,572	22774	846
3,40	1,254	11915	-2473	1352	1129	-1210	121,52	23,826	23830	837
3,33	1,320	12438	-2584	1443	1178	-1273	120,27	25,080	24875	830
3,26	1,386	12956	-2694	1535	1226	-1337	119,02	26,334	25911	823
3,20	1,452	13470	-2801	1629	1272	-1401	117,76	27,588	26941	819
3,13	1,518	13982	-2906	1725	1318	-1464	116,51	28,842	27965	815
3,07	1,584	14493	-3010	1823	1362	-1528	115,25	30,096	28986	813
3,00	1,650	15002	-3111	1922	1405	-1592	114,00	31,350	30005	812
stack:	38 springs as			19 pacets			2 times stacked			
dimensions							load points of stack			
outer diam.:	$D_e=$	60,00 mm								
inner diam.:	$D_i=$	25,50 mm								
thickness:	$t=$	3,00 mm								
red. thickness:	$t'=$	3,00 mm								
spring height:	$l_0=$	4,65 mm								
material:	50 CrV 4									
Youngs-modulus:	206000 MPa		at		20 °C					
							Flat	114,000	31,350	30005

 Version 19.7.98	Disc Springs, Data Sheet group 2								
	part./drawing no.: ##### project: výměnná vřetenová hlava VA1-C								
23.5.2011 0	Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292								
remarks									
max upper stress: 1290 MPa Stresses sigma 2 and sigma 3 differ very much! Material may be better used. max compress. stress: -3600 MPa <p style="text-align: center;">upper stress too high!</p>									
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30%;">setting at 20°C:</td> <td style="width: 35%;">0,3 % after 48h</td> <td style="width: 35%;">1,0 % after 1000h</td> </tr> <tr> <td>setting at 100°C:</td> <td>5,2 % after 48h</td> <td>6,9 % after 1000h</td> </tr> </table>				setting at 20°C:	0,3 % after 48h	1,0 % after 1000h	setting at 100°C:	5,2 % after 48h	6,9 % after 1000h
setting at 20°C:	0,3 % after 48h	1,0 % after 1000h							
setting at 100°C:	5,2 % after 48h	6,9 % after 1000h							
calculated data									
disc-angle at L0: 5,499 ° De at flat: 59,802 mm Di at flat: 25,720 mm center of rotation: 40,319 mm									
tolerances concerning Mubea-disc-spring-handbook									
Load tolerance: +15 / -7,5 % at 75% of h0 of one spring rel. min. load at disloading: 92,5 % at 75% of h0 of the stack tolerance inner diam.: 25,500 mm to 25,710 mm tolerance outer diam.: 59,700 mm to 60,000 mm gap at inner diam.: 0,400 mm gap at outer diam.: 0,800 mm tolerance of thickness: 2,880 mm to 3,040 mm tolerance of spring height: 4,500 mm to 4,950 mm									