

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

BROUSÍCÍ HLAVA ÚHLOVÁ PRO SVISLÝ SOUSTRUH

GRINDING ANGLE BOX UNIT FOR VERTICAL BORING AND TURNING MACHINE

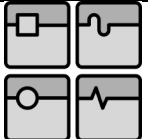
DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL ZOUHAR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. BRONISLAV FOLLER, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ANOTACE

Zouhar Michal

BROUSÍCÍ HLAVA ÚHLOVÁ PRO SVISLÝ SOUSTRUH

Diplomová práce, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně

Diplomová práce řeší návrh výměnné úhlové brousící hlavy, která vhodně rozšiřuje technologické možnosti svislého soustruhu SKD 40/47D. Na základě požadavků zadavatele, firmy ČKD Blansko Holding, a.s., je zpracován konstrukční návrh sestavy, třech výrobních výkresů a potřebných výpočtů.

Pohon vřetene brousícího zařízení je realizován pomocí motoru uloženého ve smykadle stroje. Upínání je řešeno standardním systémem používaným v ČKD Blansko.

Klíčová slova: broušení, brousící úhlová hlava, svislý soustruh, karusel

ANNOTATION

Zouhar Michal





GRINDING ANGLE BOX UNIT FOR VERTICAL BORING AND TURNING MACHINE

Diploma thesis, Institute of Production Machines, Systems and Robotics, Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology

My diploma thesis solves project of grinding angle box unit for vertical boring and turning machine which extends technological possibilities of vertical lathe SKD 40/47D. The submitter ČKD Blansko Holding, a.s. demanded to work out assembly drawing, 3 construction drawings and necessary calculations.

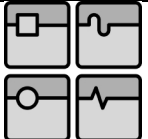
Spindle drive of grinding unit is implemented by the aid of engine which is deposit in the sliding machine. Chucking equipment is realised with standart system which is used by ČKD Blansko.

Key words: grinding, grinding angle box, vertical lathe, boring and turning machine

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZOUHAR, M. *Brousící hlava úhlová pro svislý soustruh*. Brno:Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Bronislav Foller, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

„Místopřísežně prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování diplomové práce a že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně. Ustanovení předpisů pro vypracování diplomové práce jsem vzal na vědomí a jsem si vědom toho, že v případě jejich nedodržení nebude vedoucím diplomové práce moje práce přijata.“

V Brně:

.....

Michal Zouhar



PODĚKOVÁNÍ

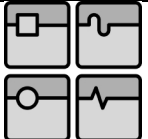
Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Bronislavu Follerovi, Ph.D., za jeho odborné vedení. Dále bych chtěl poděkovat firmě ČKD Blansko, zejména Ing. Pavlovi Kukletovi za cenné rady a připomínky. Děkuji také rodině za podporu a pochopení při vypracování diplomové práce.

OBSAH:

1. ÚVOD	9
1.1. Profil společnosti	9
1.2. Výrobní program	10
1.3. Popis stroje SKD xx/xxx	11
1.4. Technické parametry stroje SKD 40/47D	14
1.5. Popis původního brousícího zařízení	15
2. LITERÁRNÍ REŠERŠE	16
3. PATENTOVÁ REŠERŠE	17
4. NÁVRH VARIANT KONSTRUKČNÍCH UZLŮ	18
4.1. Možnosti pohonu vřetena	18
4.2. Změna úhlu os hřídelů ($\Sigma = 90^\circ$)	18
5. POUŽITÉ KONSTRUKČNÍ UZLY	20
5.1. Upínací mechanismus	20
5.2. Kuželové soukolí	20
5.3. Vřeteno a jeho uložení	21
5.4. Upínání brousícího kotouče	21
5.5. Tvar brousícího zařízení	22
6. CHARAKTERISTIKA MOTORU	23
7. VLASTNÍ VÝPOČTY	25
7.1. Výpočet řezných sil z výkonu motoru	25
7.1.1. Průměr kotouče 200 mm	25
7.1.2. Průměr kotouče 350 mm	25
7.2. Výpočet teoretické řezné síly	26
7.3. Návrh kuželového soukolí	27
7.4. Silové poměry na kuželovém převodu	30
7.4.1. Statický výpočet reakcí kuželového převodu	31
7.5. Návrh a kontrola vřetene	35
7.5.1. Statické namáhání	35
7.5.1.1. Nebezpečné místo A	35
7.5.1.2. Nebezpečné místo B	36
7.5.1.3. Nebezpečné místo C	37
7.5.2. Cyklické namáhání	37
7.5.2.1. Nebezpečné místo A	38
7.5.2.2. Nebezpečné místo B	39
7.5.2.3. Nebezpečné místo C	40
7.6. Výpočet ložisek	41
7.6.1. Výpočet ložisek v podpoře A na hnacím hřídeli	41
7.6.2. Výpočet ložisek v podpoře A na vřeteni	43
7.6.3. Výpočet ložisek v podpoře B na vřeteni	44
7.7. Kontrola přenosu kroutícího momentu	46
7.7.1. Kontrola evolventního drážkování	46
7.7.2. Výpočet pera	47
7.8. Zjednodušený kontrolní pevnostní výpočet kuželového soukolí	47
7.8.1. Kontrola únavy v dotyku	47
7.8.2. Kontrola statické únosnosti v dotyku	48
7.8.3. Kontrola únavy v ohybu	48
7.8.4. Kontrola statické únosnosti v ohybu	49



7.9. Rozběh	50
7.9.1. Redukce momentu setrvačnosti na hřídel motoru	50
7.9.2. Doba rozběhu.....	51
8. TRIBOTECHNIKA UZLŮ.....	52
8.1. Mazání kuželového soukolí.....	52
8.2. Mazání ložisek	52
8.3. Chlazení brousícího kotouče	52
9. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	52
10. ANALÝZA RIZIK.....	53
11. ANALÝZA SHODY.....	54
12. ZÁVĚR	56
13. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	57
14. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....	61
14.1. Seznam použitých obrázků.....	61
14.2. Seznam použitých tabulek.....	61
15. SEZNAM POUŽITÝCH NOREM.....	62
16. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	63
17. SEZNAM POUŽITÝCH INTERNETOVÝCH STRÁNEK	63
18. SEZNAM PŘÍLOH.....	64

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. ÚVOD

1.1. Profil společnosti [10]

ČKD Blansko Holding, a.s. patří k podnikům s dlouholetou tradicí. Počátky strojírenské výroby v Blansku se datují k roku 1698, kdy majitel blanenského panství hrabě Gellhorn zřídil v údolí řeky Punkvy první železný hamr. V roce 1766 tehdejší blanenské železárně zakoupil šlechtický rod Salmů–Reifferscheidtů a rozšířil železárenskou výrobu. Začal zavádět nové stroje do výroby, rozšířil pracovní postupy a vědecké poznatky.

Od 20. let 19. století se prudce rozvíjí strojírenská výroba. Salmové v roce 1896 prodali železárně a strojírně pražskému podniku Akciová společnost strojírně, dř. Breitfeld-Daněk a spol. Tito majitelé začali budovat strojírně s vlastními slévárnami. V roce 1927 se Blanenský závod stal součástí koncernu Českomoravská-Kolben-Daněk, a.s., a zaměřil se na výrobu vodních, mlýnských, potravinářských a dřevoobráběcích strojů. V roce 1950 vznikl samostatný národní podnik ČKD Blansko a dochází k dalšímu rozšiřování provozů.

Podnik se začíná specializovat na výrobu vodních strojů (především vodních turbín), těžkých obráběcích strojů (především svislé soustruhy tzv. karusely) a na strojírenskou metalurgii. Po politických a ekonomických změnách v roce 1989 byla založena společnost ČKD Blansko, a.s., která byla plně privatizována roku 1991. Po dalších deseti letech vzniká opět nová společnost ČKD Blansko Strojírny, a.s., která se stala nástupcem a pokračovatelem nepřetržité výroby. A konečně v roce 2007 vznikla společnost ČKD Blansko Holding, a.s. sdružující obchodní divize: Hydro, Karusely, Wind a výrobní divizi Strojírny.

ČKD Blansko Holding, a.s., divize Karusely:

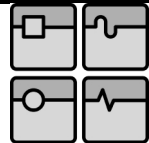
K nejdůležitějším výrobkům ČKD Blansko od roku 1951 patří těžké svislé soustruhy neboli karusely. Díky jejich využití ve vlastní výrobě pro obrábění velice náročných rotačních dílů vodních turbín se ověřují technické parametry, technologické možnosti, spolehlivost, životnost a další poznatky pro rozvoj těchto strojů. Za dobu své specializace ČKD Blansko dodalo více než 720 karuselů do 30 zemí světa.



Obr. 1.1-1 Ochranná známka používaná do roku 1990



Obr. 1.1-2 Ochranná známka používaná od roku 1990



1.2. Výrobní program [10]

ČKD Blansko Holding, a.s., divize karusely v současné době vyrábí těžké svislé soustruhy ve dvou základních provedeních:

- SKJ – jedno stojanové provedení

Jedno stojanová provedení jsou řešena s přestavitelným stojanem a příčnickem, příčnickovým suportem a bočním suportem (v rozšířeném vybavení). Umožňují soustružení obrobků velkých průměrů při nejvýhodnějším postavení stojanu. Toto provedení je vhodné především pro soustružení obrobků tvaru prstenců, které při velkém průměru nevyžadují opracování ve středu.



Obr. 1.2-1 Karusel SKJ 63-100J

- SKD – dvou stojanové provedení

Dvou stojanové provedení je podrobněji rozebráno v následující kapitole.



Obr. 1.2-2 Karusel SKD 50/65 D

1.3. Popis stroje SKD xx/xxx [10]

Dvou stojanová provedení jsou řešena s přestavitelným nebo pevným příčnickem, pravým suportem a levým suportem (rozšířené vybavení). Horní příčka spojuje oba stojany v uzavřenou rámovou konstrukci s vysokou tuhostí, která zajišťuje dosažení velkého výkonu i přesnost obrábění.

Svislé soustruhy mohou pracovat v různých režimech podle jejich vybavení:

- V režimu soustružení

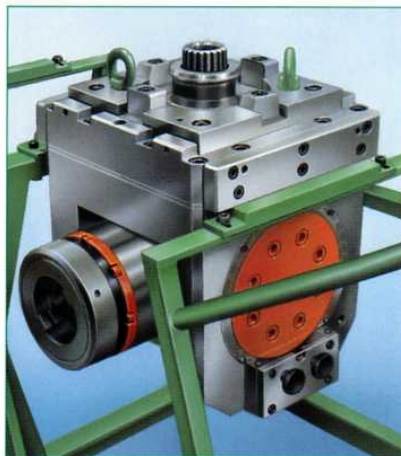
Lze soustružit čelní, válcové, kuželové i obecné rotační vnitřní i vnější plochy. Dále soustružit vnitřní, nebo vnější závity na válcové i kuželové ploše s konstantním i proměnlivým stoupáním. V režimu soustružení lze brousit čelní i válcové, vnitřní i vnější plochy, ale pouze u strojů vybavených brousícím zařízením (rozšířené vybavení).



Obr. 1.3-1 Režim soustružení na karuselu

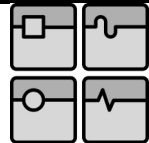
- Režim frézování

V tomto režimu lze frézovat plochy souosých drážek, mimostředných drážek a obecných tvarů. Vrtat, vyvrtávat otvory, řezat závity v ose i mimo osu upínací desky. U stroje vybaveného úhlovou brousící hlavou lze navíc frézovat, vrtat a řezat závity pod různými úhly vzhledem k ose upínací desky (rozšířené vybavení).



Obr. 1.3-2 Výměnná frézovací hlava

Provedení hlavních skupin a zařízení svislého soustruhu je řešeno stavebnicově. Tato modulární koncepce umožňuje vytvářet vedle standardních provedení stroje i speciální, které jsou přizpůsobeny specifickým požadavkům zákazníků.

**Hlavní stavebnicové skupiny a zařízení se vyznačují následujícími znaky:****• Rám**

Hlavní části rámu jsou litinové odlitky. Celý rám je ukotven k základu pomocí základových šroubů a klínových podložek nezávisle na stole. Rám se skládá ze dvou stojanů nahoře spojených horní příčkou, dále pevným nebo výškově přestavitelným příčnickem po vedení na stojanech. Přestavování pohyblivého příčnicku je řešeno pohybovými šrouby. V příčnicku je polohovací zařízení, které umožňuje indexování po krocích, zpevnění je realizováno pomocí hydrauliky.



Obr. 1.3-3 Rám stroje

• Stůl

Hlavní části jsou litinové nebo ocelolitinové odlitky (např. upínací deska, lože, převodová skříň). Upínací deska je ukotvena k základu pomocí základových šroubů a stavitelných podložek nezávisle na rámu stroje. Vodící plochy jsou obloženy kluznou plastickou hmotou.

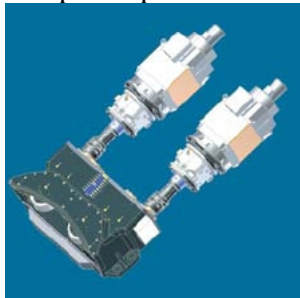
Vlastní uložení upínací desky s ohledem na tuhost je u karuselů jedním z nejnáročnějších konstrukčních uzlů. Axiální uložení desky je hydrostatické s konstantním množstvím oleje, předepnutí je řešeno pomocí valivého ložiska umístěného uprostřed upínací desky. Radiální uložení je pomocí dvouřadého válečkového ložiska s vymezením vůle.

• Suporty

Skládají se ze dvou částí (saní a smykadla). Jsou uloženy na kluzném vedení s tlakovým mazáním. Pro posuvy smykadla a suportu jsou použity samostatné posunové mechanismy s AC servomotory, planetovými převodovkami a kuličkovými šrouby s předepnutými maticemi. Odměrování je přímé, pomocí lineárního pravítka.

• Hlavní pohon

K pohonu upínací desky jsou použity dva AC motory, které jsou řízeny v systému Master-slave. Převod je řešen pomocí dvoustupňové převodové skříňe s čelními a kuželovými koly.



Obr. 1.3-4 Hlavní pohon

- **Hydraulická zařízení**

Pro uložení upínací desky je použit hydraulický agregát s dodávkou konstantního množství oleje a s možností chlazení oleje.

K ovládání pomocných funkcí slouží tlakový agregát s uzavřeným okruhem.

Pro centrální mazání vodících ploch je použit mazací agregát. Všechny agregáty jsou vybaveny diagnostickými prvky a při poruše je stav hlášen na obrazovce.

- **Dopravníky třísek**

Kolem upínací desky jsou použity dva článkovité dopravníky. V rozšířeném vybavení je možnost použití kontejneru na třísky nebo přímého vynášecího dopravníku.



Obr. 1.3-5 Dopravník třísek

- **Chlazení nástrojů**

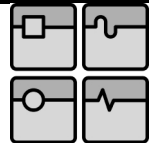
Pomocí čerpacího agregátu je chladicí kapalina dopravována z nádrže do nástrojových držáků na suportech. Kolem upínací desky jsou sběrné žlaby, které zajišťují svod kapaliny zpět do nádrže. Nádrž je vybavena standardní filtrací s možností nastavení průtoku chladicí kapaliny.

- **Ochranné kryty kolem upínací desky**

Provedení ochranných krytů splňuje požadavky o bezpečnosti strojních zařízení. Přední část krytů je odsuvná, vybavená koncovým spínačem a elektrickým zámkem.

- **Obslužná plošina**

Umístěna na pravé straně stroje, nezávisle přestavitelná ve vodorovném i svislém směru. Krytování plošiny a bezpečnostní zámky na přístupových dveřích odpovídají požadavkům směrnic EU. Na plošině je umístěn hlavní ovládací panel.



1.4. Technické parametry stroje SKD 40/47D [10]

max. průměr soustružení (v dm) ↙
SKD 40/47D
↘ průměr upínací desky (v dm) ↗ ↗ inovační stupeň



Obr. 1.4-1 Karusel SKD 40/47 D

Pracovní rozsah:

Maximální průměr soustružení	4 700	mm
Maximální výška soustružení nad upínací deskou	5 500	mm

Upínací deska:

Průměr upínací desky	4 000	mm
Maximální zatížení	60 000	kg
Maximální kroutící moment	210	kNm
Výkon hlavního motoru	2 x 71	kW
Maximální otáčky upínací desky	100	min ⁻¹

Suporty:

Pracovní posuv	0 – 8000	mm/min
Rychloposuv	8000	mm/min
Výsuv smykadla	1000 – 2500	mm
Průřez smykadla	340 x 340	mm
Maximální řezná síla	100	kN
Maximální průřez nástroje	50 x 50	mm

Příčník:

Rychlost posuvu	500	mm/min
-----------------	-----	--------

Stojan:

Rychlost posuvu	500	mm/min
-----------------	-----	--------

Frézovací zařízení:

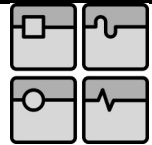
Maximální otáčky vřetena	3000	min ⁻¹
Výkon vřetena	37	kW

1.5. Popis původního brousícího zařízení

Brousící zařízení je uzpůsobeno pro broušení se svislou i vodorovnou osou vřetena. Brousící hlava se skládá z válcového litinového tělesa, kde je vestavěn dvouotáčkový asynchronní motor chlazený vzduchem. Vřeteno je uloženo ve dvou párech předepnutých ložisek s kosoúhlým stykem a v jednom radiálním kuličkovém ložisku. Ložiska jsou naplněna tukem Beacon od firmy ESSO, který není třeba měnit po dobu životnosti brousící hlavy. Pro upnutí brousícího zařízení do smykadla je nutné použít mezikus. Na vřeteni je pomocí svěrného spoje upevněna příruba, do které se upíná brusný kotouč. Příruba má rybinové drážky, v nichž jsou dělené rybinovité vložky, které slouží k rychlému statickému vyvážení kotouče. Na litinovém tělese je upevněn ochranný kryt brusného kotouče. Po demontáži brusného kotouče s přírubou lze na brousící hlavu připevnit nástavec pro broušení otvorů. Brousící zařízení se zapíná ručně z ovládacího panelu a má dva rychlostní stupně otáčení (1415 min^{-1} a 2870 min^{-1}). Přívod elektrické energie je realizován kabelem ze zásuvky na otočné skříni. Brousící zařízení je konstruováno se stupněm ochrany IP 54, což umožňuje chlazení brousícího kotouče.



Obr. 1.5-1 Původní brousící zařízení [10]



2. LITERÁRNÍ REŠERŠE

Cílem literární rešerše je prozkoumání trhu v ČR i zahraničí a získání dalších informací o firmách vyrábějících těžké svislé soustruhy a přídatné zařízení.

Klíčová slova: brousící jednotka, svislý soustruh, karusel
Key words: grinding unit, vertica lathe, turning machine, carousel

Česká republika:

V České republice se zabývají výrobou těžkých svislých soustruhů dvě firmy, a to ČKD Blansko a TOS Hulín.

Firma TOS Hulín:

Hlavní výrobní program představují svislé soustruhy o průměru upínací desky od 800 mm do 7000 mm. Na těchto strojích je možné vrtat, frézovat, řezat závity a brousit. Při obrábění rotačními nástroji je možnost využití automatické výměny nástroje. Stroj lze dále rozšířit třetí řízenou osou C a náhonem rotačních nástrojů [18].

Ve světě:

Firma Pietro Carnaghi:

Tato italská firma se zabývá výrobou portálových frézek, vertikálních brusek a karuselů. Na svých internetových stránkách nabízí tři řady karuselů podle velikosti až do průměru upínací desky 12 m. Na strojích lze soustružit, frézovat, vrtat a brousit pomocí přídatných zařízení [19].



Obr. 2-1 Brousící zařízení od firmy Pietro Carnaghi [19]

Firma Sirmu:

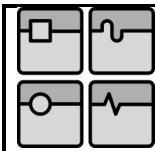
Další italská firma zabývající se výrobou karuselů, na jejichž strojích je možné frézovat a vrtat [20].

Další firmy zabývající se výrobou karuselů: [21,22]

REM Bacau – rumunská firma, umožňuje na svých strojích soustružení, frézování, vrtání.

WMW Machinery company

Z průzkumu bylo zjištěno, že většina výrobců těžkých svislých soustruhů se snaží rozšiřovat technologické možnosti strojů a to náhonem rotačních nástrojů.



3. PATENTOVÁ REŠERŠE

Klíčová slova: brousící úhlová hlava, jednotka, vřeteno, svislý soustruh
Key words: grinding angle unit, spindle, vertical lathe, turning machine

Patenty byly vyhledávány pomocí klíčových slov v databázích:

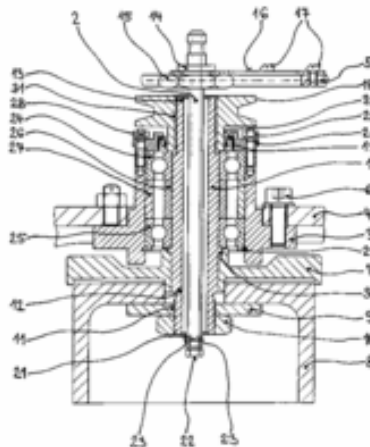
- **databáze české republiky**

Úřad průmyslového vlastnictví: www.upv.cz

Dokument CZ 13742 U1 ze dne 13.8.2003:

Vřeteno brousícího zařízení s přívodem chladicí kapaliny: Citováno z [13]

Použití zejména pro broušení rovinných ploch čelem nástroje. Sestává se z hřídele (1), brusného nástroje (8) a přívodu chladicí kapaliny, kde je v dolní části nosného ramene (4) pevně uloženo pouzdro (3), v němž je hybně uložen hřídel (1), jehož dutou vnitřní částí je vedena mazací tyč (2). Na spodním konci mazací tyče jsou otvory, kterými je kapalina dopravována přesně do místa broušení.



Obr. 3-1 Přívod chladicí kapaliny středem vřetena [13]

Další patenty vyhledané pomocí zmíněných klíčových slov, které by mohly souviset s diplomovou prací „Brousící hlava pro svislý soustruh“, se na stránkách nevyskytují.

- **mezinárodní databáze**

Německá mezinárodní databáze obsahuje patenty z celého světa:

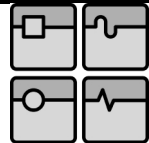
www.depatistnet.de

Dokument číslo: US020030157873A1 z roku 2003:

Zařízení pro upínání brusných kotoučů:

Pomocí tohoto zařízení můžeme rychle, jednoduše a přesně upnout brousící kotouče. Na zařízení jsou pohyblivé tělíska, která se mohou spojit i do více skupin a pak se upevní na zařízení pomocí drážek v libovolné poloze. Tento systém zaručuje rychlé a dostatečné vyvážení brousících kotoučů. [14]

Další patenty vyhledané pomocí zmíněných klíčových slov, které by mohly souviset s diplomovou prací „Brousící hlava pro svislý soustruh“, se na stránkách nevyskytují.



4. NÁVRH VARIANT KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

4.1. Možnosti pohonu vřetena

- POHON VESTAVĚNÝM ELEKTROMOTOREM

Toto řešení bylo použito při konstrukci předešlého brousícího zařízení, velkou výhodou je možnost použití ve svislé i vodorovné ose.

Nevýhodami je nutnost použití mezikusu při upínání do smykadla \Rightarrow není možná automatická výměna hlavy. Dále kabel elektrické energie v pracovním prostoru stroje a v neposlední řadě zdroj tepla blízko pracovního prostoru.

- VYUŽITÍ POHONU VE SMYKADLE STROJE

Využití motoru uloženého v horní části smykadla. Tento motor je navržen pro frézovací výměnnou hlavu.

Výhody: odpadne nutnost dalšího motoru, žádný kabel el. energie v pracovním prostoru, není nutné používat mezikus při upínání do smykadla (možnost automatizace).

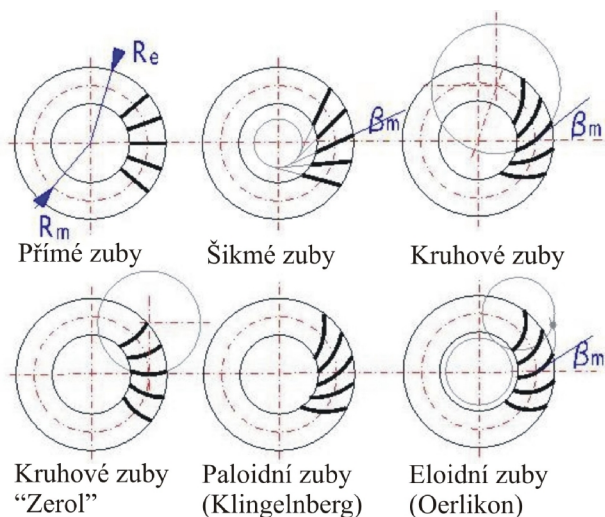
Nevýhodou je menší univerzálnost a tím pádem nutnost dvou brousících zařízení (přímé, úhlové).

Na základě požadavků zadavatele byla vybrána varianta s využitím motoru uloženého ve smykadle.

4.2. Změna úhlu os hřídelů ($\Sigma = 90^\circ$)

- POMOCÍ KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Valivá soukolí s kuželovými koly slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi různoběžnými hřídeli (nejčastěji při úhlu os $\Sigma = 90^\circ$). Podle průběhu zubů se rozlišují kola se zuby přímými, šikmými a zakřivenými.



Obr. 4.2-1 Rozdělení kuželových kol podle tvaru zubu [23]

Bylo zvoleno kuželové soukolí se spirálním ozubením, proto dále jiné druhy nebudou rozebírány.

Spirální zuby zvětšují pevnost, jsou méně citlivé na výrobní nepřesnosti, zmenšují hluk a prodlužují záběr kuželových kol. V zásadě lze provést zuby v různé křivce (spirála, evolventa). V praxi se ujal dva způsoby:

- palloidní ozubení (Klingelberg)
- kruhový oblouk (Gleason).

Palloidní kola se provádí ve dvou různých provedeních zubů:

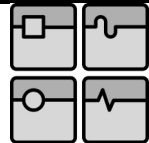
- normální provedení:
pravochodá i levochodá fréza řeže stejně silné zuby na pastorku i na kole

- tvar III:
fréza pro pastorek řeže silnější zuby než fréza na kolo. Tohoto tvaru se používá pro silně namáhané pastorky při převodech větších než 1:3.

Po konzultacích se zadavatelem bylo vybráno kuželové soukolí s palloidním ozubením (Klingelberg) s normálním provedením zubů.

Zvláštnosti palloidního ozubení od obvyklého tvaru ozubených kol:

- zuby mají konstantní výšku
- roztečné kužele nemají společný vrchol
- modul se neudává na vnějším obvodu, ale na kružnici ležící uvnitř věnce a znamená modul nástroje.

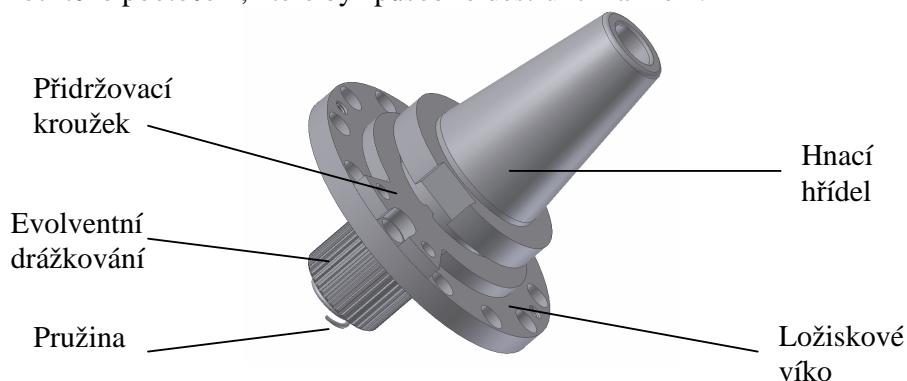


5. POUŽITÉ KONSTRUKČNÍ UZLY

5.1. Upínací mechanismus

Je navržen pro frézovací hlavu od firmy FOTEC GmbH, ale zadavatel si přál tento vyzkoušený konstrukční uzel ponechat i na brousící hlavě. Plní funkci upínací a pojistnou. Mechanismus se skládá z hnacího hřídele (materiál 14 220.9), z ložiskového víka (materiál 11 523.0), z přídržovacího kroužku (materiál 11 523.0) a z pružiny.

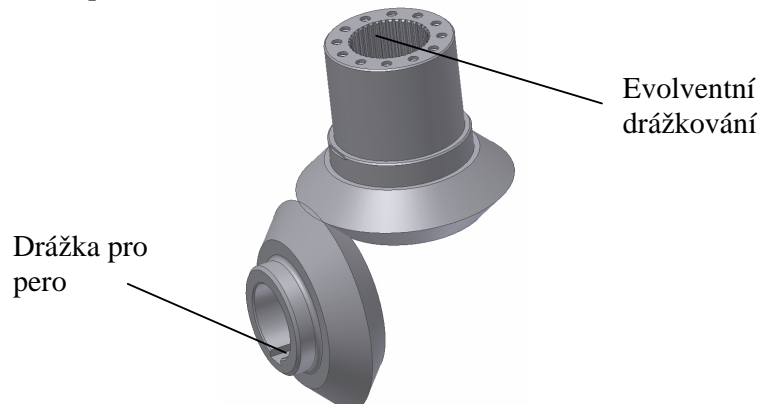
Přenos kroutícího momentu na kuželové kolo je řešen evolventním drážkováním. Upínání do smykala stroje je pomocí kleštiny, utahovacího šroubu a kužele na hnací hřídeli. Ložiskové víko je přišroubováno ke kuželovému kolu. Přídržovací kroužek je přes ložiskové těleso spojen s tělesem brousícího zařízení. Utěsnění prostoru je řešeno labyrintem mezi ložiskovým víkem a přídržovacím kroužkem. Při odpojení brousící hlavy od smykadla je pružinou hnací hřídel vytlačena a její dvě drážky zapadnou do zubů na přídržovacím kroužku. Tím je zajištěno nechtěné pootočení, které by způsobilo destrukci zařízení.



Obr. 5.1-1 Upínací mechanismus

5.2. Kuželové soukolí

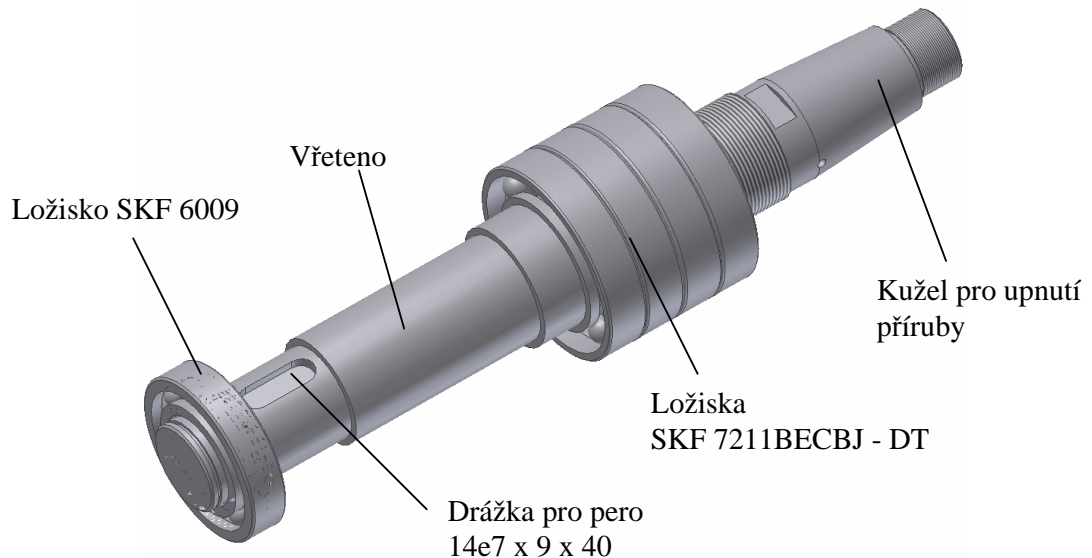
Kuželové soukolí s palloidním ozubením je vyrobeno z materiálu (kolo 1: 15 260.9, kolo 2: 14 240.9). Přenos kroutícího momentu z hnací hřídele na pastorek je pomocí evolventního drážkování a z kola na vřeteno pomocí těsného pera. Převodový poměr kuželových kol je $i=1$, protože kola slouží pouze pro změnu polohy osy otáčení (z vertikální osy na horizontální). Po konzultacích s firmou TOS Znojmo bylo zvoleno plastické mazivo OPTIMOL (CASTROL) LONGTIME PD02, s nutností pečlivého záběhu při odstupňovaných otáčkách, kontrolou oteplení (max. 25°C nad teplotou okolí) a kontrolou hlučnosti.



Obr. 5.2-1 Kuželové soukolí

5.3. Vřeteno a jeho uložení

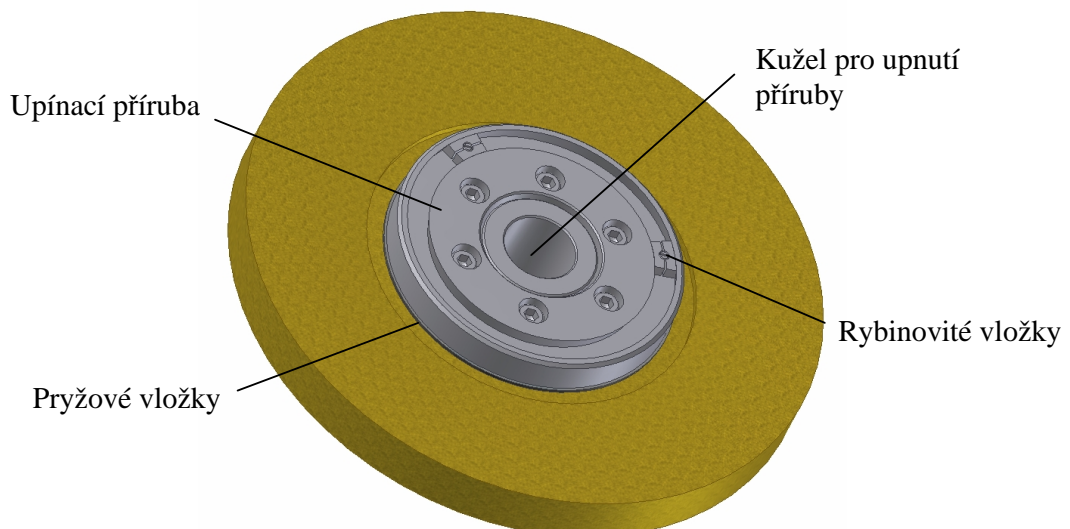
Vřeteno je vyrobeno z materiálu 12 050.9 a uloženo ve dvou párech předpnutých ložisek s kosoúhlým stykem na straně brusného kotouče a v jednom radálním kuličkovém ložisku na straně druhé. Ložiska jsou naplněna plastickým mazivem LGHP 2 od firmy SKF. Pomocí těsného pera je spojeno kuželové kolo a vřeteno.



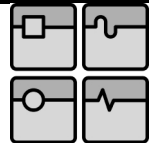
Obr. 5.3-1 Vřeteno a jeho uložení

5.4. Upínání brousícího kotouče

Pro upínání brousícího kotouče jsou použity dvě příruby z materiálu 11 483.1. V přírubách jsou rybinovité drážky, v nichž jsou upevněny dělené rybinovité vložky, které slouží ke statickému vyvážení kotouče mimo stroj. Kvůli případným nerovnoměrnostem kotouče se mezi příruby a brousící kotouč vkládají pryžové vložky. Přenos kroutícího momentu z vřetena na příruby je pomocí svěrného spoje.



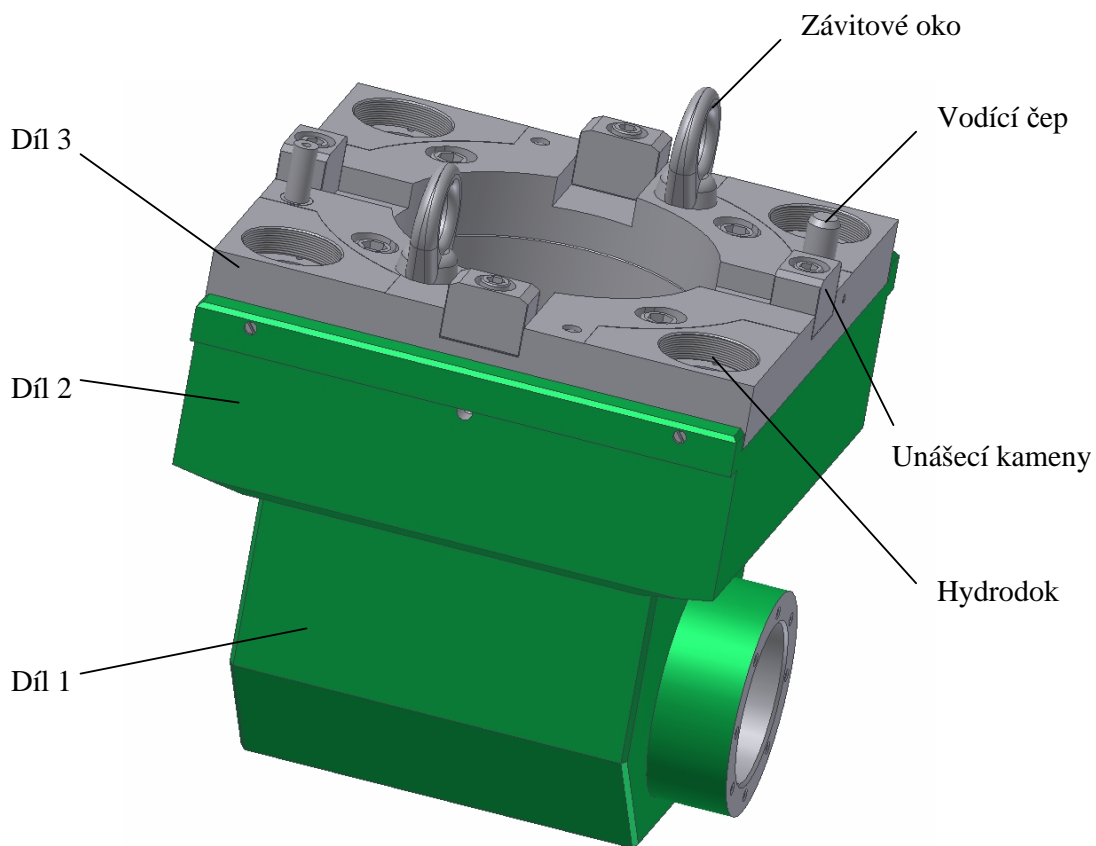
Obr. 5.4-1 Upínání brousícího kotouče



5.5. Tvar brousícího zařízení

Těleso brousícího zařízení se skládá ze tří vzájemně sešroubovaných dílů. Díl 1 je vyroben z ocelolitiny 42 2712, díly 2 a 3 jsou vyrobeny z materiálu 11 483.1. Následně jsou díly 1 a 2 natřeny ochranným nátěrem.

Spojovací deska tělesa (díl 3) je opatřena dvěma vodícími čepy pro vymezení a přesné ustavení hlavy ve smykadle. Dále čtyřmi hydrodoky, které zajišťují dostatečné upnutí brousící hlavy do smykadla. Proti nechtěnému pootočení hlavy slouží čtyři unášecí kameny. K manipulaci se zařízením slouží dvě závitová oka.



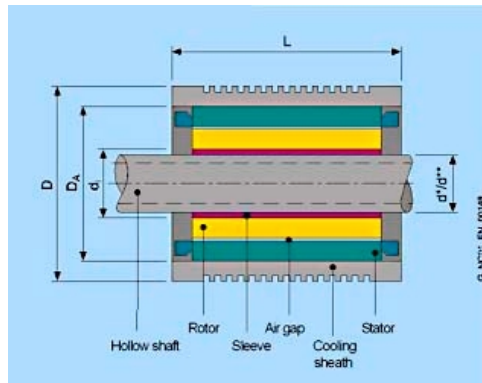
Obr. 5.5-1 Tvar brousícího zařízení

6. CHARAKTERISTIKA MOTORU [17]

Pro pohon vřetene je použitý vestavěný motor s dvoustupňovou planetovou převodovkou, který je umístěn v horní části smykadla stroje.

Typové označení motoru **1FE1116-6WR11** od firmy Siemens.

Jde o synchronní motor, vodou chlazený s vestavěným rotorem přímo na hřídeli. Tento motor byl vyvinut pro brusky a vyznačuje se extrémně vysokým točivým momentem.

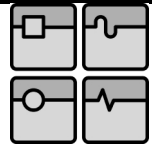


Obr. 6-1 Rozměry motoru

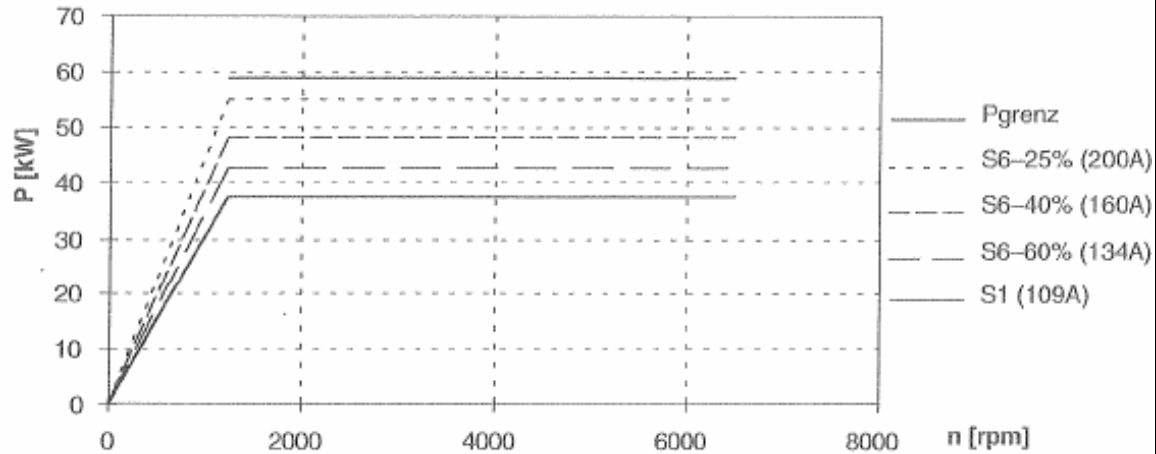
Charakteristiky motoru:

Délka motoru	L	410	mm
Průměr motoru s chlazením	D	250	mm
Průměr motoru bez chlazení	D_A	220	mm
Průměr upínání motoru	d_i	120	mm
Jmenovitý výkon	P	37,7	kW
Jmenovité otáčky	n	1200	min^{-1}
Maximální otáčky	n_{max}	6500	min^{-1}
Jmenovitý moment	M_n	300	Nm
Jmenovitý proud	I	109	A
Maximální proud	I_{max}	218	A
Moment setrvačnosti	J_M	0,128	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$

Tab. 6-1 Charakteristické hodnoty motoru

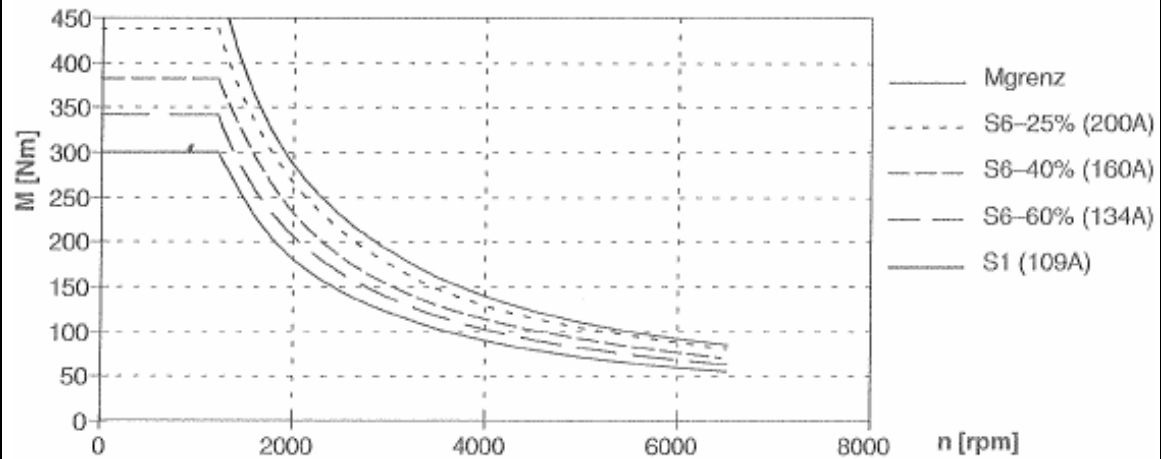


Výkonová charakteristika:



Obr. 6-2 Výkonová charakteristika motoru

Momentová charakteristika:



Obr. 6-3 Momentová charakteristika motoru

7. VLASTNÍ VÝPOČTY

7.1. Výpočet řezných sil z výkonu motoru

Potřebný výkon motoru pro broušení na svislém soustruhu se pohybuje kolem 4,5 kW. Pro výpočet řezných sil se vycházelo z výkonu motoru 5 kW. Při broušení na svislém soustruhu se používají dva průměry kotouče, proto výpočet řezných sil bude proveden pro oba a dále bude počítáno pouze se silou větší.

7.1.1. Průměr kotouče 200 mm

Pro průměr kotouče 200 mm jsou maximální možné otáčky 3000 min⁻¹

Zvolené a zadané parametry:

- Výkon motoru $P_m=5000\text{ W}$
- Průměr brousícího kotouče $d_{k1}=200\text{ mm}$
- Maximální otáčky kotouče $n_{k1}=50\text{ s}^{-1}$

Úhlová rychlost:

$n_{k1}=50\text{s}^{-1}$	$v_1 = 2 \cdot p \cdot n_{k1} = 2 \cdot p \cdot 50 = 314,2\text{s}^{-1}$	$\omega_1=314,2\text{s}^{-1}$
--------------------------	--	-------------------------------

Řezná síla:

$d_{k1}=200\text{mm}$ $P_m=5000\text{W}$ $\omega_1=314,2\text{s}^{-1}$	$P = M_k \cdot v \Rightarrow M_k = \frac{P}{v}$ $M_k = F_C \cdot \frac{d_k}{2} \Rightarrow F_C = \frac{2 \cdot M_k}{d_k}$ $F_{C1} = \frac{2 \cdot P_m}{d_{k1} \cdot v_1} = \frac{2 \cdot 5000}{200 \cdot 314,2 \cdot 10^{-3}} = 159,2\text{N}$	$F_{C1}=159,2\text{N}$
--	--	------------------------

Pasivní síla:

$F_{C1}=159,2\text{N}$	$F_{P1} = 1,5 \div 3 \cdot F_{C1} = 3 \cdot 159,2 = 477,6\text{N}$	$F_{P1}=477,6\text{N}$
------------------------	--	------------------------

7.1.2. Průměr kotouče 350 mm

Pro průměr kotouče 350 mm jsou maximální možné otáčky 1500 min⁻¹, toto omezení je dáno vlastnostmi kotouče. Při vyšších rychlostech hrozí nebezpečí roztrhnutí kotouče.

Zvolené a zadané parametry:

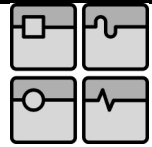
- Průměr brousícího kotouče $d_{k2}=350\text{ mm}$
- Maximální otáčky kotouče $n_{k2}=25\text{ s}^{-1}$

Úhlová rychlost:

$n_{k2}=25\text{s}^{-1}$	$v_2 = 2 \cdot p \cdot n_{k2} = 2 \cdot p \cdot 25 = 157,1\text{s}^{-1}$	$\omega_2=157,1\text{s}^{-1}$
--------------------------	--	-------------------------------

Řezná síla:

$d_{k2}=350\text{mm}$ $P_m=5000\text{W}$ $\omega_2=157,1\text{s}^{-1}$	$P = M_k \cdot v \Rightarrow M_k = \frac{P}{v}$ $M_k = F_C \cdot \frac{d_k}{2} \Rightarrow F_C = \frac{2 \cdot M_k}{d_k}$ $F_{C2} = \frac{2 \cdot P_m}{d_{k2} \cdot v_2} = \frac{2 \cdot 5000}{350 \cdot 157,1 \cdot 10^{-3}} = 181,9\text{N}$	$F_{C2}=181,9\text{N}$
--	--	------------------------



Pasivní síla:

$F_{C2}=181,9N$

$F_{P2} = 1,5 \div 3 \cdot F_{C2} = 3 \cdot 181,9 = 545,7N$

$F_{P2}=545,7N$

7.2. Výpočet teoretické řezné síly [4]

Pro kontrolu výpočtu řezných sil z výkonu lze ještě vypočítat teoretickou řeznou sílu, kterou lze orientačně stanovit z experimentálně získaných vzorců. Vzhledem ke složitosti procesu broušení a změně řezné síly v důsledku mnoha vlivů, jako je např. otupení kotouče, druh pojiva kotouče, druh broušeného materiálu, úběr materiálu atd., se v praxi tyto experimentálně získané vzorce nepoužívají, ale každý jednotlivý případ se řeší zvlášť.

Pro běžné kotouče, které se používají i na svislých soustruzích ČKD Blansko je maximální řezná rychlost $v_c=35$ m/s. Jestliže bude řezná rychlost větší, hrozí roztržení kotouče.

Maximální řezná rychlost kotouče:

$d_{k1}=200\text{mm}$ $n_{k1}=50\text{s}^{-1}$	$v_{c1} = \frac{p \cdot d_{k1} \cdot n_{k1}}{1000} = \frac{p \cdot 200 \cdot 50}{1000} = 31,4\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{c1}=31,4\text{m/s}$
$d_{k2}=350\text{mm}$ $n_{k2}=25\text{s}^{-1}$	$v_{c2} = \frac{p \cdot d_{k2} \cdot n_{k2}}{1000} = \frac{p \cdot 350 \cdot 25}{1000} = 27,5\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{c2}=27,5\text{m/s}$

$$- v_c > v_{c1}, v_{c2} \Rightarrow \text{vyhovuje} \Rightarrow \text{nehrozí roztržení kotouče}$$

Obvodová rychlost obrobku:

Pro broušení vnitřních rotačních ploch platí: $v_w = \frac{v_c \cdot 60}{60 \div 100}$

$v_{c1} = 31,4\text{m/s}$	$v_w = \frac{v_{c1} \cdot 60}{60} = \frac{31,4 \cdot 60}{60} = 31,4\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$	$v_w = 31,4\text{m/min}$
---------------------------	--	--------------------------

Výchozí hodnoty doporučené z ČKD Blansko (vyzkoušené z praxe):

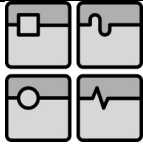
- Axiální posuv stolu na jednu otáčku obrobku $f_a=7$ mm
- Pracovní (radiální) záběr $a_e=0,03$ mm
- Maximální průměr obrobku $d_w=4000$ mm

Řezná síla pro obvodové axiální broušení vnitřních rotačních ploch:

$f_a=7\text{mm}$ $a_e=0,03\text{mm}$ $d_w=4000\text{mm}$ $v_w=31,4\text{m/min}$	$F_{c3} = 2,5 \cdot v_w^{0,5} \cdot f_a^{0,4} \cdot a_e^{0,4} \cdot d_w^{0,3} =$ $= 2,5 \cdot 31,4^{0,5} \cdot 7^{0,4} \cdot 0,03^{0,4} \cdot 4000^{0,3} = 90,5N$	$F_{c3}=90,5N$
--	--	----------------

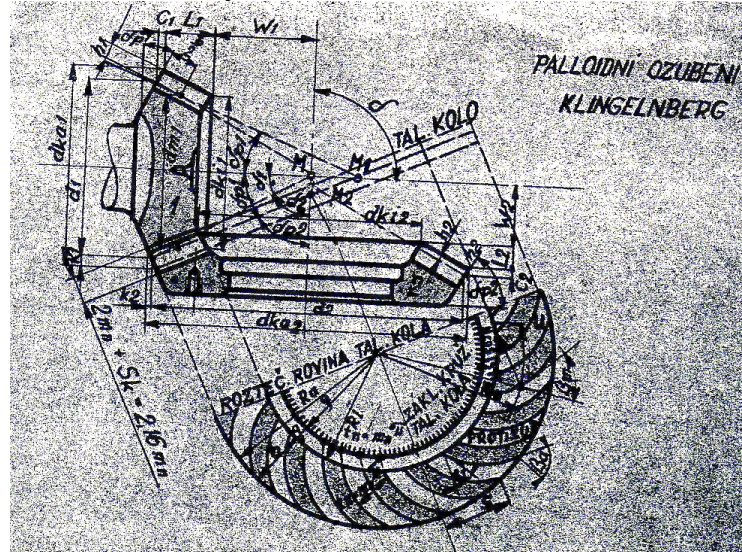
Řezná síla z experimentálně zjištěného vzorce je menší než řezná síla vypočítaná z výkonu motoru, což odpovídá předpokladu, že potřebný výkon motoru při broušení na svislém soustruhu se pohybuje okolo 4,5 kW.

Protože největší síly působí při průměru kotouče 350 mm, je dále počítáno se silami F_{C2} a F_{P2} .



7.3. Návrh kuželového soukolí [8]

Výpočet kuželového soukolí s palloidním ozubením:



Obr. 7.3-1 Rozměry palloidního soukolí

Zvolené a zadané parametry:

- Normální modul: volen dle ČSN 01 4608 $m_n=3$ mm
- Počet zubů pastorku $z_1=28$ zubů
- Počet zubů kola $z_2=28$ zubů
- Úhlová korekce $\omega_k=0^\circ$
- Výrobní mezera $g=6$ mm
- Jednotková výška hlavy zuby $y=1$
- Korekce výšky hlavy zuby $\Delta h=0$
- Úhel záběru $\alpha=20^\circ$

Převodový poměr:

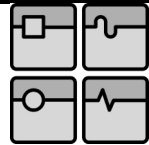
$z_1=28$ zubů $z_2=28$ zubů	$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{28}{28} = 1$	$i=1$
--------------------------------	---	-------

Vrcholový úhel roztečné kružnice:

$z_1=28$ zubů $z_2=28$ zubů	$\operatorname{tg} d_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{28}{28} = 1 \Rightarrow d_1 = 45^\circ$	$\delta_1=45^\circ$
$z_1=28$ zubů $z_2=28$ zubů	$\operatorname{tg} d_2 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{28}{28} = 1 \Rightarrow d_2 = 45^\circ$	$\delta_2=45^\circ$

Opravný vrcholový úhel roztečné kružnice:

$\delta_{p2}=45^\circ$	$d_{p1} = 90^\circ - d_{p2} = 90 - 45 = 45^\circ$	$\delta_{p1}=45^\circ$
$\delta_2=45^\circ$ $\omega_k=0^\circ$	$d_{p2} = d_2 + v_k = 45 + 0 = 45^\circ$	$\delta_{p2}=45^\circ$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Počet zubů příslušného základního kola:

$$z_2=28 \text{ zubů}$$

$$\delta_{p2}=45^\circ$$

$$z_p = \frac{z_2}{\sin d_{p2}} = \frac{28}{\sin 45^\circ} = 39,6$$

$$z_p=39,6$$

Poloměr základní kružnice základního kola:

$$z_p=39,6$$

$$m_n=3\text{mm}$$

$$r = \frac{z_p \cdot m_n}{2} = \frac{39,6 \cdot 3}{2} = 59,397\text{mm}$$

$$\rho=59,397\text{mm}$$

Vnitřní poloměr základního kola:

$$\rho=59,397\text{mm}$$

$$g=6\text{mm}$$

$$R_i = r + g = 59,397 + 6 = 65,397\text{mm}$$

$$R_i=65,397\text{mm}$$

Šířka zubů:

$$R_i= 65,397\text{mm}$$

$$b = \frac{R_i}{2,25} \div \frac{R_i}{2,75} = \frac{R_i}{2,5} = \frac{65,397}{2,25} = 26,16\text{mm}$$

$$b=26,16\text{mm}$$

 \Rightarrow volím **b=26 mm**

Vnější poloměr základního kola:

$$R_i= 65,397\text{mm}$$

$$b=26\text{mm}$$

$$R_a = R_i + b = 65,397 + 26 = 91,397\text{mm}$$

$$R_a=91,397\text{mm}$$

Průměr roztečné kružnice:

$$z_1=28 \text{ zubů}$$

$$m_\varepsilon=4,616\text{mm}$$

$$D_1 = m_\varepsilon \cdot z_1 = 4,616 \cdot 28 = 129,255\text{mm}$$

$$D_1=129,255\text{mm}$$

$$R_a=91,397\text{mm}$$

$$\delta_{p2}=45^\circ$$

$$D_2 = 2 \cdot R_a \cdot \sin d_{p2} = 2 \cdot 91,394 \cdot \sin 45^\circ = 129,255\text{mm}$$

$$D_2=129,255\text{mm}$$

Čelní modul:

$$D_2=129,255\text{mm}$$

$$z_2=28 \text{ zubů}$$

$$m_\varepsilon = \frac{D_2}{z_2} = \frac{129,255}{28} = 4,616\text{mm}$$

$$m_\varepsilon=4,616\text{mm}$$

Střední průměr pastorku:

$$D_1=129,255\text{mm}$$

$$b=26\text{mm}$$

$$\delta_{p1}=45^\circ$$

$$D_{m1} = D_1 - b \cdot \sin d_{p1} = 129,255 - 26 \cdot \sin 45^\circ$$

$$D_{m1} = 110,87\text{mm}$$

$$D_{m1}=110,87\text{mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$m_n=3\text{mm}$$

$$y=1$$

$$\Delta h=0$$

$$h_1 = y \cdot m_n - \Delta h = 1 \cdot 3 - 0 = 3\text{mm}$$

$$h_1=3\text{mm}$$

$$m_n=3\text{mm}$$

$$h_1=3\text{mm}$$

$$h_2 = 2 \cdot m_n - h_1 = 2 \cdot 3 - 3 = 3\text{mm}$$

$$h_2=3\text{mm}$$

Výška zubu:

$$m_n=3\text{mm}$$

$$V = 2,166 \cdot m_n = 2,166 \cdot 3 = 6,498\text{mm}$$

$$V=6,498\text{mm}$$

Výška paty zubu:

$$V=6,498\text{mm}$$

$$h_1=3\text{mm}$$

$$p_1 = V - h_1 = 6,498 - 3 = 3,498\text{mm}$$

$$p_1=3,498\text{mm}$$

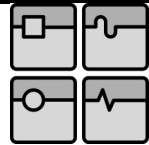
$$V=6,498\text{mm}$$

$$h_2=3\text{mm}$$

$$p_2 = V - h_2 = 6,498 - 3 = 3,498\text{mm}$$

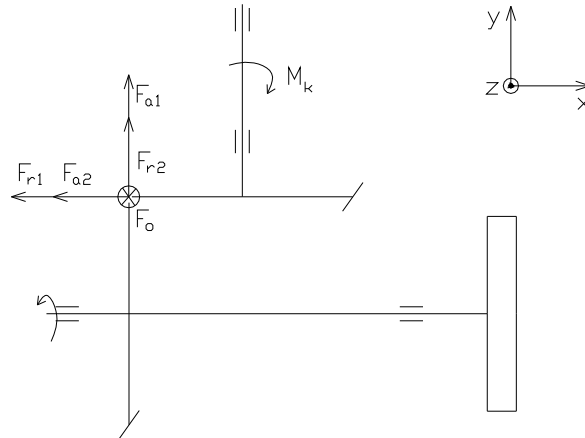
$$p_2=3,498\text{mm}$$

Délka zubu:		
$b=26 \text{ mm}$ $\delta_{p1}=45^\circ$	$L_1 = b \cdot \cos d_{p1} = 26 \cdot \cos 45^\circ = 18,385 \text{ mm}$	$L_1=18,385 \text{ mm}$
$b=26 \text{ mm}$ $\delta_{p2}=45^\circ$	$L_2 = b \cdot \cos d_{p2} = 26 \cdot \cos 45^\circ = 18,385 \text{ mm}$	$L_2=18,385 \text{ mm}$
Pomocné hodnoty:		
$h_1=3 \text{ mm}$ $\delta_{p1}=45^\circ$	$K_1 = h_1 \cdot \cos d_{p1} = 3 \cdot \cos 45^\circ = 2,121 \text{ mm}$	$K_1=2,121 \text{ mm}$
$h_2=3 \text{ mm}$ $\delta_{p1}=45^\circ$	$K_2 = h_2 \cdot \sin d_{p1} = 3 \cdot \sin 45^\circ = 2,121 \text{ mm}$	$K_2=2,121 \text{ mm}$
$h_1=3 \text{ mm}$ $\delta_{p1}=45^\circ$	$C_1 = h_1 \cdot \sin d_{p1} = 3 \cdot \sin 45^\circ = 2,121 \text{ mm}$	$C_1=2,121 \text{ mm}$
$h_2=3 \text{ mm}$ $\delta_{p1}=45^\circ$	$C_2 = h_2 \cdot \cos d_{p1} = 3 \cdot \cos 45^\circ = 2,121 \text{ mm}$	$C_2=2,121 \text{ mm}$
$D_2=129,255 \text{ mm}$ $L_1=18,385 \text{ mm}$ $C_1=2,121 \text{ mm}$	$W_1 = \frac{D_2}{2} - (C_1 + L_1) = \frac{129,255}{2} - (2,121 + 18,385)$ $W_1 = 44,121 \text{ mm}$	$W_1=44,121 \text{ mm}$
$D_1=129,255 \text{ mm}$ $L_2=18,385 \text{ mm}$ $C_2=2,121 \text{ mm}$	$W_2 = \frac{D_1}{2} - (C_2 + L_2) = \frac{129,255}{2} - (2,121 + 18,385)$ $W_2 = 44,121 \text{ mm}$	$W_2=44,121 \text{ mm}$
Vnější průměr hlavové kružnice:		
$D_1=129,255 \text{ mm}$ $h_1=3 \text{ mm}$ $\delta_{p1}=45^\circ$	$D_{ka1} = D_1 + 2 \cdot h_1 \cdot \cos d_{p1} = 129,255 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 45^\circ$ $D_{ka1} = 133,497 \text{ mm}$	$D_{ka1}=133,497 \text{ mm}$
$D_2=129,255 \text{ mm}$ $h_2=3 \text{ mm}$ $\delta_{p2}=45^\circ$	$D_{ka2} = D_2 + 2 \cdot h_2 \cdot \cos d_{p2} = 129,255 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 45^\circ$ $D_{ka2} = 133,497 \text{ mm}$	$D_{ka2}=133,497 \text{ mm}$
Vnitřní průměr hlavové kružnice:		
$D_{ka1}=133,497 \text{ mm}$ $b=26 \text{ mm}$ $\delta_{p1}=45^\circ$	$D_{ki1} = D_{ka1} - 2 \cdot b \cdot \sin d_{p1} = 133,497 - 2 \cdot 26 \cdot \sin 45^\circ$ $D_{ki1} = 96,728 \text{ mm}$	$D_{ki1}=96,728 \text{ mm}$
$D_{ka2}=133,497 \text{ mm}$ $b=26 \text{ mm}$ $\delta_{p2}=45^\circ$	$D_{ki2} = D_{ka2} - 2 \cdot b \cdot \sin d_{p1} = 133,497 - 2 \cdot 26 \cdot \sin 45^\circ$ $D_{ki2} = 96,728 \text{ mm}$	$D_{ki2}=96,728 \text{ mm}$



7.4. Silové poměry na kuželovém převodu

Silové poměry se vyšetřují na středních roztečných kružnicích. Na těchto kružnicích působí tři síly, které leží ve dvou rovinách na sebe kolmých.



Obr. 7.4-1 Silové poměry na kuželovém soukolí

Obvodová síla:

$P_m=5\text{kW}$ $D_{m1}=110,87\text{mm}$ $n_{k2}=25\text{s}^{-1}$	$F_o = \frac{P_m}{D_1 \cdot n_{k2} \cdot p} = \frac{5 \cdot 10^3}{110,87 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot p} = 547,2\text{N}$	$F_o=547,2\text{N}$
--	---	---------------------

Úhel sklonu šroubovice v místě působících sil:

$\rho=59,397\text{mm}$ $R_a=91,397\text{mm}$ $b=26\text{mm}$	$\cos b_m = \frac{r}{R_a - 0,6 \cdot b} = \frac{59,397}{91,397 - 0,6 \cdot 26} = 0,784$ $\Rightarrow b_m = 38,4^\circ$	$\beta_m=38,4^\circ$
--	---	----------------------

Axiální síla:

$F_o=547,2\text{N}$ $\alpha=20^\circ$ $\delta_{p1}=\delta_{p2}=45^\circ$ $\beta_m=38,4^\circ$	$F_{a1} = F_o \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\sin d_{01}}{\cos b_r} + \operatorname{tg} b_r \cdot \cos d_{01} \right) =$ $= 547,2 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\sin 45^\circ}{\cos 38,4^\circ} + \operatorname{tg} 38,4^\circ \cdot \cos 45^\circ \right) = 486,4\text{N}$	$F_{a1}=486,4\text{N}$
--	---	------------------------

$F_o=547,2\text{N}$ $\alpha=20^\circ$ $\delta_{p1}=\delta_{p2}=45^\circ$ $\beta_m=38,4^\circ$	$F_{a2} = F_o \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\sin d_{02}}{\cos b_r} - \operatorname{tg} b_r \cdot \cos d_{02} \right) =$ $= 547,2 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\sin 45^\circ}{\cos 38,4^\circ} - \operatorname{tg} 38,4^\circ \cdot \cos 45^\circ \right) = -127\text{N}$	$F_{a2}=-127\text{N}$
--	--	-----------------------

Radiální síla:

$F_o=547,2\text{N}$ $\alpha=20^\circ$ $\delta_{p1}=\delta_{p2}=45^\circ$ $\beta_m=38,4^\circ$	$F_{r1} = F_o \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\cos d_{01}}{\cos b_r} - \operatorname{tg} b_r \cdot \sin d_{01} \right) =$ $= 547,2 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\cos 45^\circ}{\cos 38,4^\circ} - \operatorname{tg} 38,4^\circ \cdot \sin 45^\circ \right) = -127\text{N}$	$F_{r1}=-127\text{N}$
--	--	-----------------------

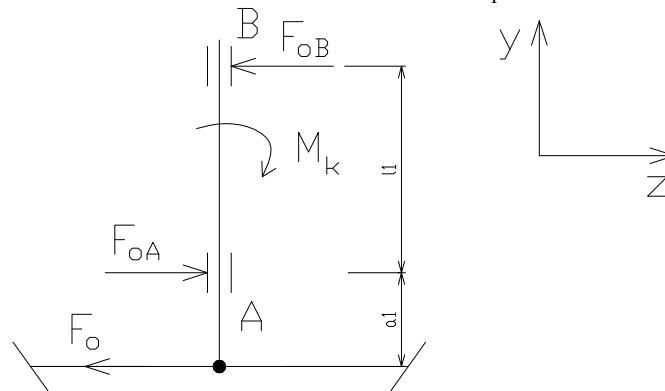
$F_0=547,2N$ $\alpha=20^\circ$ $\delta_{p1}=\delta_{p2}=45^\circ$ $\beta_m=38,4^\circ$	$F_{r2} = F_o \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\cos d_{02}}{\cos b_r} + \operatorname{tg} b_r \cdot \sin d_{02} \right) =$ $= 547,2 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\cos 45^\circ}{\cos 38,4^\circ} + \operatorname{tg} 38,4^\circ \cdot \sin 45^\circ \right) = 486,4N$	$F_{r2}=486,4N$
---	---	-----------------

7.4.1. Statický výpočet reakcí kuželového převodu

Výpočet reakcí v podporách hnacího hřídele:

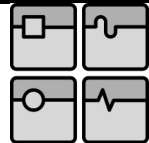
Zvolené a zadané parametry:

- Vzdálenost mezi pastorkem a ložiskem $a_1=75 \text{ mm}$
- Vzdálenost dvou ložisek $l_1=268 \text{ mm}$

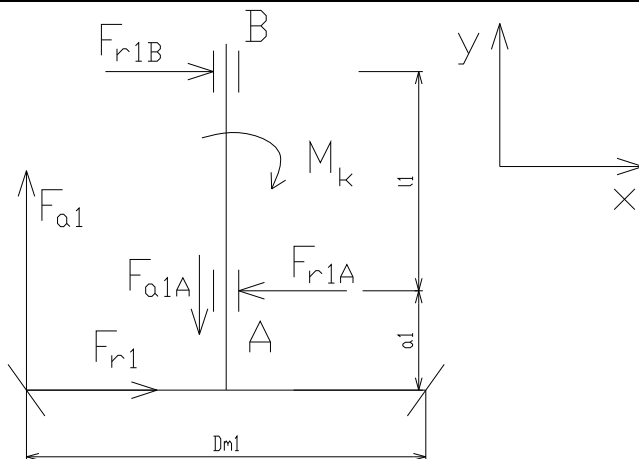


Obr. 7.4.1-1 Výpočet reakcí působících v podporách hnacího hřídele, rovina YZ

$F_0=547,2N$ $a_1=75\text{mm}$ $l_1=268\text{mm}$	$\sum M_B = 0 : -F_o \cdot (a_1 + l_1) + F_{o1A} \cdot l_1$ $\Rightarrow F_{o1A} = \frac{F_o \cdot (a_1 + l_1)}{l_1}$ $F_{o1A} = \frac{F_o \cdot (a_1 + l_1)}{l_1} = \frac{547,2 \cdot (0,075 + 0,268)}{0,268} = 188N$ $\sum M_A = 0 : -F_o \cdot a_1 + F_{o1B} \cdot l_1$ $\Rightarrow F_{o1B} = \frac{F_o \cdot a_1}{l_1}$ $F_{o1B} = \frac{F_o \cdot a_1}{l_1} = \frac{547,2 \cdot 0,075}{0,268} = 153,1N$	$F_{o1A}=188N$ $F_{o1B}=153,1N$
---	---	------------------------------------



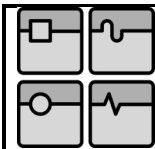
DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 7.4.1-2 Výpočet reakcí působících v podporách hnacího hřídele, rovina XY

<p> $F_{a1}=486,4N$ $D_{m1}=110,87mm$ $F_{r1}=127N$ $a_1=75mm$ $l_1=268mm$ </p>	$\sum M_{Az} = 0 : F_{r1} \cdot a_1 - F_{r1B} \cdot l_1 - F_{a1} \cdot \frac{D_{m1}}{2}$ $\Rightarrow F_{r1B} = \frac{F_{r1} \cdot a_1 - F_{a1} \cdot \frac{D_{m1}}{2}}{l_1}$ $F_{r1B} = \frac{F_{r1} \cdot a_1 - F_{a1} \cdot \frac{D_{m1}}{2}}{l_1} =$ $= \frac{127 \cdot 0,075 - 486,4 \cdot \frac{0,11087}{2}}{0,268} = -65,1N$ $\sum F_x = 0 : F_{r1} + F_{r1B} - F_{r1A} = 0 \Rightarrow F_{r1A} = F_{r1} + F_{r1B}$ $F_{r1A} = F_{r1} + F_{r1B} = 127 - 65,1 = 61,9N$ $\sum F_y = 0 : F_{a1} - F_{a1A} = 0 \Rightarrow F_{a1A} = F_{a1}$	<p> $F_{r1A}=61,9N$ $F_{r1B}=-65,1N$ $F_{a1A}=486,4N$ </p>
<p> $F_{O1A}=188N$ $F_{r1A}=61,9N$ </p>	$A_{1A} = \sqrt{F_{O1A}^2 + F_{r1A}^2} = \sqrt{188^2 + 61,9^2} = 198N$	<p>$A_{1A}=198N$</p>
<p> $F_{O1B}=153,1N$ $F_{r1B}=-65,1N$ </p>	$B_{1B} = \sqrt{F_{O1B}^2 + F_{r1B}^2} = \sqrt{153,1^2 + (-65,1)^2} = 166,4N$	<p>$B_{1B}=166,4N$</p>

Při výpočet ložisek budu vycházet z většího zatížení tj. $A_{1A} = 198 N$.

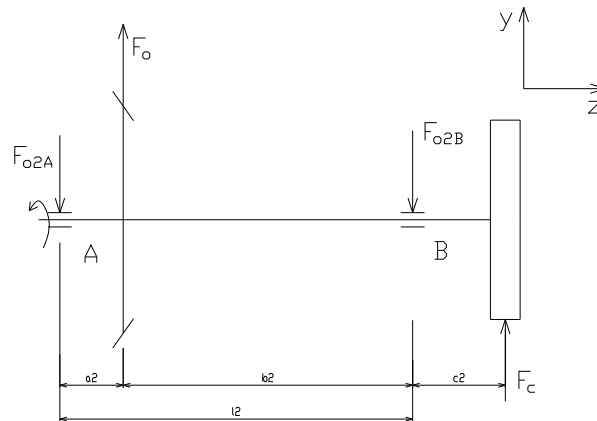


DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet reakcí v podporách vřetene:

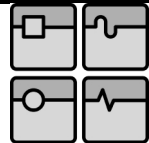
Zvolené a zadané parametry:

- Vzdálenost mezi kolem a ložiskem $a_2=54$ mm
- Vzdálenost mezi kolem a ložiskem $b_2=174$ mm
- Vzdálenost mezi ložiskem a kotoučem $c_2=126$ mm
- Vzdálenost dvou ložisek $l_2=228$ mm

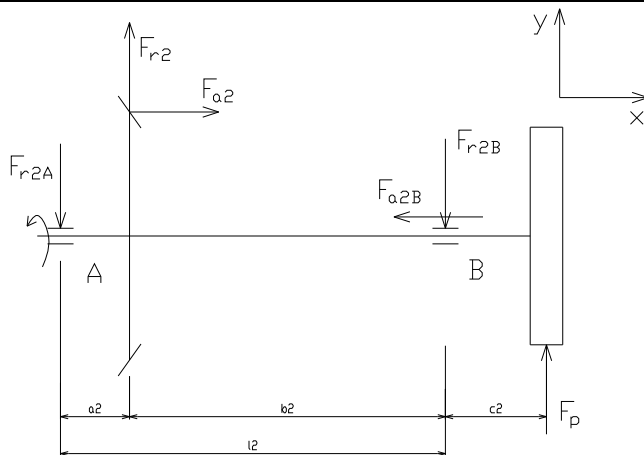


Obr. 7.4.1-3 Výpočet reakcí působících v podporách vřetene, rovina YZ

<p> $F_O=547,2N$ $F_c=181,9N$ $a_2=54mm$ $b_2=174mm$ $l_2=228mm$ $c_2=126mm$ </p>	$\sum M_B = 0 : F_{O2A} \cdot l_2 - F_O \cdot b_2 + F_c \cdot c_2$ $\Rightarrow F_{O2A} = \frac{F_O \cdot b_2 - F_c \cdot c_2}{l_2}$ $F_{O2A} = \frac{F_O \cdot b_2 + F_c \cdot c_2}{l_2} = \frac{547,2 \cdot 0,174 - 181,9 \cdot 0,126}{0,228} =$ $F_{O2A} = 317,1N$ $\sum M_A = 0 : F_O \cdot a_2 - F_{O2B} \cdot l_2 + F_c \cdot (l_2 + c_2)$ $\Rightarrow F_{O2B} = \frac{F_c \cdot (l_2 + c_2) + F_O \cdot a_2}{l_2}$ $F_{O2B} = \frac{181,9 \cdot (0,228 + 0,126) + 547,2 \cdot 0,054}{0,228} = 412N$	<p> $F_{O2A}=317,1N$ $F_{O2B}=412N$ </p>
--	---	---



DIPLOMOVÁ PRÁCE

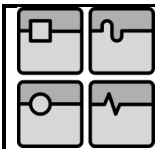


Obr. 7.4.1-4 Výpočet reakcí působících v podporách vřetene, rovina XY

<p> $F_{r2}=486,4\text{N}$ $F_p=545,7\text{N}$ $F_{a2}=127\text{N}$ $a_2=54\text{mm}$ $b_2=174\text{mm}$ $l_2=228\text{mm}$ $c_2=126\text{mm}$ $D_{m1}=110,87\text{mm}$ </p>	$\sum M_B = 0 : F_{r2A} \cdot l_2 - F_{r2} \cdot b_2 - F_{a2} \cdot \frac{D_{m2}}{2} + F_p \cdot c_2$ $\Rightarrow F_{r2A} = \frac{F_{r2} \cdot b_2 + F_{a2} \cdot \frac{D_{m2}}{2} - F_p \cdot c_2}{l_2}$ $F_{r2A} = \frac{486,4 \cdot 0,174 + 127 \cdot \frac{0,11087}{2} - 545,7 \cdot 0,126}{0,228} = 100,5\text{N}$	<p> $F_{r2A}=100,5\text{N}$ $F_{r2B}=931,6\text{N}$ $F_{a2B}=127\text{N}$ </p>
	$\sum F_y = 0 : F_{r2} - F_{r2A} - F_{r2B} + F_p = 0 \Rightarrow F_{r2B} = F_{r2} + F_p - F_{r2A}$ $F_{r2B} = F_{r2} + F_p - F_{r2A} = 486,4 + 545,7 - 100,5 = 931,6\text{N}$ $\sum F_x = 0 : F_{a2} - F_{a2B} = 0 \Rightarrow F_{a2B} = F_{a2}$	

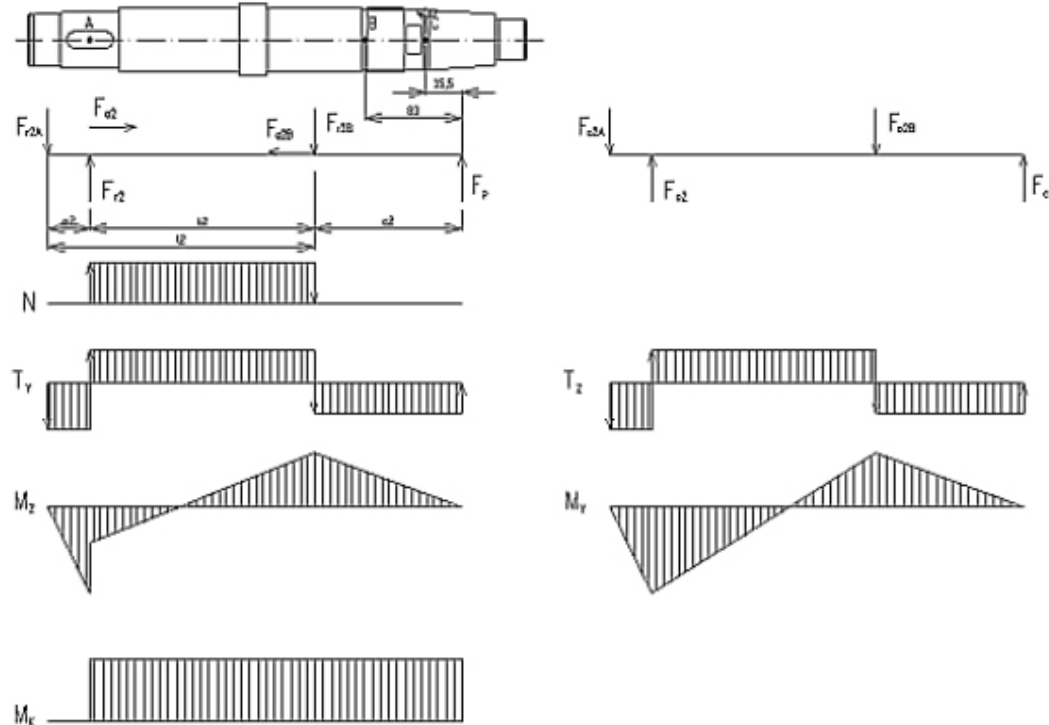
<p> $F_{O2A}=317,1\text{N}$ $F_{r2A}=100,5\text{N}$ </p>	$A_{2A} = \sqrt{F_{O2A}^2 + F_{r2A}^2} = \sqrt{317,1^2 + 100,5^2} = 332,6\text{N}$	<p>$A_{2A}=332,6\text{N}$</p>
<p> $F_{O2B}=412\text{N}$ $F_{r2B}=931,6\text{N}$ </p>	$B_{2B} = \sqrt{F_{O2B}^2 + F_{r2B}^2} = \sqrt{412^2 + 931,6^2} = 1018,6\text{N}$	<p>$B_{2B}=1018,6\text{N}$</p>

Při výpočet ložisek budu vycházet z většího zatížení tj. $B_{2B} = 1018,6\text{ N}$.



7.5. Návrh a kontrola vřetene

Kontrola vřetene je řešena podle postupu z předmětu Části a mechanismy strojů.



Obr. 7.5-1 Průběhy VVÚ vřetena

Zvolené a zadané parametry:

- Materiál vřetene 12 050.9
- Vzdálenost mezi kolem a ložiskem $a_2=54$ mm
- Vzdálenost mezi kolem a ložiskem $b_2=174$ mm
- Vzdálenost mezi ložiskem a kotoučem $c_2=126$ mm
- Vzdálenost dvou ložisek $l_2=228$ mm

7.5.1. Statické namáhání

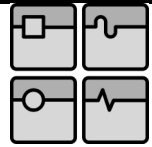
7.5.1.1. Nebezpečné místo A

Zvolené a zadané parametry:

- Průměr hřídele v nebezpečném místě $d_A=48$ mm

Výpočet ohybového momentu:

$F_{r2A}=100,5N$ $F_{a2}=127N$ $a_2=54mm$ $D_{m1}=110,87mm$	$M_{o1} = F_{r2A} \cdot a_2 - F_{a2} \cdot \frac{D_{m1}}{2} = 100,5 \cdot 0,054 - 127 \cdot \frac{0,11087}{2}$ $M_{o1} = -1,6Nm$	$M_{O1} = -1,6Nm$
$F_{O2A}=317,1N$ $a_2=54mm$	$M_{O2} = F_{O2A} \cdot a_2 = 317,1 \cdot 0,054 = 17,1Nm$	$M_{O2}=17,1Nm$
$M_{O1} = -1,6Nm$ $M_{O2}=17,1Nm$	$M_o = \sqrt{M_{O1}^2 + M_{O2}^2} = \sqrt{(-1,6)^2 + 17,1^2} = 17,2Nm$	$M_o=17,2Nm$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet smykového napětí:

$$F_{c2}=181,9\text{N}$$
$$d_{k2}=350\text{mm}$$
$$d_A=48\text{mm}$$

$$M_k = F_{c2} \cdot \frac{d_{k2}}{2} = 181,9 \cdot \frac{0,35}{2} = 31,84\text{Nm}$$
$$t_K = \frac{16 \cdot M_k}{p \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 31,84 \cdot 10^3}{p \cdot 48^3} = 1,47\text{MPa}$$

$$\tau_K=1,47\text{MPa}$$

Výpočet normálového napětí:

$$M_O=17,2\text{Nm}$$
$$d_A=48\text{mm}$$

$$s_O = \frac{32 \cdot M_O}{p \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 17,2 \cdot 10^3}{p \cdot 48^3} = 1,6\text{MPa}$$

$$\sigma_O=1,6\text{MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí podle podmínky HMH:

$$\sigma_O=1,6\text{MPa}$$
$$\tau_K=1,47\text{MPa}$$

$$s_{red} = \sqrt{s_O^2 + 3 \cdot t_K^2} = \sqrt{1,6^2 + 3 \cdot 1,47^2} = 3\text{MPa}$$

$$\sigma_{red}=3\text{MPa}$$

Bezpečnost:

$$\sigma_{red}=3\text{MPa}$$
$$R_e=420\text{MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{s_{red}} = \frac{420}{3} = 140$$

$$k=140$$

7.5.1.2. Nebezpečné místo B**Zvolené a zadané parametry:**

- Průměr hřídele v nebezpečném místě $d_B=52\text{mm}$

Výpočet ohybového momentu:

$$F_p=545,7\text{N}$$

$$M_{O1} = F_p \cdot 0,083 = 545,7 \cdot 0,083 = 45,3\text{Nm}$$

$$M_{O1}=45,3\text{Nm}$$

$$F_c=181,9\text{N}$$

$$M_{O2} = F_c \cdot 0,083 = 181,9 \cdot 0,083 = 15,1\text{Nm}$$

$$M_{O2}=15,1\text{Nm}$$

$$M_{O1}=45,3\text{Nm}$$
$$M_{O2}=15,1\text{Nm}$$

$$M_O = \sqrt{M_{O1}^2 + M_{O2}^2} = \sqrt{45,3^2 + 15,1^2} = 47,8\text{Nm}$$

$$M_O=47,8\text{Nm}$$

Výpočet smykového napětí:

$$F_{c2}=181,9\text{N}$$
$$d_{k2}=350\text{mm}$$
$$d_B=52\text{mm}$$

$$M_k = F_{c2} \cdot \frac{d_{k2}}{2} = 181,9 \cdot \frac{0,35}{2} = 31,84\text{Nm}$$
$$t_K = \frac{16 \cdot M_k}{p \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 31,84 \cdot 10^3}{p \cdot 52^3} = 1,2\text{MPa}$$

$$\tau_K=1,2\text{MPa}$$

Výpočet normálového napětí:

$$M_O=47,8\text{Nm}$$
$$d_B=52\text{mm}$$

$$s_O = \frac{32 \cdot M_O}{p \cdot d_B^3} = \frac{32 \cdot 47,8 \cdot 10^3}{p \cdot 52^3} = 3,5\text{MPa}$$

$$\sigma_O=3,5\text{MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí podle podmínky HMH:

$$\sigma_O=3,5\text{MPa}$$
$$\tau_K=1,2\text{MPa}$$

$$s_{red} = \sqrt{s_O^2 + 3 \cdot t_K^2} = \sqrt{3,5^2 + 3 \cdot 1,2^2} = 4,1\text{MPa}$$

$$\sigma_{red}=4,1\text{MPa}$$

Bezpečnost:

$$\sigma_{red}=4,1\text{MPa}$$
$$R_e=420\text{MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{s_{red}} = \frac{420}{4,1} = 102,5$$

$$k=102,5$$

7.5.1.3. Nebezpečné místo C

Zvolené a zadané parametry:

- Průměr hřídele v nebezpečném místě $d_C=52 \text{ mm}$

Výpočet ohybového momentu:

$F_p=545,7\text{N}$	$M_{o1} = F_p \cdot 0,031 = 545,7 \cdot 0,031 = 16,9\text{Nm}$	$M_{O1}=16,9\text{Nm}$
$F_c=181,9\text{N}$	$M_{o2} = F_c \cdot 0,031 = 181,9 \cdot 0,031 = 5,6\text{Nm}$	$M_{O2}=5,6\text{Nm}$

$M_{O1}=16,9\text{Nm}$ $M_{O2}=5,6\text{Nm}$	$M_o = \sqrt{M_{o1}^2 + M_{o2}^2} = \sqrt{16,9^2 + 5,6^2} = 17,8\text{Nm}$	$M_o=17,8\text{Nm}$
---	--	---------------------

Výpočet smykového napětí:

$F_{c2}=181,9\text{N}$ $d_{k2}=350\text{mm}$ $d_C=52\text{mm}$	$M_k = F_{c2} \cdot \frac{d_{k2}}{2} = 181,9 \cdot \frac{0,35}{2} = 31,84\text{Nm}$ $t_k = \frac{16 \cdot M_k}{p \cdot d_C^3} = \frac{16 \cdot 31,84 \cdot 10^3}{p \cdot 52^3} = 1,2\text{MPa}$	$\tau_K=1,2\text{MPa}$
--	--	------------------------

Výpočet normálového napětí:

$M_o=17,8\text{Nm}$ $d_A=52\text{mm}$	$s_o = \frac{32 \cdot M_o}{p \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 17,8 \cdot 10^3}{p \cdot 52^3} = 1,3\text{MPa}$	$\sigma_o=1,3\text{MPa}$
--	--	--------------------------

Výpočet redukovaného napětí podle podmínky HMH:

$\sigma_o=1,3\text{MPa}$ $\tau_K=1,2\text{MPa}$	$s_{red} = \sqrt{s_o^2 + 3 \cdot t_k^2} = \sqrt{1,3^2 + 3 \cdot 1,2^2} = 2,5\text{MPa}$	$\sigma_{red}=2,5 \text{ MPa}$
--	---	--------------------------------

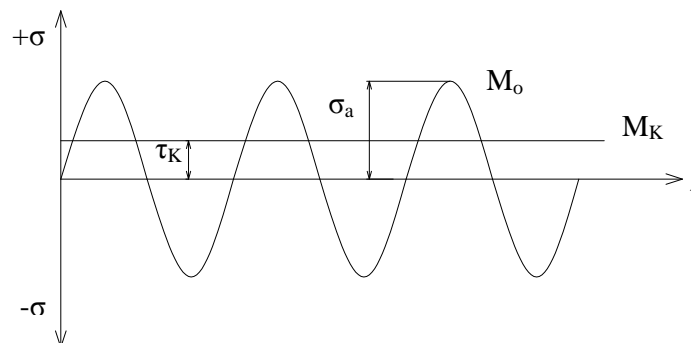
Bezpečnost:

$\sigma_{red}=2,5 \text{ MPa}$ $R_e=420\text{MPa}$	$k = \frac{R_e}{s_{red}} = \frac{420}{2,5} = 168$	$k=168$
---	---	---------

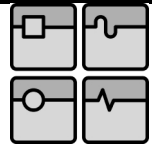
7.5.2. Cyklické namáhání

Rozebíratížení:

- jedná se o kombinované namáhání: ohyb za rotace + krut.



Obr. 7.5.2-1 Kombinované namáhání



7.5.2.1. Nebezpečné místo A

Zvolené a zadané parametry:

- Průměr hřídele v nebezpečném místě $d_A=48$ mm
- Mez pevnosti $R_m=770$ MPa
- Součinitel zatížení $k_c=1$
- Součinitel provozní teploty $k_d=1,01$
- Součinitel spolehlivosti $k_e=0,897$
- Součinitel dalších vlivů $k_f=1$
- Součinitel tvaru $\alpha_A=3$
- Poloměr zaoblení $r=0,6$

Mez únavy vzorku:

$R_m=770$ MPa	$s_c = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 770 = 388,1$ MPa	$\sigma_c=388,1$ MPa
---------------	---	----------------------

Součinitel povrchu:

$a_r=4,51$ $b_r=-0,265$ $R_m=770$ MPa	$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 770^{-0,265} = 0,77$	$k_a=0,77$
---	--	------------

Součinitel velikosti:

$d_A=48$ mm	$k_b = 1,24 \cdot d_A^{-0,107} = 1,24 \cdot 48^{-0,107} = 0,82$	$k_b=0,82$
-------------	---	------------

Heywoodův parametr:

$R_m=770$ MPa	$a_A = \left(\frac{174}{R_m}\right)^2 = \left(\frac{174}{770}\right)^2 = 0,05$	$a_A=0,05$
---------------	--	------------

Součinitel vrubu:

$\alpha_A=3$ $a_A=0,05$ $r=0,6$	$b = \frac{a_A}{1 + \frac{2 \cdot (a_A - 1) \cdot \sqrt{a_A}}{a_A \cdot \sqrt{r}}} = \frac{3}{1 + \frac{2 \cdot (3 - 1) \cdot \sqrt{0,05}}{3 \cdot \sqrt{0,6}}} = 2,2$	$\beta=2,2$
---------------------------------------	--	-------------

Mez únavy reálné součásti:

$k_a=0,77$ $k_b=0,82$ $k_c=1$ $k_d=1,01$ $k_e=0,897$ $k_f=1$ $\sigma_c=388,1$ MPa $\beta=2,2$	$s_c^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{b} \cdot s_c = \frac{0,77 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,897 \cdot 1}{2,2} \cdot 388,1 = 100,9$ MPa	$\sigma_c^*=100,9$ MPa
--	--	------------------------

Maximální ohybové napětí:

$F_p=545,7$ N $c_2=126$ mm	$M_{O1} = F_p \cdot c_2 = 545,7 \cdot 0,126 = 68,76$ Nm	$M_{O1}=68,76$ Nm
$F_c=181,9$ N $c_2=126$ mm	$M_{O2} = F_c \cdot c_2 = 181,9 \cdot 0,126 = 22,92$ Nm	$M_{O2}=22,92$ Nm
$M_{O1}=68,76$ Nm $M_{O2}=22,92$ Nm	$M_{Omax} = \sqrt{M_{O1}^2 + M_{O2}^2} = \sqrt{68,76^2 + 22,92^2} = 72,48$ Nm	$M_{Omax}=72,48$ Nm

Výpočet amplitudy napětí od ohybu a krutu:

$M_{Omax}=72,48Nm$ $d_A=48mm$	$s_a = \frac{32 \cdot M_{Omax}}{p \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 72,48 \cdot 10^3}{p \cdot 48^3} = 6,68MPa$	$\sigma_a=6,68MPa$
$M_k=31,84Nm$ $d_A=48mm$	$t_K = \frac{16 \cdot M_k}{p \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 31,84 \cdot 10^3}{p \cdot 48^3} = 1,47MPa$	$\tau_K=1,47MPa$

Bezpečnost v ohybu:

$\sigma_c^*=100,9MPa$ $\sigma_a=6,68MPa$	$k_s = \frac{s_c^*}{s_a} = \frac{100,9}{6,68} = 15,1$	$k_\sigma=15,1$
---	---	-----------------

Bezpečnost v krutu:

$\sigma_c^*=100,9MPa$ $\tau_K=1,47MPa$	$k_t = \frac{s_c^*}{t_K} = \frac{100,9}{1,47} = 68,6$	$k_\tau=68,6$
---	---	---------------

Celková bezpečnost:

$k_\sigma=15,1$ $k_\tau=68,6$	$k_c = \frac{k_s \cdot k_t}{\sqrt{k_s^2 + k_t^2}} = \frac{15,1 \cdot 68,6}{\sqrt{15,1^2 + 68,6^2}} = 14,7$	$k_c=14,7$
----------------------------------	--	------------

7.5.2.2. Nebezpečné místo B

Zvolené a zadané parametry:

- | | |
|--------------------------------------|-------------------------|
| • Průměr hřídele v nebezpečném místě | $d_B = 52 \text{ mm}$ |
| • Mez pevnosti | $R_m = 770 \text{ MPa}$ |
| • Součinitel zatížení | $k_c = 1$ |
| • Součinitel provozní teploty | $k_d = 1,01$ |
| • Součinitel spolehlivosti | $k_e = 0,897$ |
| • Součinitel dalších vlivů | $k_f = 1$ |
| • Součinitel tvaru | $\alpha_B = 2,2$ |
| • Poloměr zaoblení | $r = 0,6$ |

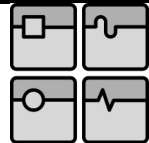
Jelikož postup výpočtu pro nebezpečné místo B je stejný jako pro místo A uvádím pouze shrnující tabulku s konečnými výsledky:

Součinitel velikosti:

$d_B=52mm$	$k_b = 1,51 \cdot d_B^{-0,107} = 1,51 \cdot 52^{-0,107} = 0,81$	$k_b=0,81$
------------	---	------------

Heywoodův parametr:

$R_m=770MPa$	$a_B = \left(\frac{104}{R_m} \right)^2 = \left(\frac{104}{770} \right)^2 = 0,018$	$a_B=0,018$
--------------	---	-------------



Mez únavy vzorku:	$\sigma_c=388,1$ MPa
Součinitel povrchu:	$k_a=0,77$
Součinitel velikosti:	$k_b=0,81$
Heywoodův vztah:	$\beta=1,85$
Mez únavy reálné součásti:	$\sigma_c^*=118,5$ MPa
Maximální ohybové napětí:	$M_{O1}=68,76$ Nm $M_{O2}=22,92$ Nm $M_{Omax}=72,48$ Nm
Výpočet amplitudy napětí od ohybu a krutu:	$\sigma_a=5,25$ MPa $\tau_K=1,15$ MPa
Bezpečnost v ohybu:	$k_\sigma=22,6$
Bezpečnost v krutu:	$k_\tau=103$
Celková bezpečnost	$k_c=22,1$

Tab. 7.5.2.2-1 Nebezpečné místo B

7.5.2.3. Nebezpečné místo C

Zvolené a zadané parametry:

- Průměr hřídele v nebezpečném místě $d_c=52$ mm
- Mez pevnosti $R_m=770$ MPa
- Součinitel zatížení $k_c=1$
- Součinitel provozní teploty $k_d=1,01$
- Součinitel spolehlivosti $k_e=0,897$
- Součinitel dalších vlivů $k_f=1$
- Součinitel tvaru $\alpha_c=2,7$
- Poloměr zaoblení $r=0,6$

Jelikož postup výpočtu pro nebezpečné místo C je stejný jako pro místo A uvádím pouze shrnující tabulku s konečnými výsledky:

Součinitel velikosti:

$d_c=52$ mm	$k_b = 1,51 \cdot d_c^{-0,107} = 1,51 \cdot 52^{-0,157} = 0,81$	$k_b=0,81$
-------------	---	------------

Heywoodův parametr:

$R_m=770$ MPa	$a_c = \left(\frac{174}{R_m}\right)^2 = \left(\frac{174}{770}\right)^2 = 0,05$	$a_c=0,05$
---------------	--	------------

Mez únavy vzorku:	$\sigma_c=388,1 \text{ MPa}$
Součinitel povrchu:	$k_a=0,77$
Součinitel velikosti:	$k_b=0,81$
Heywoodův vztah:	$\beta=2,4$
Mez únavy reálné součásti:	$\sigma_c^*=91,4 \text{ MPa}$
Maximální ohybové napětí:	$M_{O1}=68,76 \text{ Nm}$ $M_{O2}=22,92 \text{ Nm}$ $M_{Omax}=72,48 \text{ Nm}$
Výpočet amplitudy napětí od ohybu a krutu:	$\sigma_a=5,25 \text{ MPa}$ $\tau_K=1,15 \text{ MPa}$
Bezpečnost v ohybu:	$k_\sigma=17,4$
Bezpečnost v krutu:	$k_\tau=79,5$
Celková bezpečnost	$k_c=17$

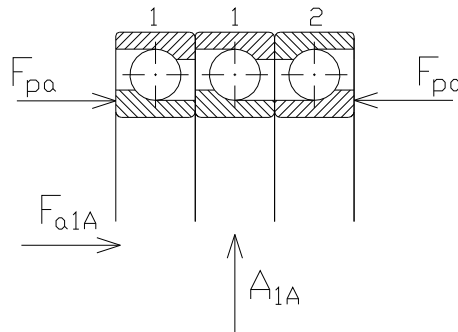
Tab. 7.5.2.3-1 Nebezpečné místo C

7.6. Výpočet ložisek

Výpočet ložisek je řešen podle postupu z předmětu Moderní metody konstrukčních výpočtů.

7.6.1. Výpočet ložisek v podpoře A na hnací hřídeli

V podpoře A na hnací hřídeli jsou voleny tři ložiska viz. Obr. 7.6.1-1. Uložení a rozměry ložisek dány zadavatelem, proto se jedná pouze o kontrolní výpočet.

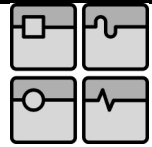


Obr. 7.6.1-1 Způsob uspořádání ložisek v podpoře A na hnací hřídeli

Použité ložisko: B7016-E-T-P4S-UL

Zvolené a zadané parametry: (koeficienty dle katalogu FAG)

- Průměr vnitřního kroužku ložiska $d=80 \text{ mm}$
- Průměr vnějšího kroužku ložiska $D=125 \text{ mm}$
- Dynamická únosnost ložiska $C=60 \text{ kN}$
- Předepnutí ložisek $F_{pa}=490 \text{ N}$
- Kontaktní úhel ložiska $\alpha_L=25^\circ$
- Výpočtový koeficient $X=0,41$
- Výpočtový koeficient $Y=0,87$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Při tomto druhu uložení se předpětí vynásobí 1,4x $\Rightarrow F_{pa} = 686N$.

Axiální síly v ložisku způsobené předpětím a radiální silou:

$A_{1A}=198N$ $F_{pa}=676N$ $\alpha_L=25^\circ$	$P_{a1} = \frac{A_{1A} \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_L + F_{pa}}{4} =$ $= \frac{198 \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ + 676}{4} = 196,7N$	$P_{a1}=196,7N$
$A_{1A}=198N$ $F_{pa}=676N$ $\alpha_L=25^\circ$	$P_{a2} = \frac{A_{1A} \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_L + F_{pa}}{2} =$ $= \frac{198 \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ + 676}{2} = 393,4N$	$P_{a2}=393,4N$

Protože $F_{pa} > P_a$ v další části výpočtu budu počítat s F_{pa} .

Axiální síly působící na ložiska:

$F_{a1A}=486,4N$ $F_{pa}=676N$	$F_{a1L} = 0,4 \cdot F_{a1A} + F_{pa} = 0,4 \cdot 486,4 + 676 = 870,6N$	$F_{a1L}=870,6N$
$F_{a1A}=486,4N$ $F_{pa}=676N$	$F_{a2L} = F_{pa} - 0,2 \cdot F_{a1A} = 676 - 0,2 \cdot 486,4 = 578,7N$	$F_{a2L}=578,7N$

Radiální síly působící na ložiska:

$F_{a1L}=870,6N$ $F_{a2L}=578,7N$ $A_{1A}=198N$	$F_{r1} = \frac{F_{a1L}^{2/3}}{2 \cdot F_{a1L}^{2/3} + F_{a2L}^{2/3}} \cdot A_{1A} = \frac{870,6^{2/3}}{2 \cdot 870,6^{2/3} + 578,7^{2/3}} \cdot 198 = 71,7N$	$F_{r1L}=71,7N$
$F_{a1L}=870,6N$ $F_{a2L}=578,7N$ $A_{1A}=198N$	$F_{r2} = \frac{F_{a2L}^{2/3}}{2 \cdot F_{a1L}^{2/3} + F_{a2L}^{2/3}} \cdot A_{1A} = \frac{578,7^{2/3}}{2 \cdot 870,6^{2/3} + 578,7^{2/3}} \cdot 198 = 54,6N$	$F_{r2L}=54,6N$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$F_{a1L}=870,6N$ $F_{r1L}=71,7N$ $X=0,41$ $Y=0,87$	$P_{r1} = X \cdot F_{r1L} + Y \cdot F_{a1L} = 0,41 \cdot 71,7 + 0,87 \cdot 870,6 = 786,8N$	$P_{r1}=786,8N$
$F_{a2L}=578,7N$ $F_{r2L}=54,6N$ $X=0,41$ $Y=0,87$	$P_{r2} = X \cdot F_{r2L} + Y \cdot F_{a2L} = 0,41 \cdot 54,6 + 0,87 \cdot 578,7 = 525,9N$	$P_{r2}=525,9N$

Hodinová trvanlivost ložisek:

$P_{r1}=786,8N$ $C=60kN$ $n_{k1}=3000\text{min}^{-1}$	$L_{10(1)} = \frac{16667}{n_{k1}} \cdot \left(\frac{C}{P_{r1}} \right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{60000}{786,8} \right)^3 = 2463751\text{hod}$	$L_{10(1)}=2\ 463\ 751$ hod
$P_{r2}=525,9N$ $C=60kN$ $n_{k1}=3000\text{min}^{-1}$	$L_{10(2)} = \frac{16667}{n_{k1}} \cdot \left(\frac{C}{P_{r2}} \right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{60000}{525,9} \right)^3 = 8250503\text{hod}$	$L_{10(2)}=8\ 250\ 503$ hod

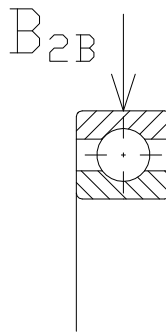
Celková trvanlivost:

$L_{10(1)}=2\ 463\ 751$ hod $L_{10(2)}=8\ 250\ 503$ hod	$L_{10} = \frac{1}{\left(\frac{2}{L_{10(1)}^{1,11}} + \frac{1}{L_{10(2)}^{1,11}}\right)^{0,9}} =$ $= \frac{1}{\left(\frac{2}{2463751^{1,11}} + \frac{1}{8250503^{1,11}}\right)^{0,9}} = 1164818\text{hod}$	$L_{10}=1\ 164\ 818$ hod
--	--	-----------------------------

Celková trvanlivost ložisek je velmi vysoká. Ale vzhledem k požadavkům zadavatele ponechávám zvolená ložiska.

7.6.2. Výpočet ložisek v podpoře A na vřetení

Z předchozích výpočtů vyplývá, že v podpoře působí pouze radiální síla, proto volím radiální kuličkové ložisko.



Obr. 7.6.2-1 Ložisko v podpoře A na vřetení

Použité ložisko: SKF 6009

Zvolené a zadané parametry: (koeficienty dle katalogu SKF)

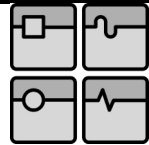
- Průměr vnitřního kroužku ložiska d=45 mm
- Průměr vnějšího kroužku ložiska D=75 mm
- Dynamická únosnost ložiska C=22,1 kN
- Výpočtový koeficient X=1

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$B_{2B} = 1018,6N$ $X=1$	$P_r = X \cdot F_{r2A} = 1 \cdot 1018,6 = 1018,6N$	$P_r = 1018,6N$
-----------------------------	--	-----------------

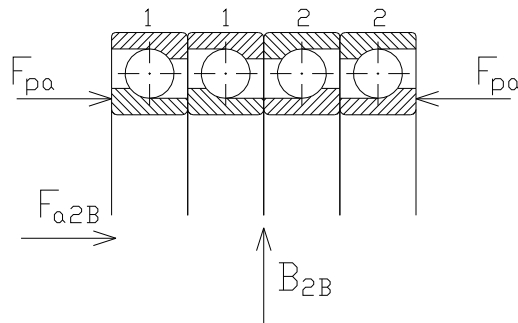
Trvanlivost ložiska:

$P_r = 1018,6N$ $C = 22,1kN$ $n_{k1} = 3000\text{min}^{-1}$	$L_{10} = \frac{16667}{n_{k1}} \cdot \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{22100}{1018,6}\right)^3 = 56742\text{hod}$	$L_{10} = 56\ 742\text{hod}$
---	---	------------------------------



7.6.3. Výpočet ložisek v podpoře B na vřetení

V podpoře B na vřetení jsou voleny dva páry předepnutých ložisek uložených do „O“ s kosoúhlým stykem viz. Obr. 7.6.3-1. Uložení a rozměry ložisek dány zadavatelem, proto se jedná pouze o kontrolní výpočet.



Obr. 7.6.3-1 Způsob uspořádání ložisek v podpoře B na vřetení

Použité ložisko: SKF 7211BECBJ - DT

Zvolené a zadané parametry: (koeficienty dle katalogu SKF)

- Průměr vnitřního kroužku ložiska $d=55 \text{ mm}$
- Průměr vnějšího kroužku ložiska $D=100 \text{ mm}$
- Dynamická únosnost ložiska $C=78 \text{ kN}$
- Předepnutí ložisek $F_{pa}=380 \text{ N}$
- Kontaktní úhel ložiska $\alpha_L=40^\circ$
- Výpočtový koeficient $X=0,35$
- Výpočtový koeficient $Y=0,57$

Při tomto druhu uložení se předpětí vynásobí $2x \Rightarrow F_{pa} = 760 \text{ N}$.

Axiální síla v ložisku způsobená předpětím a radiální silou:

$B_{2B}=1018,6\text{N}$ $F_{pa}=760\text{N}$ $\alpha_L=40^\circ$	$P_a = \frac{B_{2B} \cdot 1,2 \cdot \text{tg} \alpha_L + F_{pa}}{2} =$ $= \frac{1018,6 \cdot 1,2 \cdot \text{tg} 40^\circ + 760}{2} = 892,8\text{N}$	$P_a=892,8\text{N}$
--	--	---------------------

Protože $F_{pa} < P_a$ v další části výpočtu budu počítat s P_a

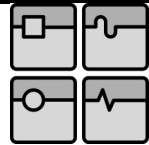
Axiální síly působící na dvojici ložisek (1) a (2):

$F_{a2B}=127\text{N}$ $P_a=892,8\text{N}$	$F_{a1L} = \frac{2}{3} \cdot F_{a2B} + P_a = \frac{2}{3} \cdot 127 + 892,8 = 977,5\text{N}$	$F_{a1L}=977,5\text{N}$
$F_{a2B}=127\text{N}$ $P_a=892,8\text{N}$	$F_{a2L} = P_a - \frac{1}{3} \cdot F_{a2B} = 892,8 - \frac{1}{3} \cdot 127 = 850,5\text{N}$	$F_{a2L}=850,5\text{N}$

Radiální síly působící na dvojici ložisek (1) a (2):

$F_{a1L}=977,5\text{N}$ $F_{a2L}=850,5\text{N}$ $B_{2B}=1018,6\text{N}$	$F_{r1} = \frac{F_{a1L}^{2/3}}{F_{a1L}^{2/3} + F_{a2L}^{2/3}} \cdot B_{2B} = \frac{977,5^{2/3}}{977,5^{2/3} + 850,5^{2/3}} \cdot 1018,6 = 533\text{N}$	$F_{r1L}=533\text{N}$
---	--	-----------------------

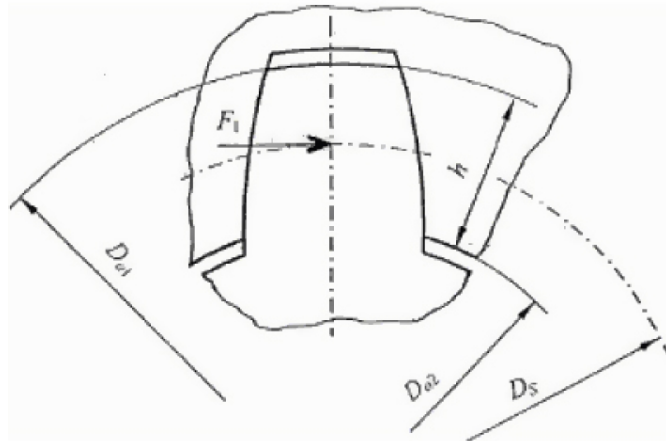
$F_{a1L}=977,5N$ $F_{a2L}=850,5N$ $B_{2B}=1018,6N$	$F_{r2} = \frac{F_{a2L}^{2/3}}{F_{a1L}^{2/3} + F_{a2L}^{2/3}} \cdot B_{2B} = \frac{850,5^{2/3}}{977,5^{2/3} + 850,5^{2/3}} \cdot 1018,6 = 485,7N$	$F_{r2L}=485,7N$
Ekvivalentní dynamické zatížení na dvojici ložisek (1) a (2):		
$F_{a1L}=977,5N$ $F_{r1L}=533N$ $X=0,35$ $Y=0,57$	$P_{r1} = X \cdot F_{r1L} + Y \cdot F_{a1L} = 0,35 \cdot 533 + 0,57 \cdot 977,5 = 743,7N$	$P_{r1}=743,7N$
$F_{a2L}=850,5N$ $F_{r2L}=485,7N$ $X=0,35$ $Y=0,57$	$P_{r2} = X \cdot F_{r2L} + Y \cdot F_{a2L} = 0,35 \cdot 485,7 + 0,57 \cdot 850,5 = 654,8N$	$P_{r2}=654,8N$
Hodinová trvanlivost jednotlivé dvojice (1) a (2):		
$P_{r1}=743,7N$ $C=78kN$ $n_{k1}=3000min^{-1}$	$L_{10(1)} = \frac{16667}{n_{k1}} \cdot \left(\frac{C}{P_{r1}} \right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{78000}{743,7} \right)^3 = 6409537hod$	$L_{10(1)}=6\ 409\ 537$ hod
$P_{r2}=654,8N$ $C=78kN$ $n_{k1}=3000min^{-1}$	$L_{10(2)} = \frac{16667}{n_{k1}} \cdot \left(\frac{C}{P_{r2}} \right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{78000}{654,8} \right)^3 = 9390614hod$	$L_{10(2)}=9\ 390\ 614$ hod
Celková trvanlivost:		
$L_{10(1)}=6\ 409\ 537$ hod $L_{10(2)}=9\ 390\ 614$ hod	$L_{10} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_{10(1)}^{1,11}} + \frac{1}{L_{10(2)}^{1,11}} \right)^{0,9}} =$ $= \frac{1}{\left(\frac{1}{6409537^{1,11}} + \frac{1}{9390614^{1,11}} \right)^{0,9}} = 4010769hod$	$L_{10}=4\ 010\ 769$ hod
Celková trvanlivost ložisek je velmi vysoká. Ale vzhledem k požadavkům zadavatele ponechávám zvolená ložiska.		



7.7. Kontrola přenosu kroutícího momentu [6]

7.7.1. Kontrola evolventního drážkování

Drážkování bylo navrženo pro frézovací hlavu od firmy FOTEC GmbH. Zadavatel si přál vyzkoušený uzel zachovat i na brousící hlavě, proto by měla být bezpečnost vysoká.



Obr. 7.7.1-1 Evolventní ozubení

Evolventní drážkování DIN 5480-N50x1,25x30x38xH9

Zvolené a zadané parametry:

- Jmenovitý (základní) průměr drážkování $D_d=50$ mm
- Modul $m_n=1,25$ mm
- Počet zubů $z_d=38$ zubů
- Délka drážkování $l_d=45$ mm
- Dovolенý tlak $p_D=80$ MPa

Kontrola evolventního drážkování dle ČSN 01 4952

Hlavový průměr hřídele a náboje: - středění na boky zubů

$D_d=50$ mm $m_n=1,25$ mm	$D_{a1d} = D_d - 0,2 \cdot m_n = 50 - 0,2 \cdot 1,25 = 49,75$ mm $D_{a2d} = D_d - 2 \cdot m_n = 50 - 2 \cdot 1,25 = 47,5$ mm	$D_{a1d}=49,75$ mm $D_{a2d}=47,5$ mm
------------------------------	---	---

Střední průměr drážkování:

$D_{a1d}=49,75$ mm $D_{a2d}=47,5$ mm	$D_s = \frac{D_{a1d} + D_{a2d}}{2} = \frac{49,75 + 47,5}{2} = 48,625$ mm	$D_s=48,625$ mm
---	--	-----------------

Síla na jeden zub: - za předpokladu, že polovina zubů hřídele přenáší M_k

$n_{k2}=25$ s ⁻¹ $P_m=5$ kW $D_s=48,625$ mm $z_d=38$ zubů	$M_k = \frac{P_m}{2 \cdot p \cdot n_{k2}} = \frac{5 \cdot 10^3}{2 \cdot p \cdot 25} = 31,84$ Nm $F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0,5 \cdot z_d \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 31,8 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 38 \cdot 48,625} = 69$ N	$F_1=69$ N
---	---	------------

Tlak:

$F_1=69$ N $D_{a1d}=49,75$ mm $D_{a2d}=47,5$ mm $l_d=45$ mm $p_D=80$ MPa	$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l} = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1d} - D_{a2d}) \cdot l_d} = \frac{2 \cdot 69}{(49,75 - 47,5) \cdot 45} = 1,4$ MPa $p_1 < p_D \Rightarrow$ vyhovuje	$p_1=1,4$ MPa
--	--	---------------

7.7.2. Výpočet pera

Podle průměru hřídele pod kuželovým kolem volím dle ČSN 02 2562 normalizovaný průřez pera. Při pevnostním výpočtu předpokládám, že tlaky p_1 a p_2 jsou rozloženy rovnoměrně na kontaktních plochách. V náboji je otláčována jen přímá část pera, proto činná délka pera je určena z tlaku p_2 .

Zvolené a zadané parametry:

- Průměr hřídele pod kolem $d_h=45$ mm
- Dovolený tlak $p_D=120$ MPa
- Výška pera $h=9$ mm
- Šířka pera $b_p=14$ mm
- Výška drážky v náboji $t_1=3,5$ mm
- Výška drážky v hřídeli $t=5,5$ mm

$n_{k2}=25s^{-1}$ $P_m=5kW$ $t_1=3,5mm$ $d_h=45mm$ $p_D=120MPa$	$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_D \Rightarrow l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1}$ $M_k = \frac{P_m}{2 \cdot p \cdot n_{k2}} = \frac{5 \cdot 10^3}{2 \cdot p \cdot 25} = 31,84 Nm$ $F_2 = \frac{M_k}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{31,84 \cdot 10^3}{\frac{45}{2} + \frac{3,5}{2}} = 1313 N$ $l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} \geq \frac{1313}{120 \cdot 3,5} \geq 3,2 mm$ $l = l' + b_p = 3,2 + 14 = 17,2 mm$	$l' > 3,2 mm$ $l > 17,2 mm$
---	--	--------------------------------

volím PERO 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562

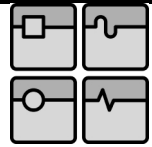
7.8. Zjednodušený kontrolní pevnostní výpočet kuželového soukolí [5]

Zjednodušený kontrolní výpočet platí pro čelní a hřebenová soukolí a vychází z kontrolního výpočtu dle ČSN 01 4686. Vzhledem k tomu, že do ČSN 01 4686 nebyl doplněn a upřesněn pevnostní výpočet kuželových kol, tento výpočet byl použit i pro kuželové soukolí. Zjednodušený kontrolní výpočet je třeba provést jak pro pastorek, tak pro kolo kontrolovaného soukolí a slouží pro ověření provozuschopnosti ozubených kol. S ohledem na použitá zjednodušení je nutné uvažovat vyšší hodnoty součinitelů bezpečnosti S_{Hmin} a S_{Fmin} .

7.8.1. Kontrola únavy v dotyku

Zvolené a zadané parametry:

- Materiál ozubeného kola 2 $14\ 240.9$
- Součinitel materiálu $Z_E=190$
- Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů $Z_H=2,12$
- Součinitel součtové délky $Z_g=0,77$
- Součinitel vnějších dynamických sil $K_A=1,5$
- Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{H\beta}=1,22$
- Součinitel podílu zatížení $K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$
- Součinitel výchozí drsnosti boků zubů $Z_R=0,85$
- Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti $S_{Hlim}=1,5$
- Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim}=690$ MPa



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$Z_E=190\text{MPa}$ $Z_H=2,12$ $Z_\epsilon=0,77$ $F_O=547,2\text{N}$ $b=26\text{mm}$ $i=1$ $D_{m1}=110,87\text{mm}$	$S_H = S_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq S_{HP}$ $S_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_O}{b \cdot D_{m1}} \cdot \frac{i+1}{i}}$ $S_{HO} = 190 \cdot 2,12 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{547,2}{26 \cdot 110,87} \cdot \frac{1+1}{1}} = 191,1\text{MPa}$	$\sigma_{HO}=191,1\text{MPa}$
$K_A=1,5$ $K_{H\beta}=1,22$ $K_{H\alpha} \cdot K_{HV}=1,2$	$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$ $K_H = 1,5 \cdot 1,22 \cdot 1,2 = 2,196$	$K_H=2,196$
$\sigma_{HO}=191,1\text{MPa}$ $K_H=2,196$	$S_H = S_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq S_{HP}$ $S_H = 191,1 \cdot \sqrt{2,196} = 283,2\text{MPa}$	$\sigma_H=283,2\text{MPa}$
$\sigma_{Hlim}=690\text{MPa}$ $Z_R=0,85$ $S_{Hlim}=1,5$	$S_{HP} = \frac{S_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{690 \cdot 0,85}{1,5} = 391\text{MPa}$ $S_H < S_{HP} \Rightarrow \text{vyhovuje}$	$\sigma_{HP}=391\text{MPa}$

7.8.2. Kontrola statické únosnosti v dotyku

Zvolené a zadané parametry:

- Materiál ozubeného kola 2 14 240.9
- Součinitel vnějších dynamických sil $K_{AS}=3$
- Mez kluzu $R_e=500\text{MPa}$

$F_O=547,2\text{N}$ $K_{AS}=3$	$S_{Hmax} = S_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{oA} \cdot K_H}{F_O}} \leq S_{HPmax}$ $F_{oA} = F_O \cdot K_{AS} = 547,2 \cdot 3 = 1641,6\text{N}$	$F_{oA}=1641,6\text{N}$
$\sigma_{HO}=191,1\text{MPa}$ $F_{oA}=1641,6\text{N}$ $F_O=547,2\text{N}$ $K_H=2,196$	$S_{Hmax} = S_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{oA} \cdot K_H}{F_O}} = 191,1 \cdot \sqrt{\frac{1641,6 \cdot 2,196}{547,2}}$ $S_{Hmax} = 478,8\text{MPa}$	$\sigma_{Hmax}=478,8\text{MPa}$
$R_e=500\text{MPa}$	$S_{HPmax} = 2,8 \cdot R_{p0,2} = 2,8 \cdot 500 = 1400\text{MPa}$ $S_{Hmax} < S_{HPmax} \Rightarrow \text{vyhovuje}$	$\sigma_{HPmax}=1400\text{MPa}$

7.8.3. Kontrola únavy v ohybu

Zvolené a zadané parametry:

- Materiál ozubeného kola 2 14 240.9
- Součinitel vnějších dynamických sil $K_A=1,5$
- Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{F\beta}=1,22$
- Součinitel podílu zatížení $K_{F\alpha} \cdot K_{FV}=1,2$

- Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí $Y_{FS}=4,28$
- Součinitel sklonu zubu $Y_{\beta}=0,75$
- Součinitel vlivu záběru profilu $Y_{\epsilon}=0,58$
- Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flimb}=512 \text{ MPa}$
- Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti $S_{Flim}=1,4$

$K_A=1,5$ $K_{F\beta}=1,22$ $K_{F\alpha} \cdot K_{FV}=1,2$	$s_F = \frac{F_O}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_b \cdot Y_e \leq s_{FP}$ $K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa} \cdot K_{FV} = 1,5 \cdot 1,22 \cdot 1,2 = 2,196$	$K_F=2,196$
--	--	-------------

$F_O=547,2N$ $b=26mm$ $m_n=3mm$ $K_F=2,196$ $Y_{FS}=4,28$ $Y_{\beta}=0,75$ $Y_{\epsilon}=0,58$	$s_F = \frac{F_O}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_b \cdot Y_e \leq s_{FP}$ $s_F = \frac{547,2}{26 \cdot 3} \cdot 2,196 \cdot 4,28 \cdot 0,75 \cdot 0,58 = 28,7MPa$	$\sigma_F=28,7MPa$
--	--	--------------------

$\sigma_{Flimb}=512MPa$ $S_{Fmin}=1,4$	$s_{FP} = \frac{s_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{512}{1,4} = 366MPa$ $s_F < s_{FP} \Rightarrow \text{vyhovuje}$	$\sigma_{FP}=366 \text{ MPa}$
---	---	-------------------------------

7.8.4. Kontrola statické únosnosti v ohybu

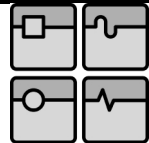
Zvolené a zadané parametry:

- Materiál ozubeného kola 2 14 240.9
- Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flimb}=512 \text{ MPa}$

$\sigma_F=25,9MPa$ $F_{oA}=1641,6N$ $F_O=547,2N$	$s_{Fmax} = s_F \cdot \frac{F_{oA}}{F_O} \leq s_{FPmax}$ $s_{Fmax} = 25,9 \cdot \frac{1641,6}{547,2} = 77,7MPa$	$\sigma_{Fmax}=77,7MPa$
--	---	-------------------------

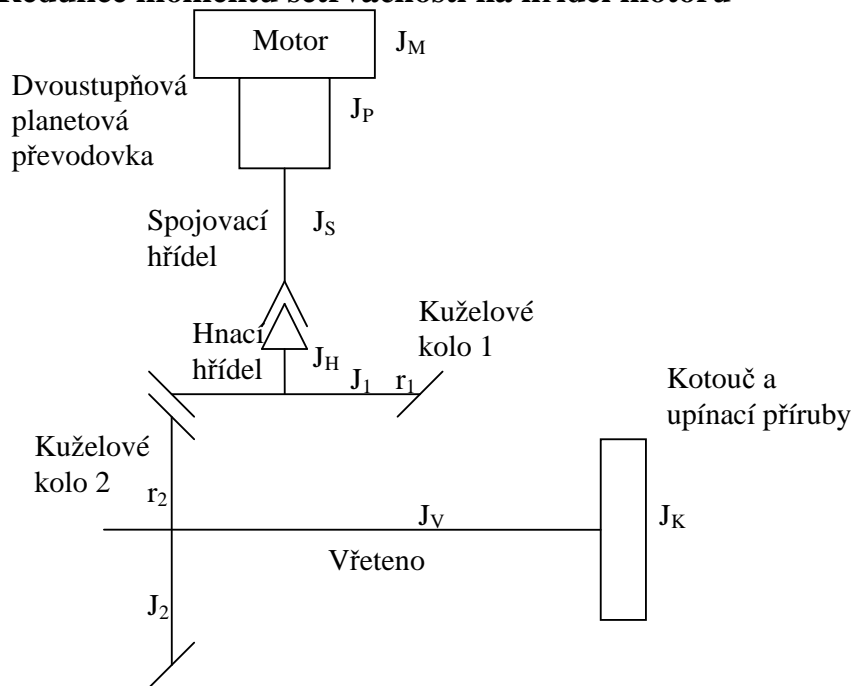
$\sigma_{Flimb}=512MPa$	$s_{FPmax} \geq 0,8 \cdot s_{FSI}$ $s_{FSI} = 2,5 \cdot s_{Flimb} = 2,5 \cdot 512 = 1280MPa$ $s_{FPmax} = 0,8 \cdot 1280 = 1024MPa$ $s_{Fmax} < s_{FPmax} \Rightarrow \text{vyhovuje}$	$\sigma_{FPmax}=1024MPa$
-------------------------	--	--------------------------

Protože pastorek (kolo 1) i ozubené kolo (kolo 2) mají stejné rozměry, působí na ně stejné síly a materiál pastorku je lepší než ozubeného kola, není nutné kontrolovat pastorek a kolo zvlášť, ale stačí pouze kontrola kola.



7.9. Rozběh

7.9.1. Redukce momentu setrvačnosti na hřídel motoru



Obr. 7.9.1-1 Schéma brousícího zařízení

Momenty setrvačnosti jednotlivých dílů brousícího zařízení jsou vygenerovány programem Inventor. Momenty setrvačnosti planetové převodovky a rotoru jsou zjištěné od výrobce.

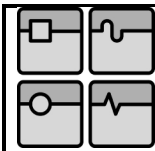
Zvolené a zadané parametry:

- | | |
|--|---|
| • Moment setrvačnosti rotoru | $J_M = 0,128 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Moment setrvačnosti planetové převodovky | $J_P = 0,0174 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Moment setrvačnosti spojovacího hřídele | $J_S = 0,043 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Moment setrvačnosti hnacího hřídele | $J_H = 0,00233 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Moment setrvačnosti kuželového kola 1 | $J_1 = 0,00741 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Moment setrvačnosti kuželového kola 2 | $J_2 = 0,00506 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Moment setrvačnosti vřetena | $J_V = 0,00247 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Moment setrvačnosti kotouče a upínacích přírub | $J_K = 0,08149 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| • Poloměr kuželového kola 1 | $r_1 = 64,63\text{mm}$ |
| • Poloměr kuželového kola 2 | $r_2 = 64,63\text{mm}$ |

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

- protože poloměry kuželových kol jsou stejné, je převod (r_1/r_2) roven 1

$J_M = 0,128 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_P = 0,0174 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_S = 0,043 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_H = 0,00233 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_1 = 0,00741 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_2 = 0,00506 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_V = 0,00247 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_K = 0,08149 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$J_{RED} = J_M + J_P + J_S + J_H + (J_1 + J_2 + J_V + J_K) \cdot \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2$ $J_{RED} = 0,128 + 0,0174 + 0,043 + 0,00233 + 0,00741 +$ $+ 0,00506 + 0,00247 + 0,08149 = 0,287 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$J_{RED} = 0,287 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
---	---	---



7.9.2. Doba rozběhu

Zvolené a zadané parametry:

- Výkon motoru $P_m = 5 \text{ kW}$
- Jmenovité otáčky motoru $n = 1200 \text{ min}^{-1}$
- Maximální otáčky motoru $n_{\max} = 6500 \text{ min}^{-1}$
- Kroutící moment motoru $M = 39,8 \text{ Nm}$

Jmenovité otáčky motoru jsou $n = 1200 \text{ min}^{-1}$. Tyto otáčky rozdělují momentovou a výkonovou charakteristiku na dvě části. A to na $M_m = \text{konst}$ a $P_m = \text{konst}$.

Rozběh soustavy je počítán pro kotouč o průměru 350 mm, který má maximální otáčky 1500 min^{-1} .

Doba rozběhu z 0 na 1200 min^{-1} : - při konstantním momentu





$J_{RED} = 0,287 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ $M = 39,8 \text{ Nm}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	$t_{r1} = \frac{J_{RED} \cdot 2 \cdot p \cdot \frac{n}{60}}{M} = \frac{0,287 \cdot 2 \cdot p \cdot \frac{1200}{60}}{39,8} = 0,906 \text{ s}$	$t_{r1} = 0,906 \text{ s}$
---	--	----------------------------

Doba rozběhu z 1200 na 1500 min^{-1} : - při konstantním výkonu

$J_{RED} = 0,287 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ $P_m = 5 \text{ kW}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ $n_{\max 1} = 1500 \text{ min}^{-1}$	$M = \frac{P}{2 \cdot p \cdot n}$ $M = J_{RED} \cdot 2 \cdot p \cdot \frac{dn}{dt}$ $\frac{P}{2 \cdot p \cdot n} = J_{RED} \cdot 2 \cdot p \cdot \frac{dn}{dt}$ $dt = \frac{4 \cdot p^2 \cdot n \cdot J_{RED} \cdot dn}{P}$ $t_{r2} = \frac{4 \cdot p^2 \cdot J_{RED}}{P} \cdot \int_n^{n_{\max 1}} n \cdot dn = \frac{4 \cdot p^2 \cdot J_{RED}}{P} \cdot \left[\frac{n^2}{2} \right]_n^{n_{\max 1}}$ $t_{r2} = \frac{4 \cdot p^2 \cdot J_{RED}}{P} \cdot \left[\frac{n_{\max 1}^2}{2} - \frac{n^2}{2} \right]$ $t_{r2} = \frac{4 \cdot p^2 \cdot 0,287}{5 \cdot 10^3} \cdot \left[\frac{\left(\frac{1500}{60}\right)^2}{2} - \frac{\left(\frac{1200}{60}\right)^2}{2} \right] = 0,25 \text{ s}$	$t_{r2} = 0,25 \text{ s}$
--	--	---------------------------

Celková doba rozběhu motoru z 0 na 1500 min^{-1} :

$t_{r1} = 0,906 \text{ s}$ $t_{r2} = 0,25 \text{ s}$	$t_r = t_{r1} + t_{r2} = 0,906 + 0,25 = 1,156 \text{ s}$	$t_r = 1,156 \text{ s}$
---	--	-------------------------

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8. TRIBOTECHNIKA UZLŮ

8.1. Mazání kuželového soukolí

Jedním z požadavků zadavatele bylo použít na kuželové soukolí plastické mazivo a to z důvodu negativní zkušenosti s mazáním olejem ve frézovací hlavě. Po četných konzultacích s firmou TOS ZNOJMO, a.s. bylo doporučeno plastické mazivo OPTIMOL (CASTROL) LONGTIME PD02. S nutností pečlivého záběhu při odstupňovaných otáčkách, kontrolou oteplení (max. 25°C nad teplotou okolí) a kontrolou hlučnosti [11].

8.2. Mazání ložisek [15]

Mazání všech ložisek je pomocí plastického maziva, z důvodu bezúdržbového provozu po dobu životnosti ložisek. K mazání byla volena trvalá tuková náplň od firmy SKF s označením **LGHP 2**.

Jedná se o tuhé mazivo na bázi minerálního oleje. Mazivo je použitelné pro všechny druhy kuličkových ložisek. Může pracovat v široké škále teplot od -40°C do 150°C, od středních až po vysoké rychlosti.

8.3. Chlazení brousícího kotouče

Při broušení vzniká velké množství tepla, proto je nutné přivést do místa styku velké množství chladicí kapaliny. Potřebný průtok chladicí kapaliny je okolo 100 l/min. Takový průtok není možné vést středem smykadla, proto bude přívod chladicí kapaliny externí a dále nebude v diplomové práci řešen.

9. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Přesné ceny jednotlivých komponent je velice obtížné získat, ale po konzultaci ve firmě ČKD Blansko je navržena orientační nabídková cena:

- cena úhlové brousící hlavy pro ČKD Blansko od výrobce z SRN je 46 000 EUR a 18 000 EUR za zpracování konstrukční dokumentace. (což v přepočtu 25 Kč/1EUR je 1 600 000 Kč).

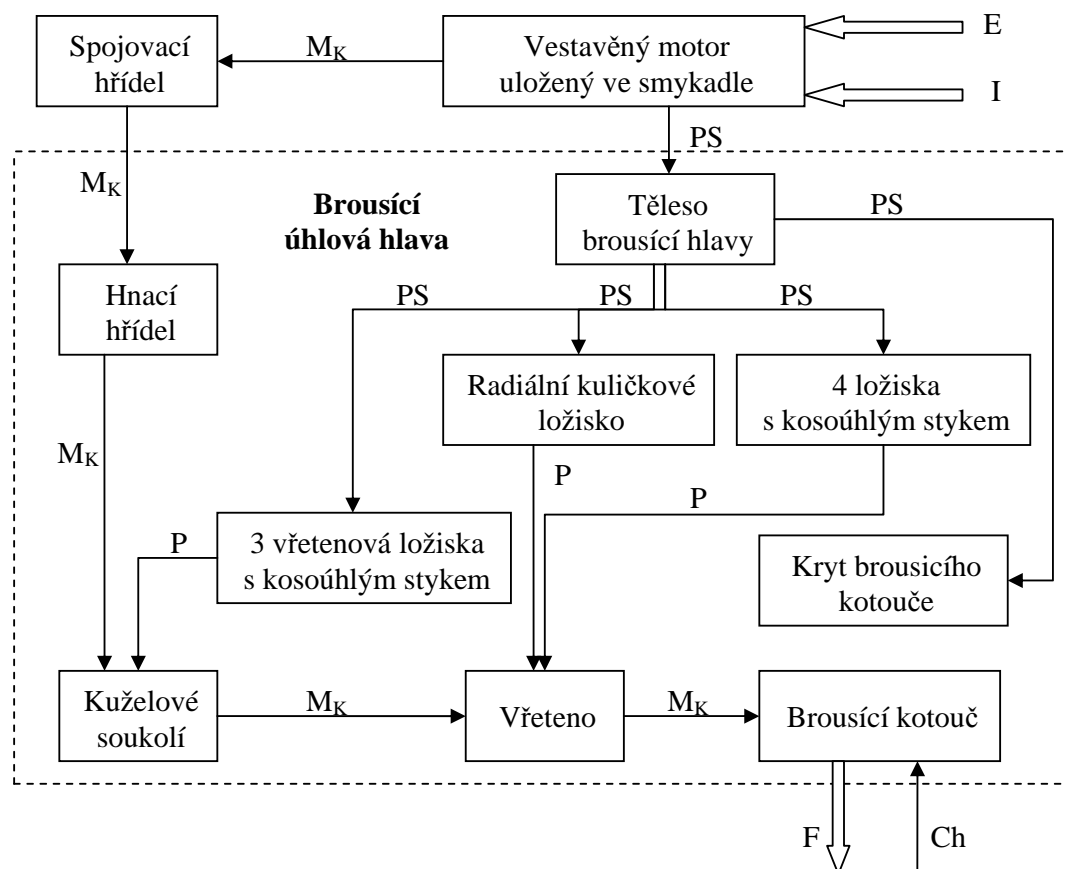
Brousící zařízení je konstruováno z velkého počtu normalizovaných součástí, které lze pořídit od dodavatelů. Ostatní komponenty jsou voleny tak, aby se mohli vyrábět v ČKD Blansko nebo v kooperaci.

- předpokládaná cena úhlové brousící hlavy vyrobené ve firmě ČKD Blansko je odhadována na 620 000 Kč.

10. ANALÝZA RIZIK

Na základě blokového schématu byla vypracována systémová analýza pro navrhovanou brousící úhlovou hlavu dle ČSN EN ISO 12 100-1.

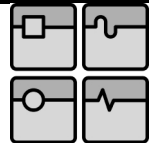
Blokové schéma:



Obr. 10-1 Blokové schéma brousícího zařízení

E – elektrická energie, I – informace, Ch – chladicí kapalina, PS – pasivní polohová vazba, P – rotační polohová vazba, M_K – kroutící moment, F – síla

V příloze jsou uvedena relativní nebezpečí spojená se strojem a výtípané hlavní nebezpečné prostory celého stroje.



11. ANALÝZA SHODY

Výtah ze SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2006/42/ES, co se týká brousícího zařízení pro svíly soustruh.

Citace z [9]

Konstrukce strojního zařízení z hlediska manipulace

Strojní zařízení nebo každá z jeho částí musí:

- umožňovat bezpečnou manipulaci a přepravu,
- být zabaleny nebo upraveny tak, že je lze bezpečně skladovat bez poškození.

Pokud hmotnost, rozměry nebo tvar strojního zařízení nebo jeho různých součástí neumožňují ruční manipulaci, strojní zařízení nebo každá z jeho součástí musí:

- být buď vybaveny úchyty pro připojení ke zdvihacímu zařízení, nebo
- být navrženy tak, aby mohly být těmito úchyty vybaveny, nebo
- mít takový tvar, aby je bylo možné snadno připojit k běžnému zdvihacímu zařízení.

Má-li být strojní zařízení nebo jedna z jeho částí přemísťována ručně, musí být:

- snadno přemísitelné nebo
- vybaveny prostředky pro uchopení a bezpečné přemísťování.

Zvláštní opatření musí být přijata v případě manipulace s nástroji nebo částmi strojního zařízení, i s nízkou hmotností, pokud by mohly být nebezpečné.

Riziko destrukce během provozu

Různé části strojního zařízení a jejich spoje musí vydržet namáhání, kterým jsou vystaveny při používání. Trvanlivost použitých materiálů musí být přiměřená pracovnímu prostředí, v němž jsou podle předpokladu výrobce nebo jeho zplnomocněného zástupce používány, zejména s ohledem na únavu materiálu, stárnutí, korozi a oděr. V návodu k používání musí být uveden druh a četnost prohlídek a údržby, které se z bezpečnostních důvodů vyžadují. Případně v něm musí být uvedeny části vystavené opotřebení a kritéria jejich výměny.

Rizika způsobená padajícími nebo vymrštěnými předměty

Musí se učinit opatření, aby se zabránilo rizikům způsobeným padajícími nebo vymrštěnými předměty.

Rizika způsobená pohybujícími se částmi

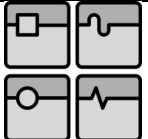
Pohybující se části strojního zařízení musí být navrženy a konstruovány tak, aby se vyloučila všechna nebezpečí dotyku, která by mohla způsobit úraz, nebo tam, kde taková rizika přetrvávají, aby byly vybaveny ochrannými kryty nebo ochranným zařízením. Musí se přijmout všechna nezbytná opatření, aby se zabránilo náhodnému zablokování pohybujících se pracovních částí. V případech, kdy i přes účinná opatření může dojít k zablokování, musí být případně k dispozici zvláštní ochranná zařízení nebo nástroje, aby mohlo být zařízení bezpečně odblokováno. Tato zvláštní ochranná zařízení jsou uvedena v návodu k používání a případně i na označení na strojním zařízení společně s uvedením způsobu, jakým se mají použít.

Pohybující se části převodů

Ochranné kryty používané k ochraně osob před riziky způsobenými pohybujícími se částmi převodů musí být:

- buď pevné ochranné kryty
- snímatelné ochranné kryty

Snímatelné ochranné kryty se zajištěním se používají tam, kde se předpokládá častý přístup.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 55
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pohybující se části přímo se podílející na pracovním procesu

Ochranné kryty nebo ochranná zařízení navržená pro ochranu osob před riziky spojenými s pohybujícími se částmi podílejícími se na pracovním procesu musí být:

- *bud' pevné ochranné kryty nebo*
- *snímatelné ochranné kryty nebo*
- *jejich kombinace.*

Jestliže však určité pohybující se části, které se přímo podílejí na pracovním procesu, nemohou být během provozu vzhledem k úkonům, které vyžadují zásah obsluhy, zcela nepřístupné, musí být vybaveny:

- *pevnými ochrannými kryty nebo snímatelnými ochrannými kryty se zajištěním bránícími přístupem k těm částem, které nejsou při práci používány, a*
- *nastavitelnými ochrannými kryty omezujícími přístup k pohybujícím se částem, ke kterým je přístup nezbytný.*

Obecné požadavky na ochranné kryty a zařízení:

- *musí mít robustní konstrukci,*
- *musí být bezpečně upevněny na místě,*
- *nesmějí způsobovat žádné další riziko,*
- *nesmějí být navrženy tak, aby je bylo snadné odstranit nebo aby se staly neúčinnými,*
- *musí být umístěny v přiměřené vzdálenosti od nebezpečného prostoru,*
- *musí co nejméně bránit v pohledu na výrobní proces a*
- *musí umožňovat základní práce prováděné při instalaci nebo při výměně nástrojů a rovněž při údržbě, jeli to možné bez vyřazení ochranných krytů nebo ochranného zařízení, přičemž přístup musí být omezen výlučně na prostor nutný pro pracovní činnost. Kromě toho musí ochranné kryty pokud možno chránit před vymrštěním nebo padáním materiálu nebo předmětů a proti emisím ze strojního zařízení.*

Hluk

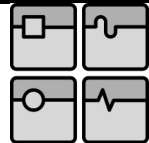
Strojní zařízení musí být navrženo a konstruováno tak, aby rizika způsobená emisí hluku šířícího se vzduchem byla snížena na nejnižší úroveň, přičemž je třeba brát v úvahu technický rozvoj a dostupnost prostředků ke snižování hluku, zvláště u zdroje. Úroveň emisí hluku lze posoudit s přihlédnutím ke srovnávacím údajům o emisích pro podobné strojní zařízení.

Vibrace

Strojní zařízení musí být navrženo a konstruováno tak, aby rizika způsobená vibracemi strojního zařízení byla snížena na nejnižší úroveň, přičemž je třeba brát v úvahu technický rozvoj a dostupnost prostředků ke snižování vibrací, zvláště u zdroje. Úroveň vibrací lze posoudit s přihlédnutím ke srovnávacím údajům o vibracích pro podobné strojní zařízení.

Návod k používání

Ke každému strojnímu zařízení musí být přiložen návod k používání v úředním jazyku nebo jazycích Společenství členského státu, ve kterém je strojní zařízení uváděno na trh nebo do provozu. Návod k používání přiložený ke strojnímu zařízení musí být buď „původním návodem k používání“ nebo „překladem původního návodu k používání“, přičemž k překladu musí být přiložen původní návod. Ve výjimečných případech může být návod k údržbě určený pro odborný personál využívaný výrobcem nebo jeho zplnomocněným zástupcem vyhotoven pouze v jednom z jazyků Společenství, kterému tento personál rozumí.



12.ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout brousící zařízení, které vhodně rozšiřuje technologické možnosti svislých soustruhů vyráběných v ČKD Blansko. Zařízení je primárně navrženo pro broušení horizontálních ploch rozměrných obrobků obvodem kotouče (kvalitnější povrch, než od broušení čelem kotouče). Ale je možné využít i jiné druhy kotoučů (např. hrncový).

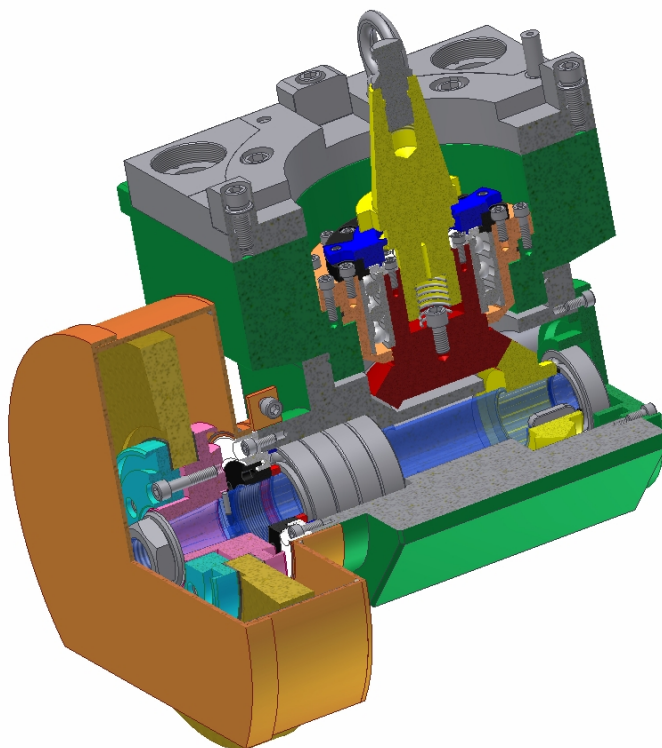
Podle požadavků zadavatele je upínání brousící hlavy do smykadla stroje řešeno standardním způsobem používaným v ČKD Blansko a není nutné používat upínací nástavec. Dále je využit vestavěný motor s dvoustupňovou planetovou převodovkou, který je uložen v horní části smykadla. Pro změnu polohy osy otáčení je použito kuželové soukolí s paloidním ozubením, které je mazáno plastickým mazivem, což byl další z požadavků zadavatele.

Výhody nového řešení:

- není potřeba další pohon
- žádné elektrické kabely v pracovním prostoru
- možnost automatické výměny hlav.

Nevýhody:

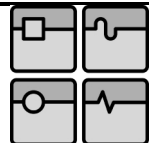
- nelze použít jednu hlavu pro broušení se svislou a vodorovnou osou vřetena.



Obr. 12-1 Model brousícího zařízení

13. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

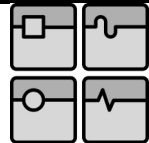
Značka	Jednotka	Popis
A_{1A}, B_{1B}	N	Celkové reakce v podporách A, B na pastorku
A_{2A}, B_{2B}	N	Celkové reakce v podporách A, B na vřetenu
C	N	Dynamická únosnost ložiska
D	mm	Průměr vnějšího kroužku ložiska
D_1, D_2	mm	Průměr roztečných kružnic
D_{a1d}, D_{a2d}	mm	Hlavový průměr hřídele a náboje
D_d	mm	Jmenovitý (základní) průměr drážkování
D_{ka1}, D_{ka2}	mm	Vnější průměr hlavové kružnice
D_{ki1}, D_{ki2}	mm	Vnitřní průměr hlavové kružnice
D_{m1}	mm	Střední průměr pastorku
D_S	mm	Střední průměr drážkování
F_1	N	Síla na jeden zub
F_{a1}, F_{a2}	N	Axiální síla
F_{a1A}	N	Reakce v podpoře A od axiální síly na pastorku
F_{a1L}, F_{a2L}	N	Axiální síly působící na ložiska
F_{a2B}	N	Reakce v podpoře B od axiální síly na vřetenu
F_{C1}, F_{C2}, F_{C3}	N	Řezná síla
F_O	N	Obvodová síla
F_{O1A}, F_{O1B}	N	Reakce v podporách A, B od obvodové síly na pastorku
F_{O2A}, F_{O2B}	N	Reakce v podporách A, B od obvodové síly na vřetenu
F_{oA}	N	Obvodová síla působící čelním řezu na roztečné kružnici
F_{P1}, F_{P2}	N	Pasivní síla
F_{pa}	N	Předepnutí ložisek
F_{r1}, F_{r2}	N	Radiální síla
F_{r1A}, F_{r1B}	N	Reakce v podporách A, B od radiální síly na pastorku
F_{r1L}, F_{r2L}	N	Radiální síly působící na ložiska
F_{r2A}, F_{r2B}	N	Reakce v podporách A, B od radiální síly na vřetenu
J_1	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kuželového kola 1
J_2	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kuželového kola 2
J_H	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti spojovací hřídele
J_K	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kotouče a upínacích přírub
J_M	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti rotoru
J_P	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti planetové převodovky
J_{RED}	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
J_V	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti vřetena
$K_1, K_2, C_1, C_2, W_1, W_2$	mm	Pomocné hodnoty při výpočtu kuželového soukolí
K_A	-	Součinitel vnějších dynamických sil



DIPLOMOVÁ PRÁCE

K_{AS}	-	Součinitel vnějších dynamických sil
K_F	-	Součinitel přídatných zatížení pro ohyb
K_H	-	Součinitel přídatných zatížení pro dotyk
$K_{H\alpha}$, K_{HV}	-	Součinitel podílu zatížení
$K_{H\beta}$	-	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení
L_1, L_2	mm	Délka zubu
L_{10}	hod	Celková trvanlivost ložisek
$L_{10(1)}, L_{10(2)}$	hod	Hodinová trvanlivost ložisek
M	Nm	Kroutící moment motoru
M_K	Nm	Kroutící moment
M_O	Nm	Celkový ohybový moment
M_{O1}, M_{O2}	Nm	Ohybový moment
M_{Omax}	Nm	Maximální ohybové napětí
P_{a1}, P_{a2}	N	Axiální síly v ložisku způsobené předpětím a radiální silou
P_m	W	Výkon motoru
P_{r1}, P_{r2}	N	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek
R_a	mm	Vnější poloměr základního kola
R_e	MPa	Mez kluzu materiálu
R_i	mm	Vnitřní poloměr základního kola
R_m	Mpa	Mez pevnosti materiálu
S_{Flim}	-	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti v ohybu
S_{Hlim}	-	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku
V	mm	Výška zubu
X, Y	-	Výpočtový koeficient
Y_{FS}	-	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
Y_{β}	-	Součinitel sklonu zubu
Y_{ϵ}	-	Součinitel vlivu záběru profilu
Z_E	-	Součinitel materiálu
Z_H	-	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů
Z_R	-	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů
Z_{ϵ}	-	Součinitel součtové délky
a_1	mm	Vzdálenost mezi pastorkem a ložiskem
a_2, b_2	mm	Vzdálenost mezi kolem a ložiskem
a_A, a_B, a_C	-	Heywoodův parametr
a_e	mm	Pracovní (radiální) záběr
b	mm	Šířka zubů
b_p	mm	Šířka pera
c_2	mm	Vzdálenost mezi ložiskem a kotoučem

d	mm	Průměr vnitřního kroužku ložiska
d_A, d_B, d_C	mm	Průměry hřídelů v nebezpečných místech
d_h	mm	Průměr hřídele pod kolem
d_{k1}, d_{k2}	mm	Průměr brousícího kotouče
d_w	mm	Maximální průměr obrobku
f_a	mm	Axiální posuv stolu na jednu otáčku obrobku
g	mm	Výrobní mezer
h	mm	Výška pera
h_1, h_2	mm	Výška hlavy zubu
i	-	Převodový poměr
k	-	Bezpečnost
k_a	-	Součinitel povrchu
k_b	-	Součinitel velikosti
k_c	-	Součinitel zatížení
k_c	-	Celková bezpečnost
k_d	-	Součinitel provozní teploty
k_e	-	Součinitel spolehlivosti
k_f	-	Součinitel dalších vlivů
k_σ	-	Bezpečnost v ohybu
k_τ	-	Bezpečnost v krutu
l	mm	Pořebná délka pera
l_1	mm	Vzdálenost dvou ložisek
l_2	mm	Vzdálenost dvou ložisek
l_d	mm	Délka drážkování
n	min^{-1}	Jmenovité otáčky motoru
n_{k1}, n_{k2}	mm	Maximální otáčky kotouče
n_{\max}	min^{-1}	Maximální otáčky motoru
p_1	MPa	Tlak
p_1, p_2	mm	Výška paty zubu
p_D	MPa	Dovolený tlak
r	mm	Poloměr zaoblení
r_1	mm	Poloměr kuželového kola 1
r_2	mm	Poloměr kuželového kola 2
t	mm	Výška drážky v hřídeli
t_1	mm	Výška drážky v náboji
t_r	s	Celková doba rozběhu motoru z 0 na 1500min^{-1}
t_{r1}	s	Doba rozběhu z 0 na 1200min^{-1}
t_{r2}	s	Doba rozběhu z 1200 na 1500min^{-1}
v_{c1}, v_{c2}	m/s	Maximální řezná rychlost kotouče



DIPLOMOVÁ PRÁCE

v_w	m/min	Obvodová rychlost obrobku
y	-	Jednotková výška hlavy zubu
z_1, z_2	-	Počet zubů pastorku, kola
z_d	-	Počet zubů drážkování
z_p	-	Počet zubů příslušného základního kola
$m_č$	mm	Čelní modul
m_n	mm	Normální modul
α	°	Úhel záběru
$\alpha_A, \alpha_B, \alpha_C$	-	Součinitel tvaru v nebezpečných místech
α_L	°	Kontaktní úhel ložiska
β	-	Součinitel vrubu
β_m	°	Úhel sklonu šroubovice v místě působících sil
δ_1, δ_2	°	Vrcholový úhel roztečných kružnic
Δh	-	Korekce výšky hlavy zubu
δ_{p1}, δ_{p2}	°	Opravný vrcholový úhel roztečné kružnice
ρ	mm	Poloměr základní kružnice základního kola
σ_a	MPa	Amplituda napětí od ohybu
σ_c	MPa	Mez únavy vzorku
σ_c^*	MPa	Mez únavy reálné součásti
σ_F	MPa	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
σ_{Flimb}	MPa	Mez únavy v ohybu
σ_{Fmax}	MPa	Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{oA}
σ_{FP}	MPa	Přípustné napětí v ohybu
σ_{FPmax}	MPa	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (silou F_{oA})
σ_H	MPa	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě
σ_{Hlim}	MPa	Mez únavy v dotyku
σ_{Hmax}	MPa	Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{oA}
σ_{HO}	MPa	Napětí v dotyku při ideálním zatížení
σ_{HP}	MPa	Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)
σ_{HPmax}	MPa	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{oA}
σ_O	MPa	Normálové napětí
σ_{red}	MPa	Redukované napětí
τ_K	MPa	Smykového napětí
ω_1, ω_2	s^{-1}	Úhlová rychlost
ω_k	°	Úhlová korekce

Tab. 13-1 Seznam použitých symbolů

14. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

14.1. Seznam použitých obrázků

Obr. 1.1-1	Ochranná známka používaná do roku 1990	9
Obr. 1.1-2	Ochranná známka používaná od roku 1990	9
Obr. 1.2-1	Karusel SKJ 63-100J.....	10
Obr. 1.2-2	Karusel SKD 50/65 D	10
Obr. 1.3-1	Režim soustružení na karuselu.....	11
Obr. 1.3-2	Výměnná frézovací hlava.....	11
Obr. 1.3-3	Rám stroje.....	12
Obr. 1.3-4	Hlavní pohon	12
Obr. 1.3-5	Dopravník třísek	13
Obr. 1.4-1	Karusel SKD 40/47 D	14
Obr. 1.5-1	Původní brousící zařízení [10]	15
Obr. 2-1	Brousící zařízení od firmy Pietro Carnaghi [19]	16
Obr. 3-1	Přívod chladicí kapaliny středem vřetena [13]	17
Obr. 4.2-1	Rozdělení kuželových kol podle tvaru zubu [23].....	18
Obr. 5.1-1	Upínací mechanismus	20
Obr. 5.2-1	Kuželové soukolí	20
Obr. 5.3-1	Vřeteno a jeho uložení	21
Obr. 5.4-1	Upínání brousícího kotouče	21
Obr. 5.5-1	Tvar brousícího zařízení	22
Obr. 6-1	Rozměry motoru	23
Obr. 6-2	Výkonová charakteristika motoru.....	24
Obr. 6-3	Momentová charakteristika motoru	24
Obr. 7.3-1	Rozměry paloidního soukolí	27
Obr. 7.4-1	Silové poměry na kuželovém soukolí	30
Obr. 7.4.1-1	Výpočet reakcí působících v podporách hnacího hřídele, rovina YZ.....	31
Obr. 7.4.1-2	Výpočet reakcí působících v podporách hnacího hřídele, rovina XY	32
Obr. 7.4.1-3	Výpočet reakcí působících v podporách vřetene, rovina YZ.....	33
Obr. 7.4.1-4	Výpočet reakcí působících v podporách vřetene, rovina XY	34
Obr. 7.5-1	Průběhy VVÚ vřetena.....	35
Obr. 7.5.2-1	Kombinované namáhání	37
Obr. 7.6.1-1	Způsob uspořádání ložisek v podpoře A na hnacím hřídeli.....	41
Obr. 7.6.2-1	Ložisko v podpoře A na vřeteni	43
Obr. 7.6.3-1	Způsob uspořádání ložisek v podpoře B na vřeteni.....	44
Obr. 7.7.1-1	Evolventní ozubení	46
Obr. 7.9.1-1	Schéma brousícího zařízení	50
Obr. 10-1	Blokové schéma brousícího zařízení.....	53
Obr. 12-1	Model brousícího zařízení.....	56

14.2. Seznam použitých tabulek

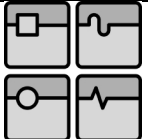
Tab. 6-1	Charakteristické hodnoty motoru	23
Tab. 7.5.2.2-1	Nebezpečné místo B	40
Tab. 7.5.2.3-1	Nebezpečné místo C	41
Tab. 13-1	Seznam použitých symbolů	60
Tab. 15-1	Seznam použitých norem	62

15. SEZNAM POUŽITÝCH NOREM [12]

Výběr norem neobsahuje normy týkající se spojovacích součástí a jejich příslušenství (šrouby, matice, podložky, těsná pera, atd.).

Označení	Rok/měsíc základního dokumentu	Vydáno	Třídící znak	Upřesnění normy
Ložiska				
ČSN ISO 281	1993/9	1993-09	024607	Valivá ložiska. Dynamická únosnost a trvanlivost
ČSN 02 4615	1992/1	1993-01	024615	Valivá ložiska. Kuličková ložiska jednořadová s kosoúhlým stykem sdružená. Technické předpisy
ČSN 02 4620	1994/12	1994-12	024620	Valivá ložiska. Uložení
ČSN 02 4630	1998/0	1998-04	024630	Valivá ložiska - Kuličková ložiska jednořadá
ČSN 02 4645	1998/6	1998-06	024645	Valivá ložiska - Kuličková ložiska jednořadá s kosoúhlým stykem
Obráběcí stroje				
ČSN 20 0006	1992/0	1992-08	200006	Obráběcí stroje. Otáčky a posuvy. Jmenovité a mezní hodnoty
ČSN ISO 5170	1994/3	1994-03	200052	Obráběcí stroje. Mazací systémy
ČSN ISO 5169	1993/1	1993-01	200053	Obráběcí stroje. Provedení návodu k mazání
ČSN 20 0065	1992/6	1992-06	200065	Obráběcí stroje na kovy. Metody měření a hodnocení mechanického kmitání. Mezní hodnoty kmitání
ČSN EN 12478	2001/11	2001-11	200702	Bezpečnost obráběcích a tvářecích strojů - Velké číslicově řízené soustruhy a soustružnická centra
ČSN 20 1524	1975/0		201524	Obráběcí stroje na kovy. Příruby pro upínání brousicích kotoučů
ČSN ISO 2727	1992/1	1992-01	204490	Stavebnicové uzly pro stavbu obráběcích strojů. Hnací jednotky
ČSN ISO 3590	1992/2	1993-02	204616	Stavebnicové uzly pro stavbu obráběcích strojů. Vřeteníky
Ozubení				
ČSN 01 4608	1978/0	1978-00	014608	Ozubená kola. Moduly
ČSN 01 4610	1966/0	1966-00	014610	Ozubená kola. Úhly sklonu zubů ozubených kol
ČSN 01 4686	1988/11	1989-08	014671	Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Základní pojmy a výpočtové vztahy

Tab. 15-1 Seznam použitých norem

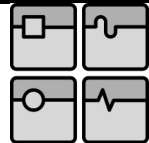
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 63
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

16. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVEBER J., ŘASA J., VÁVRA P.: *Strojnické tabulky: druhé, zcela přepracované vydání*, Praha, Scientia, 1998
- [2] MAREK J.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*, Praha, MM publishing, 2006
- [3] BRENÍK, PÍČ: *Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty*, Praha, SNTL, 1982
- [4] HUMÁR A., *Technologie 1 – technologie obrábění 3. část*, VUT v Brně, interaktivní učební text
- [5] BUREŠ M., *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*, TU v Liberci, výukový text
- [6] KALÁB K., *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj*, VŠB – Technická univerzita Ostrava, vysokoškolská příručka
- [7] SVOBODA P., BRANDEJS J., KOVÁŘÍK R., SOBEK E., *Základy konstruování: Výběr z norem pro konstrukční cvičení*, CERM, 2001
- [8] INTERNÍ ZDROJ ČKD BLANSKO
- [9] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2006/42/ES

17. SEZNAM POUŽITÝCH INTERNETOVÝCH STRÁNEK

- [10] ČKD Blansko – výroba svislých soustruhů, katalogy [online][cit.19.2.2008] Dostupné z: www.ckdblansko.cz
- [11] TOS Znojmo – výroba kuželového soukolí [online][cit.20.3.2008] Dostupné z: www.tos-znojmo.cz
- [12] ČNI – český normalizační institut, technické normy [online][cit.25.3.2008] Dostupné z: www.cni.cz
- [13] UPV – databáze českých patentů [online][cit.27.3.2008] Dostupné z: www.upv.cz
- [14] GPTO – světová databáze patentů [online][cit.27.3.2008] Dostupné z: www.depatisnet.de
- [15] SKF – katalogy ložisek, maziv [online][cit.3.4.2008] Dostupné z: www.skf.com
- [16] INA – katalogy ložisek [online][cit.3.4.2008] Dostupné z: www.ina.com
- [17] SIEMENS – katalog motoru [online][cit.20.4.2008] Dostupné z: www.siemens.com
- [18] TOSHULIN – výroba svislých soustruhů [online][cit.3.5.2008] Dostupné z: www.toshulin.cz
- [19] PIETROCARNAGHI – výroba svislých soustruhů [online][cit.6.5.2008] Dostupné z: www.pietrocarnghi.it
- [20] SIRMU – výroba svislých soustruhů [online][cit.8.5.2008] Dostupné z: www.sirmu.com
- [21] REM – výroba svislých soustruhů [online][cit.8.5.2008] Dostupné z: www.rem-machinetools.com
- [22] WMW – výroba svislých soustruhů [online][cit.8.5.2008] Dostupné z: www.wmw-machinery.com
- [23] MITCALC – výpočet kuželových kol [online][cit.9.5.2008] Dostupné z: www.mitcalc.com



18. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1. Formulář analýzy rizik

Výkresová dokumentace:

08-1-O-1000-000 Brousící hlava úhlová
08-0-O-1000-001 Těleso 1
08-1-O-1000-002 Vřeteno
08-2-O-1000-017 Příruba 1
08-K-O-1000-000 Brousící hlava úhlová, kusovník, 5 listů