



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH VŘETENÍKU BROUSÍCIHO CENTRA

DESIGN OF CARTRIDGE SPINDLE FOR GRINDING MACHINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Ostrézí

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Filip Ostrézi**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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

Návrh vřeteníku brousícího centra

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete a konstrukčně zpracujete řešení vestavného vřeteníku brousícího centra. Vřeteno bude určeno pro stroje s výkonem do 10 kW. Stanovení zbývajících charakteristik budou součástí návrhu.

Cíle diplomové práce:

Důkladná analýza problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení.

Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.

Výpočtová zpráva.

Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem vřeteníku brousícího centra. Cílem práce je návrh vřetene, které umožňuje automatickou výměnu brusných kotoučů. V řešeršní části se práce zabývá jednotlivými uzly pro stavbu vřeteníku. Další část se zabývá výpočtem potřebných parametrů a vlastní konstrukcí celého vřeteníku. Na základě výpočtů a konstrukce je vytvořen 3D model s výkresovou dokumentací.

ABSTRACT

The thesis deals with the design of the grinding center headstock. The aim of this work is to design a spindle that allows automatic exchange of grinding wheels. In the research part, the thesis deals with individual nodes for the headstock construction. Next part deals with the calculation of necessary parameters and the construction of the entire headstock. Based on calculations and construction, a 3D model with drawing documentation is created.

KLÍČOVÁ SLOVA

Brousící vřeteno, vřeteník, vřetenová ložiska, vřetenová hřídel, brousící centrum

KEYWORDS

Grinding spindle, headstock, spindle bearings, spindle shaft, grinding machine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OSTRÉZÍ, Filip. *Návrh vřeteníku brousícího centra*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117351>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za jeho cenné rady, připomínky a vstřícnost při vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24.5.2019

.....

Bc. Ostrézí Filip

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	VŘETENÍK	17
2.1	Obecný popis vřetena.....	17
2.2	Nároky kladené na vřetena.....	18
2.3	Přesnost chodu.....	18
2.4	Tuhost vřetena	19
2.4.1	Deformace vřetena.....	20
2.4.2	Deformace ložisek	20
2.4.3	Deformace skříně.....	20
2.4.4	Celková deformace	20
2.5	Zástavba vřetena	21
2.6	Náhon vřeten	22
2.7	Uložení vřetena.....	24
2.7.1	Valivá ložiska	24
2.7.2	Kluzná ložiska	26
2.7.3	Montáž ložisek	26
2.7.4	Předpětí ložisek	26
2.7.5	Mazání ložisek.....	26
2.7.6	Těsnění ložisek	28
2.8	Způsoby upínání nástrojů.....	29
2.8.1	Upínací mechanismy.....	30
2.9	Dynamická stránka broušení	31
2.9.1	Kmitání	31
2.9.2	Specifické prvky broušení.....	31
2.9.3	Eliminace kmitání.....	31
2.10	Vyvažování brousících kotoučů	32
2.11	Orovnávání brusných kotoučů.....	33
3	PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH.....	34
3.1	Volba nástrojové soustavy	34
3.1.1	Volba brusných kotoučů	35
3.2	Výběr varianty	36
4	VÝPOČTOVÁ ČÁST	38
4.1	Výpočet řezných sil	38
4.2	Určení otáček vřetene	38
4.3	Výpočet kroutícího momentu.....	39
4.4	Výpočet řezného výkonu.....	39
4.5	Volba a výpočet pohonu	40
4.5.1	Volba motoru.....	40
4.5.2	Volba řemene	41
4.6	Volba ložisek.....	42
4.6.1	Optimální vzdálenost ložisek	43
4.7	Výpočet tuhosti vřetene	46
4.8	Výpočet silových reakcí.....	47
4.9	Trvanlivost ložisek.....	49
4.10	Mazání vřetenových ložisek.....	52
4.11	Pevnostní výpočet vřetena.....	53

4.11.1 Výpočet bezpečnosti k MSP.....	55
4.11.2 Výpočet bezpečnosti k MSÚ	58
5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....	60
5.1 Upínací mechanismus	60
5.2 Model vřeteníku.....	61
6 ZÁVĚR	65
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	67
8 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	69
9 SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ	75
9.1 Seznam tabulek.....	75
9.2 Seznam obrázků.....	75
10 SEZNAM PŘÍLOH.....	77

1 ÚVOD

Vřeteník je jednou z nejdůležitějších, ne-li nejdůležitější, součástí obráběcích strojů. Z toho důvodu jsou na vřetena kladeny vysoké nároky.

Jedním z nejdůležitějších požadavků obráběcího stroje je přesnost práce a vysoká produktivita, jejímž hlavním faktorem je právě vřeteník. S rostoucí produktivitou a stále vyšší přesností rostou i nároky na konstrukci vřeten. Při konstrukci vřetena je největší snahou dosáhnout dlouhodobé životnosti a spolehlivosti, vysoké tuhosti, pevnosti a co nejmenšího házení. Vřetena brousících strojů musí být schopna přenášet velké řezné rychlosti a axiální síly vzniklé nehomogeností brousících zrn. Celkový návrh vřeteníku je náročná úloha vyžadující znalosti z mnoha oborů, ale také zkušenosti získané dlouholetou praxí.

V první části diplomové práce je provedeno seznámení s vřeteníkem obecně a řešerše jednotlivých uzlů vřeteníku, které jsou nezbytné pro správné fungování vřetene. Je zde uveden popis vřetene, dále jeho zástavby a jednotlivá uložení, také je zde popis jednotlivých náhonů. Dále je rozebrána tuhost vřetene, která vychází z celkové deformace, ale i přesnost chodu a v neposlední řadě také mazání, chlazení a těsnění vřetene.

V další části jsou určeny parametry potřebné pro nezbytné výpočty navrhovaného vřetene. Výpočet se skládá z řezných rychlostí a řezných sil, následné stanovení maximálních a minimálních otáček a výpočet kroutících momentů. Na základě těchto výpočtů bude vybrán motor a dále celkové uložení vřetene, kde je proveden výpočet optimální vzdálenosti a trvanlivosti. Dále je vypočtena celková deformace a házení vřetene, nakonec je vřeteno zkontrolováno k meznímu stavu pružnosti a únavy.

Další část již popisuje konstrukci celého vřeteníku a popisuje jeho jednotlivé části. V poslední kapitole je provedeno ekonomické zhodnocení navržené konstrukce

2 VŘETENÍK

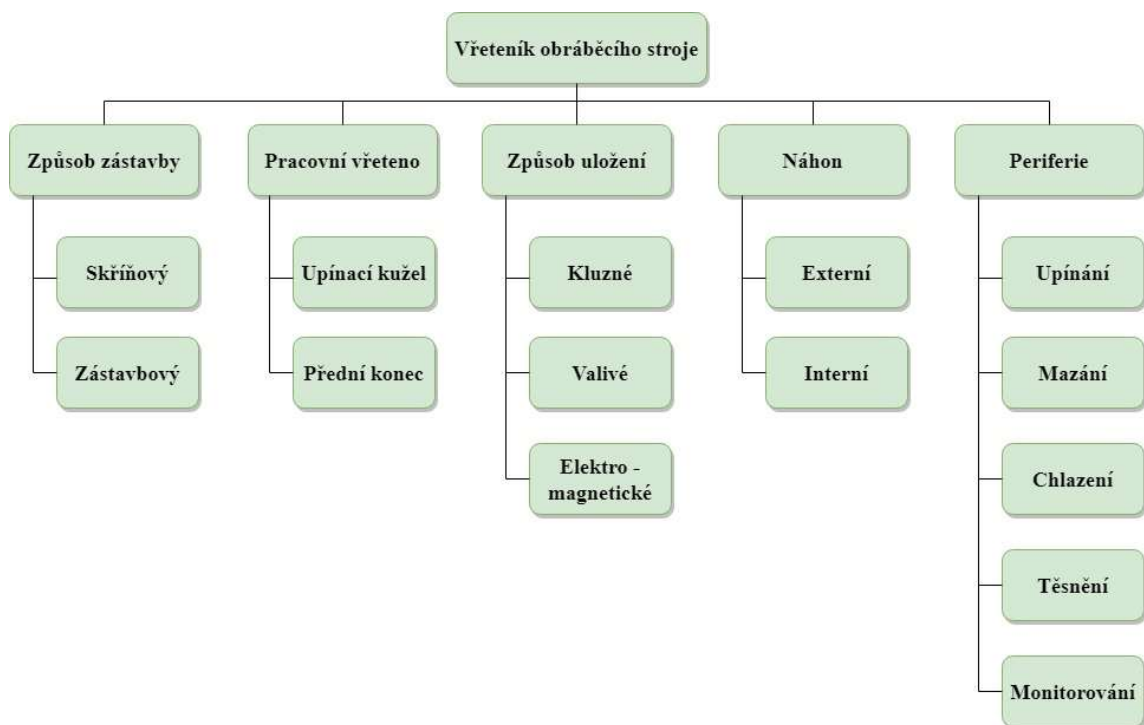
2.1 Obecný popis vřetena

Úlohou vřetene, je zaručit nástroji, případně obrobku, přesný otáčivý pohyb tak, aby se dráhy jednotlivých bodů na nástroji lišily od kruhové trajektorie jen v přípustných mezích. Funkce vřetena je tak shodná s funkcí kruhového vedení a vřeteno se liší pouze tvarem.

Brousící vřetena jsou velmi přesné nástroje určené k dokončovacím operacím. Jejich konstrukce, provedení a také správná údržba značně ovlivňují přesnost a kvalitu obráběné součásti a mají velký vliv na kvalitu povrchu.

Vřeteník se skládá z několika hlavních částí, proto jej považujeme za komplexní systém, který výrazně ovlivňuje zabezpečení požadovaných funkcí. Mezi základní části vřeteníku patří skříň vřeteníku, systém uložení vřetena, přední konec vřetena a systém uchycení nástroje. Další části vřeteníku jsou pohony vřetena, mazání ložisek, chlazení a monitorování.

Přední konec vřetene závisí na druhu obráběcího stroje, slouží pro nasazení a upnutí nástroje, a je normalizován [1].



Obr. 1) Morfologie vřeteníku [1]

2.2 Nároky kladené na vřetena

Vřeteno je podstatným prvkem obráběcího stroje, z hlediska konstrukčního jsou na něho kladeny vysoké nároky:

- přesnost chodu – určena velikostí axiálního a radiálního házení
- dokonalé vedení – při změně směru a smyslu zatížení, nesmí dojít ke změně polohy vřetena
- dostatečná tuhost vřetena
- potřeba minimálních ztrát v uložení vřetena (účinnost, oteplování, tepelná dilatace, změna polohy a funkce)
- schopnost vymezovat vůli vřetene vzniklou v uložení
- spolehlivost v provozu a dlouhodobá životnost [2].

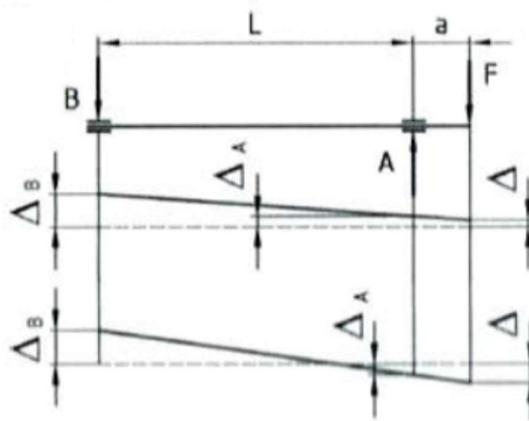
2.3 Přesnost chodu

Přesnost chodu je dána házením na předním konci vřetena. Je zapotřebí dosáhnout co nejmenšího axiálního a radiálního házení. Přesnost chodu se kontroluje na dané ploše na předním konci vřetena, která má vliv na přesnost otáčení nástroje.

Radiální házení je dáno třemi složkami:

- nepřesnostmi při otáčení vřetena, kdy se mění poloha osy vřetena mezi dvěma body během jedné otáčky
- osa plochy, na které se provádí měření a osa otáčení nejsou souosé
- neokrouhlým tvarem této plochy

Přesnost chodu je limitována přesností ložisek a ploch, ve kterých jsou ložiska uložena. Velký vliv na radiální házení předního konce vřetena má zejména radiální házení ložisek. Vliv házení je závislý na poměru délky vyložení a , vzdálenosti ložisek L a také na směru a velikosti házení ložisek (obr. 2) [2].



Obr. 2) Vliv házení ložisek na přesnost chodu [2]

Ze vztahu 1 lze spočítat výsledné házení, v případě, že házení předního Δ_A a zadního ložiska Δ_B je stejného směru a smyslu, bude znaménko v závorce záporné. V opačném případě bude znaménko kladné a bude větší výsledné házení.

$$\Delta = \Delta_A + \frac{a}{L}(\Delta_A \pm \Delta_B) \quad (1)$$

Přední (hlavní) ložisko se volí přesnější, a to z toho důvodu, aby radiální házení předního konce vřetena bylo co nejmenší.

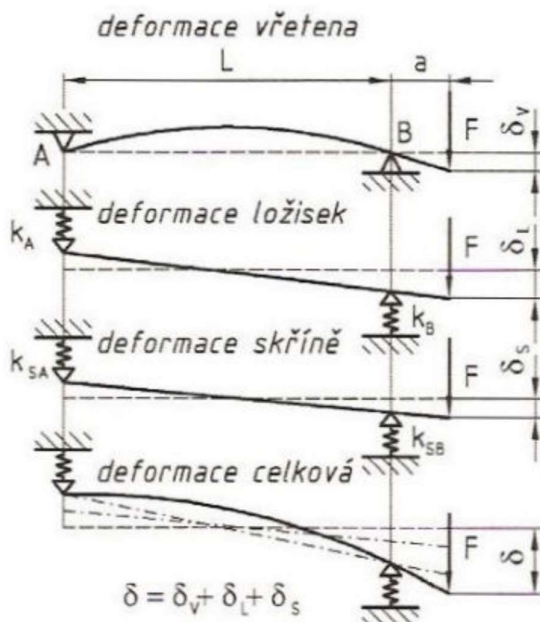
Axiální házení je měřeno na čelní ploše vřetena a bývá způsobeno jak axiálním házením ložiska, tak i nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose otáčení [1; 2; 3].

2.4 Tuhost vřetena

Tuhost vřetena má velký podíl na přesnosti a také na dynamické stabilitě stroje. Tuhost vřetena se určuje na jeho předním konci, ke kterému se připevňují nástroje, protože vyskytující deformace zde mají přímý vliv na kvalitu práce. Tuhost vřetena se určuje jako celková deformace na předním konci vřetena. Celková tuhost se skládá z jednotlivých tuhostí vřetena, ložisek a skříně (obr. 3). Celková deformace je dána vztahem:

$$\delta = \delta_V + \delta_L + \delta_S \quad (2)$$

Při navrhování minimální hodnoty tuhosti vřeteníku je zapotřebí vycházet z důsledné analýzy kompletního stroje, ve které jsou zahrnuty: velikost a způsob obrábění, požadovaná přesnost obrobku, výrobnost a efektivnost výroby [1; 2].



Obr. 3) Celková deformace vřetena [3]

2.4.1 Deformace vřetena

Velikost deformace vřetena se určuje za předpokladu dokonale tuhých ložisek. Vřeteno je rozděleno na dvě části, kde první část je mezi ložisky a druhá část je převíslá část na předním konci. Po zatížení silou tohoto konce vzniká průhyb, který je dán vztahem [1; 2]:

$$\delta_V = \delta_{V1} + \delta_{V2} \quad (3)$$

Po dosazení do tohoto vztahu a následné úpravě dostaneme následnou podobu:

$$\delta_V = \frac{Fa^2}{3E} \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right). \quad (4)$$

2.4.2 Deformace ložisek

Dalším faktorem, který ovlivňuje celkovou deformaci je deformace v ložiscích. Ta závisí na průměru a tuhosti ložisek. Pokud je známa tuhost nebo poddajnost (C_A, C_B) ložisek, je možno vyjádřit vliv deformace na celkovou deformaci. Pokud předpokládáme dokonale tuhé vřeteno, je deformace ložisek dána [1; 2]:

$$\delta_L = \frac{F}{L^2} [a^2 C_A + (a + L)^2 C_B]. \quad (5)$$

2.4.3 Deformace skříně

Deformace skříně je způsobena poddajností tělesa vřeteníku. Výpočet pro deformaci je poměrně obtížný a vztahy jsou odvozeny pro konkrétní případy, z toho důvodu se pro výpočty využívá metody konečných prvků.

2.4.4 Celková deformace

Pro celkovou deformaci je pak vztah složený z dílčích deformací, který má po dosazení podobu:

$$\delta = \frac{Fa^2}{3E} \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} [a^2 C_A + (a + L)^2 C_B]. \quad (6)$$

Ze vztahu je vidět, že deformace vřetene se zmenšuje se vzdáleností mezi ložisky L . Ovšem právě naopak se se zmenšující vzdáleností L zvětšuje deformace ložisek. Z toho plyne, že existuje optimální vzdálenost mezi ložisky, při které budou deformace vřetene i ložisek minimální [1; 2].

2.5 Zástavba vřetena

I přes rozdílné konstrukční varianty (různé tvary a velikosti vřeten) existují dva základní způsoby zástavby vřetena. Jde o uložení do skříňového tvaru a druhým způsobem je uložení do tzv. tubusu (těleso rotačního tvaru).

Vřetenová skříň

Jde o uložení skříňového tvaru. Výhoda tohoto uložení je vyšší tuhost než při uložení do tubusu. Nevýhodou tohoto uložení je například zdlouhavá výměna při poruše vřetena [3].



Obr. 4) Vřetenová skříň [4]

Tubus

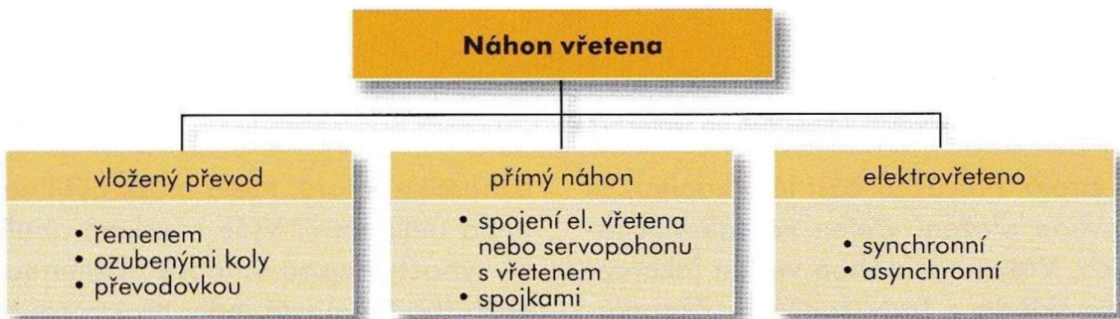
Výhodou této varianty je snadnější výměna při poškození vřetena, tím se značně zvyšuje produktivita výroby.



Obr. 5) Vřeteník ve tvaru tubusu [5]

2.6 Náhon vřeten

Náhon vřeten má zajistit otáčivý pohyb vřeten. Základními požadavky jsou, aby pohon zajistil dostatečný výkon, dostatečnou řeznou rychlost a dokázal rychle zastavit vřeten. Náhony vřeten jsou řešeny více způsoby (obr. 6).



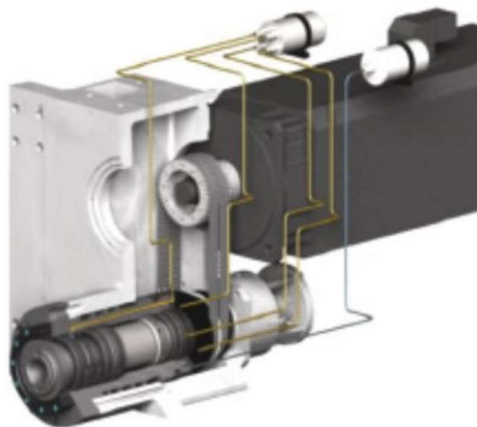
Obr. 6) Rozdělení náhonu vřeten [1]

Pohon s vloženým převodem

Mezi pohon a vřeten je vložen převod například řemen, ozubené kolo nebo převodovka. Výhodou je, že se servomotor nemusí ukládat v těsné blízkosti vřeten, což umožňuje více možností pro uspořádání pohonu. Nevýhodou jsou ztráty a vůle, které vznikají ve vloženém prvku.

Náhon s ozubeným převodem se využívá u nízkých otáček a velké kroutící momenty. Účinnost převodu se pohybuje okolo 90 %.

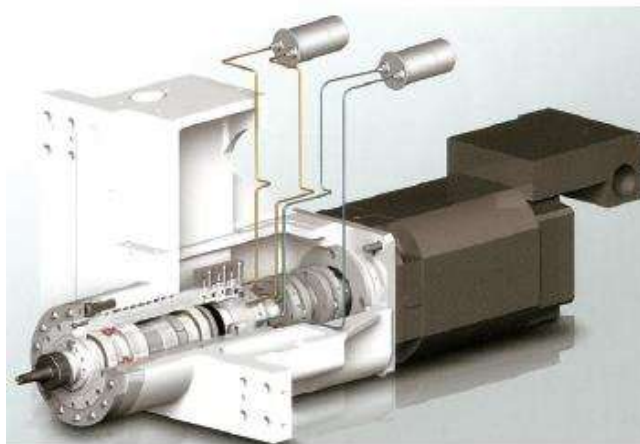
Ozubené řemeny se využívají u velkých výkonu, kde nesmí dojít k prokluzu řemene. Účinnost převodu se pohybuje mezi 98–99 %. Výhodou ozubených řemenů je, že nejsou zdrojem vibrací a ani nedochází k přenosu vibrací z pohonu na vřeten [6].



Obr. 7) Pohon pomocí řemenového převodu [1]

Pohon s přímým převodem

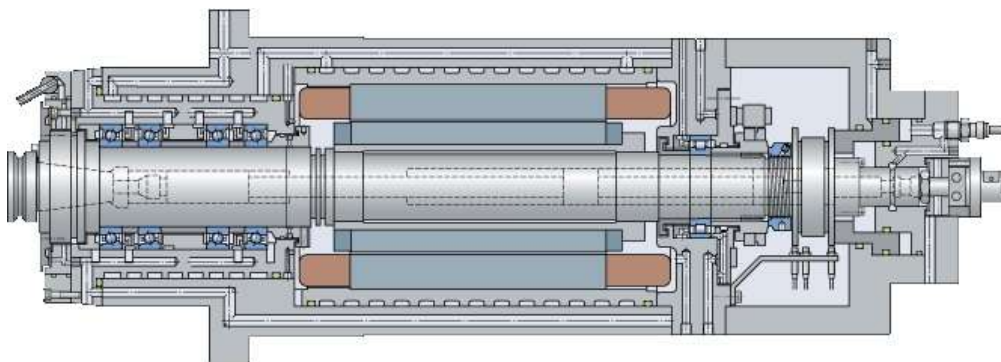
Přímý náhon může být interní (servopohon s vřetenem) nebo externí (spojky) a je využíván zejména u vysokorychlostního obrábění – HSC, kde je potřeba velká dynamika, nízká hluchnost, rovnoměrný chod a přesné řízení polohy. Nevýhodou je nutné chlazení, kvůli vznikajícímu teplu [1; 6].



Obr. 8) Přímý pohon vřetena [1]

Elektrovřeteno

Rotor elektromotoru bývá nalisován přímo na vřeteno, stator elektromotoru je vsunut do tělesa, kterým protéká chladicí kapalina. Tento způsob umožňuje snadné dosažení vysokých otáček. Výhodou je nižší hmotnost, protože zde není převodová soustava, nevýhodou je složitější systém chlazení.



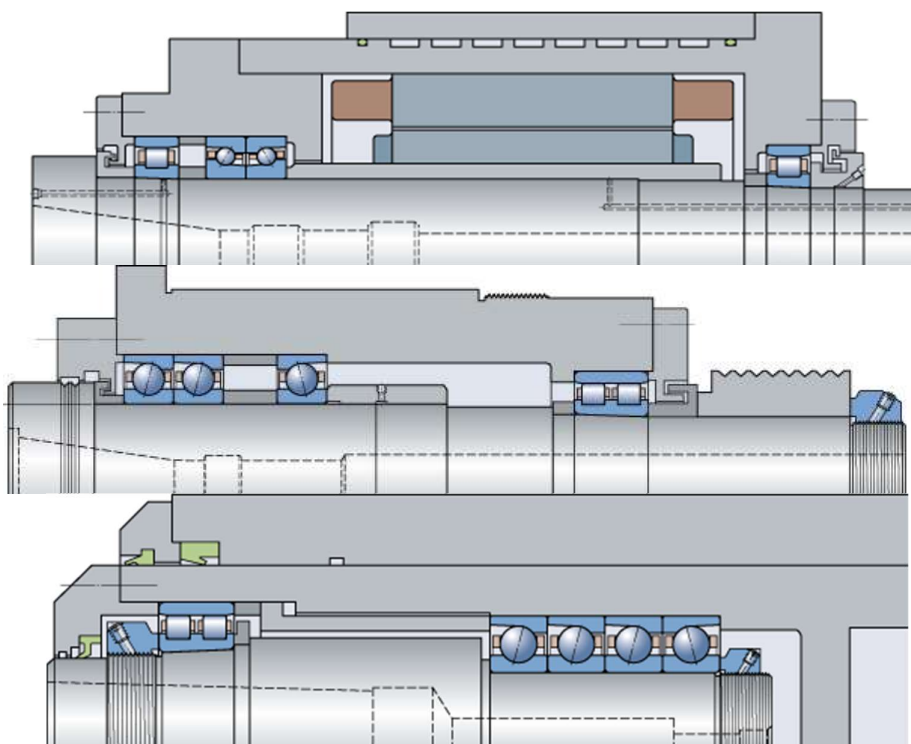
Obr. 9) Elektrovřeteno [7]

2.7 Uložení vřetena

Při konstrukci vřeteníku je nejdůležitější částí správné uložení vřetena. Vzhledem k daným podmínkám práce se rozlišují tři základní uložení a to: valivé, kluzné a elektromagnetické. Kluzná a elektromagnetická ložiska se používají pouze v určitých případech, zejména při vysokých nárocích na tuhost nebo velikost frekvence otáčení. Z více než 90 % se používají pro uložení ložiska valivá.

Kluzné ložisko je v porovnání s valivým vysoce efektivní a při dodržení provozních podmínek i poměrně spolehlivé, avšak valivá ložiska mají vyšší tuhost. Obecně platí, že čím větší průměr ložisek, tím menší maximální frekvence otáčení. Na zadní stranu vřetena je možno použít ložiska s nižší přesností než na přední stranu vřetena, kde je důležité ložisko s vyšší přesností, kvůli celkové výrobní přesnosti stroje.

Při volbě typu ložiska je nutné brát v úvahu více vlivů jako: velikost zatěžování, trvanlivost, způsob mazání, prostorové možnosti, otáčky, způsob těsnění, tuhost uložení, způsob montáže a demontáže [1].



Obr. 10) Příklady uložení vřetene [7]

2.7.1 Valivá ložiska

Valivá ložiska slouží k přenosu radiálních nebo axiálních sil. Přesný rozdíl mezi skupinami není, protože většina radiálních ložisek může zachytit i axiální síly, a naopak některé typy axiálních ložisek i radiální síly. Toto rozdělení se ale používá pro stanovení únosnosti ložisek. U radiálních ložisek únosnost pro radiální síly a u axiálních ložisek zase na síly v axiálním směru.

Podle tvaru valivých elementů se ložiska dělí na bodový (kulička) a přímkový styk (váleček, soudeček, atd.)

Výhody valivých ložisek: nízké tření, vysoká tuhost, možnost vymezování vůle, vysoké otáčky.

Nevýhody valivých ložisek: větší citlivost na rázy, špatné tlumení chvění [1; 8]

Uspořádání ložisek

Pro ložiska schopná přenášet síly jen v axiálním nebo radiálním směru, je nutné užít kombinaci obou typů ložisek. Pro přenos kombinovaného zatížení se používají ložiska sdružená do sestav, které jsou uspořádány do různých kombinací [7]

Uspořádání zády k sobě (do "O")

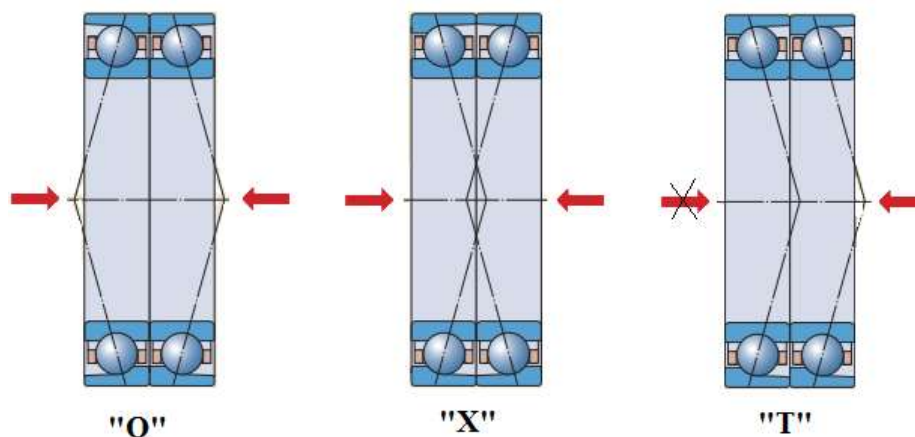
Uložení je schopné přenášet obousměrné axiální zatížení, ale jedno ložisko přenáší axiální zatížení vždy jen v jednom směru. Takto uspořádaná ložiska poskytují relativně tuhé uspořádání ložisek, které je vhodné pro přenášení momentových zatížení.

Uspořádání čely k sobě (do "X")

Díky kratší rozteči mezi účinnými středy ložisek je toto uspořádání méně vhodné pro přenášení momentových zatížení, oproti ložiskům s uspořádáním do "O".

Uspořádání do tandemu

Uspořádání poskytuje zvýšenou axiální i radiální únosnost v porovnání se samostatným ložiskem. Tandemové uspořádání však může přenášet axiální zatížení pouze v jednom směru. Když působí axiální zatížení v obou směrech nebo působí kombinované zatížení, musí být sada ložisek v tandemu montována proti dalšímu ložisku [7].



Obr. 11) Tři základní uspořádání ložisek [7]

2.7.2 Kluzná ložiska

Dělí se na aerostatická, aerodynamická, hydrostatická a hydrodynamická. Statická ložiska je možno zatěžovat při nulových frekvencích otáčení, na rozdíl od toho dynamická ložiska jdou zatěžovat až při dosažení určité frekvence otáčení. Médium je kapalina nebo vzduch. Pro nejvyšší frekvence otáčení a pro uložení s malými nároky na tuhost jsou vhodná vzduchová ložiska. Zejména u broušení vnitřních otvorů. Ložiska s kapalinou jsou naopak využívána u vřeten s nižší frekvencí otáčení a vyšší tuhostí. Tok kapaliny navíc umožňuje větší tepelnou stabilitu vřetena [1].

2.7.3 Montáž ložisek

Dalším faktorem, který významně ovlivňuje životnost uložení vřetena a jeho přesnost je montáž ložisek. Ve většině případech se ložisko montuje na vřeteno s přesahem. Postup montáže závisí na typu ložiska a konstrukci uložení.

2.7.4 Předpětí ložisek

Předpětí ložisek je vhodné tehdy, pokud chceme docílit:

- Zvýšení tuhosti
- Snížení hlučnosti – docílí se menší provozní vůle v ložisku, a valivá tělesa jsou v nezátížené oblasti lépe vedena, z toho plyne tišší chod ložiska;
- Zvýšení přesnosti uložení – hřídel uložena na předpjatých ložiscích má přesnější vedení, protože dochází k menšímu průhybu hřídele při zatížení;
- Dlouhé provozní trvanlivosti – předpjatá uložení mohou zvyšovat provozní spolehlivost a trvanlivost [7].

Ovšem je třeba dodržet správnou velikost předpětí, jelikož příliš velké předpětí má za následek zvýšenou teplotu v ložisku, což má negativní vliv na vlastnosti ložiska a celkového uložení [1].

Předpětí může být, podle typu aplikace, radiální nebo axiální. Velice přesná válečková ložiska mohou být z konstrukčních důvodů předepjata pouze radiálně, kdežto kuličková ložiska s kosoúhlým stykem nebo kuželíková ložiska lze předepnout pouze axiálně.

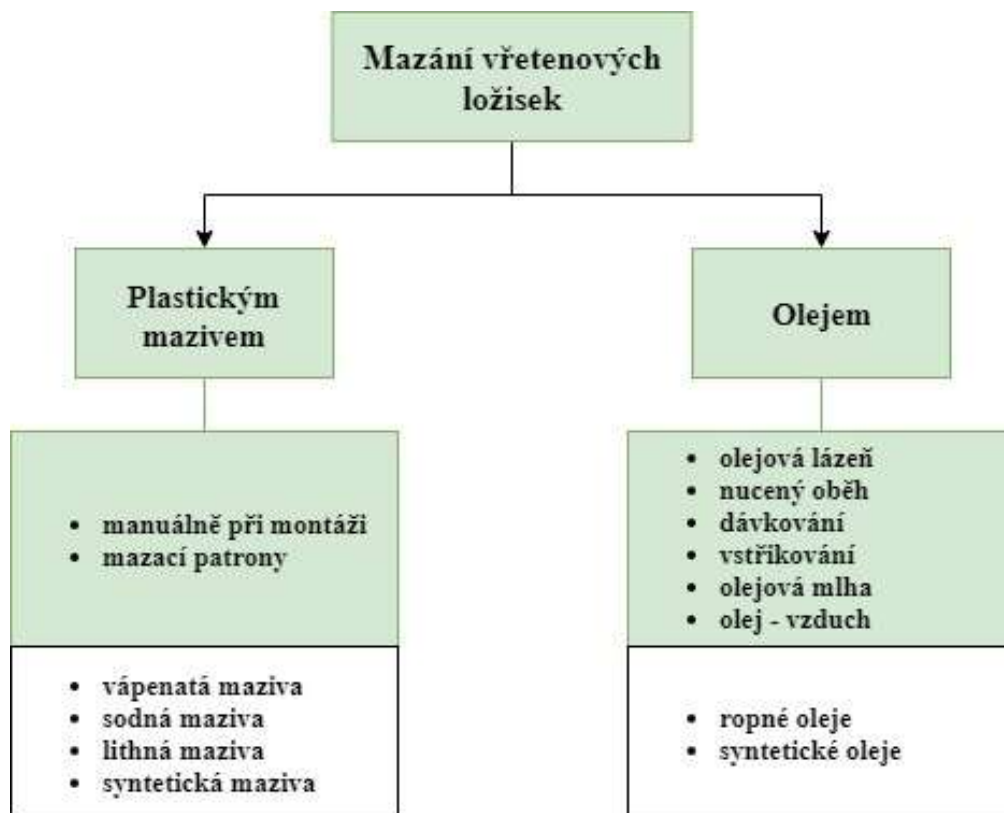
Při nastavování předpětí v ložiskovém uložení je potřeba, aby daná hodnota předpětí byla docílena s co nejmenší odchylkou. Ke zmenšení odchylky při montáži kuželíkových ložisek je třeba protočit hřídel několikrát tak, aby byl zajištěn správný styk valivých elementů a vodící příruby vnitřního kroužku.

Jednou z možností předpětí je pomocí pružin. Tento způsob je obvyklý u kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v uložení u vysokootáčkových brusných vřeten [7].

2.7.5 Mazání ložisek

Mazání ložisek slouží ke snížení tření mezi stykovými plochami a tím značně zvyšuje životnost ložiska. Mazání zvyšuje životnost ložisek, snižuje možnost poruchy ložiska vlivem mechanického poškození a také odvádí vzniklé teplo.

Existuje spousta druhů maziv, které jsou znázorněny na obr. 12.



Obr. 12) Způsoby mazání vřetenových ložisek [3]

Tloušťka mazacího filmu závisí na teplotě, viskozitě maziva a také na frekvencích otáčení. Nedostatečné mazání způsobuje asi třetinu selhání všech ložisek. Při mazání můžou vzniknout tyto stavy:

- mezní mazání – příliš malá tloušťka maziva k oddělení stykových ploch,
- hydrodynamické mazání – pohybující se povrchy jsou odděleny mazacím filmem,
- elastohydrodynamické mazání – vytvoření minimálních pružných deformací při částečném hydrodynamickém mazání

Nejpoužívanějším mazáním je tukové, které obsahuje 90 % minerálního nebo ropného oleje a 10% zahušťovadla (vápenaté, sodné, lithné). Jednotlivé druhy ložisek mají odlišné potřeby na množství maziva, které je uvedeno výrobcem. Trvanlivost maziva závisí na množství, druhu a typu ložiska.

Mazání olejem se používá tehdy, kdy je zapotřebí odvádět z uložení teplo. Mazání olejovou mlhou probíhá dopravením oleje pomocí stlačeného vzduchu a trubiček. Dalším způsobem je pomocná tryska, která dopraví přesné množství oleje k ložisku [1].

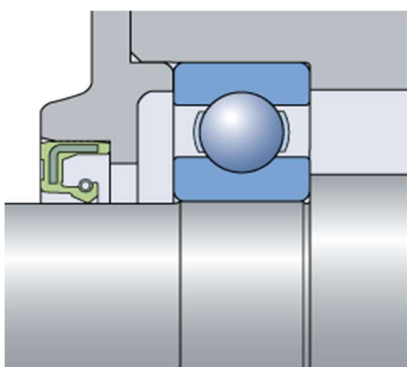
2.7.6 Těsnění ložisek

Těsnění zabraňuje vnikání nečistot do vřetenových ložisek, tím prodlužuje trvanlivost ložiska. Vřetenová ložiska musí být kvalitně utěsněna, aby nedošlo k úniku maziva.

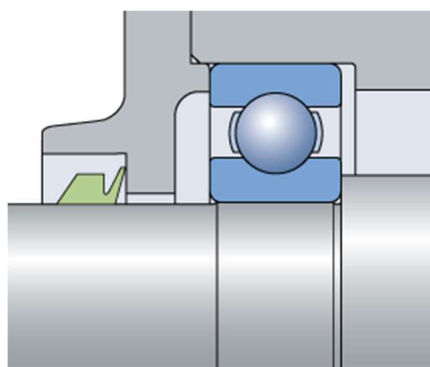
Těsnění rozlišujeme:

- kontaktní – gufera, V-kroužky, speciální těsnění,
- bezkontaktní – ucpávky, labyrint, těsnící vzduch.

Kontaktní těsnění vytváří teplo vlivem třecích sil, které vznikají ve styku hřídele s těsněním. Používají se zejména pro nízko-otáčková vřetena, nebo tam, kde výkonnost vřetene není výrazně ovlivněna dodatečným teplem. Kontaktní těsnění je vhodné používat, pokud součinitel $n \cdot d_m < 200\,000$ mm/min (otáčkový faktor). Kde n jsou otáčky vřetena v minutách a d_m střední průměr ložiska v mm [7].

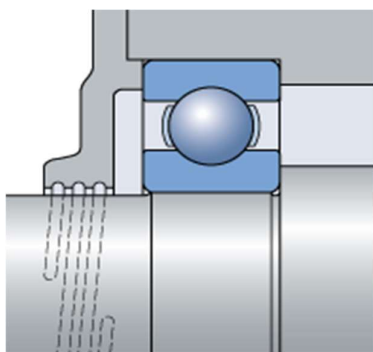


Obr. 13) Příklad hřídelového těsnění [7]

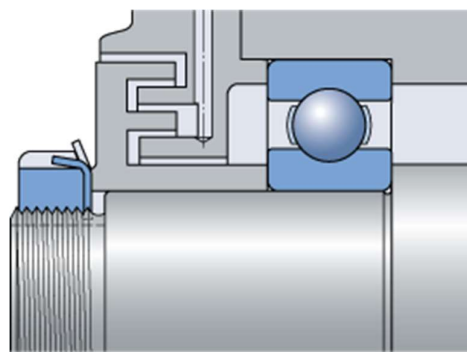


Obr. 14) Příklad těsnění pomocí V-kroužku [7]

Bezkontaktní těsnění jsou nejčastěji používána v aplikacích s vysokými otáčkami a přesné operace. Nedochází u nich k žádnému kontaktu, tudíž nedochází k tření, ale jsou složitá na výrobu tím pádem mají vyšší cenu. Bezdotykové těsnění využívá účinku úzké spáry mezi hřídelí a tělesem. Existuje mnoho variant, od jednoduchých spárových spojů až po vícestupňová labyrintová těsnění. Vícestupňová labyrintová těsnění (obr. 16) mají podstatně vyšší účinnost než spárová těsnění (obr. 15) [7].



Obr. 15) Příklad šterbinového těsnění [7]



Obr. 16) Příklad labyrintového těsnění [7]

2.8 Způsoby upínání nástrojů

Tvar a provedení předního konce vřetene je závislý na typu stroje, velikosti stroje, strojních operacích a na požadované přesnosti. Zakončení vřetene je normalizováno a slouží pro upnutí nástroje. Spojení musí být provedeno dostatečně rychle, přesně a musí se vyznačovat vysokou tuhostí a spolehlivostí [1].

Nástrojové upínače slouží k upnutí nástroje do vřetene a jejich tvary a rozměry jsou normalizovány, stejně jako dutiny vřeten, do kterých jsou upínány. Podle způsobu a tvaru upnutí se držáky dělí [1]:

- kuželová stopka ISO (kuželovitost 7:24) (obr. 17a)
- kratší kuželová stopka HSK (kuželovitost 1:10) (obr. 17b)
- válcová stopka
- speciální profil Coromant Capto (trojúhelník) (obr. 17c)
- BIG plus (velmi podobný ISO, ale s čelní dosedací plochou)



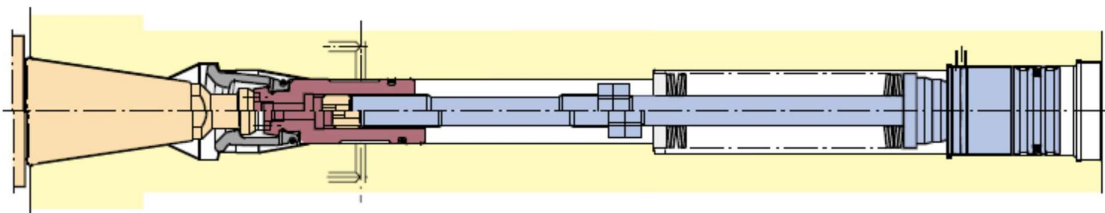
Obr. 17) Nástrojové držáky a) držák ISO, b) držák HSK, c) držák Coromant Capto [9; 10]

Rozdíl mezi kuželovou stopkou HSK a ISO je, že HSK je stopka upnuta jak v kuželové dutině, tak i na čele držáku, kdežto ISO stopka je upnuta pouze v kuželové dutině. Další výhodou HSK je, že odstředivé síly, které působí na kleštinu, jsou v příznivém směru s upínací stopkou, takže při zvětšujících se otáčkách je upnutí daleko bezpečnější a pevnější [1; 3].

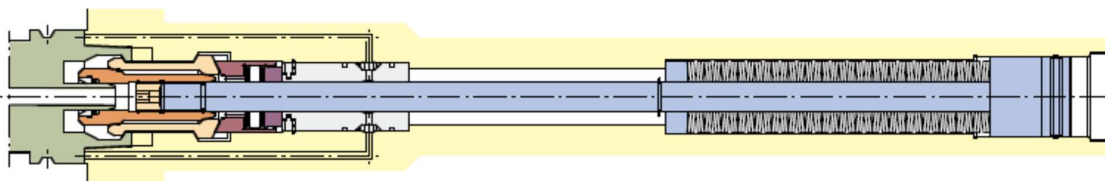
2.8.1 Upínací mechanismy

Pro rychlejší a snadnější upínání bývají vřetena vybavena mechanismy pro automatickou výměnu nástrojů. Nejčastější způsoby upínání jsou ISO a HSK. Nejznámějším výrobcem upínacích mechanismů jsou firmy OTT Jakob a RÖHM.

Držák se uvolňuje za pomoci hydraulického nebo pneumatického válce, který stlačí talířové pružiny a zároveň táhla uvolní držák. Tento válec může být namontován jako vestavný nebo nástavový, je však důležité použít držák s dostatečnou silou ke stlačení talířových pružin [11].



Obr. 18) Upínací mechanismus ISO držáku [11]



Obr. 19) Upínací mechanismus HSK držáku [11]

2.9 Dynamická stránka broušení

Velký vliv na výslednou kvalitu obrobku má kmitání, které se při obrábění vždy vyskytuje. Je to dáno nepřesnostmi mezi jednotlivými součástmi obráběcího stroje.

Pro broušení jsou typické menší silové zatížení při vyšších řezných rychlostech. Většinou je velikost kmitání malá a není potřeba se touto problematikou zabývat do hloubky, avšak s vyššími požadavky na přesnost je třeba zabránit i malému kmitání [12].

2.9.1 Kmitání

Kmitání se dělí [12]:

Vlastní kmitání

Jde o kmitání způsobené rázem (např. záběr nástroje). Většinou je kmitání rychle utlumené, proto je jeho vliv na obrábění zanedbatelný.

Vynucené kmitání

Vzniká působením periodicky proměnlivé síly, jejíž perioda se od periody vlastního kmitání liší. Frekvence vynuceného kmitání je shodná s frekvencí budící síly.

Příčiny vynuceného kmitání:

- přenos kmitů z vnějšku (např. působením sousedního stroje)
- nevyváženost rotačních částí stroje, obrobku nebo nástroje
- chyby v převodech (např. nesprávné spojení řemenů)

Při řezném procesu je vynucené kmitání spojeno s měnícím se průřezem třísky (měnící se radiální záběr). Odchyly v radiálním záběru jsou způsobeny házením brusného kotouče, nerovnoměrnými přídávky na obrábění.

Samobuzené kmitání

Vzniká v soustavách bez vnějšího periodického vlivu. Je určeno strukturou kmitající soustavy. Frekvence je určena tuhostí a hmotností součástí.

2.9.2 Specifické prvky broušení

V případě broušení je v některých případech kmitání specifické, je to dáno zejména [6]:

- nepravidelným rozmístěním brusných zrn
- nedefinovanou geometrií bříty
- rozdílnou velikostí brusných zrn
- velkým množstvím odebrané třísky za časovou jednotku
- velkou tvrdostí zrn kotouče

2.9.3 Eliminace kmitání

Kmitání je u broušení nežádoucím, způsobuje totiž vlnitost povrchu, zhoršuje drsnost a geometrickou přesnost povrchu nebo výrazně opotřebuje brusný kotouč. Eliminovat kmitání

je možno správným vyvažováním a orovnáváním brusných kotoučů, diagnostikou stroje a odstranění vad (špatná ložiska, porucha mazání) [12].

2.10 Vyvažování brousících kotoučů

Nehomogenní skladba brusiva s pojivem může způsobit nevyváženost brusného kotouče.

U nevyváženého kotouče vzniká při vysokých rychlostech setrvačná síla, která působí na vřeteno a ložiska. Na ložiska působí síla střídavým zatížením a vznikají tak vibrace, které negativně ovlivňují přesnost broušení.

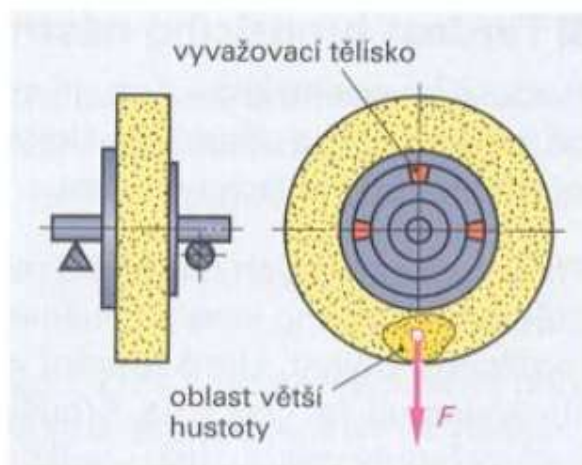
Vyvažování brousícího kotouče spočívá v uspořádání hmoty tak, aby se těžiště shodovalo s osou otáčení. Vyvážením kotouče se eliminují nevyvážené síly, což je nezbytné k dosažení vysoké přesnosti rozměrů a povrchu a také ke snížení opotřebení ložisek [13].

Na základě působení sil se rozlišují dva druhy nevyváženosti:

Statická nevyváženost

Rotující hmoty mají stejnou velikost a polohu od těžiště, nebo je jediná, dvojnásobně velká nevyváženost, které působí v těžišti. Těžiště nevyvážené hmoty vytváří statický moment vzhledem k ose, ten otáčí kotoučem tak, aby těžnice procházela středem otáčení.

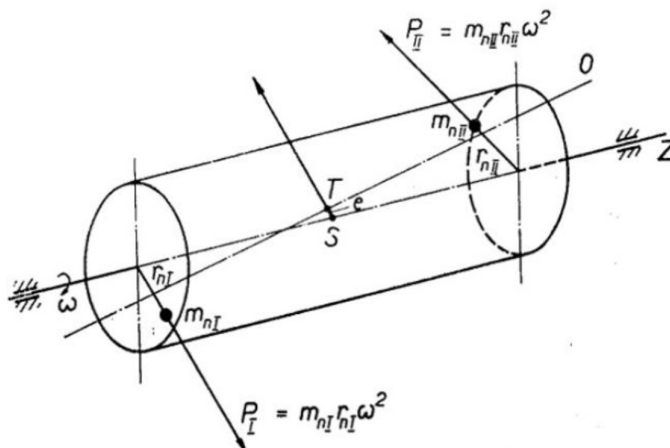
Takový kotouč je uložen na dva vodorovné břity, kde se otáčí (kolébá) tak dlouho, dokud se neustálí a nevyváženost směřuje dolů. Přidá-li se na protilehlou stranu vyvažovací tělísko, nebo se nevyvážená hmota odebere, lze kotouč staticky vyvážit. Tímto způsobem jsou kotouče vyvažovány na dílenském vyvažovacím stojánu [13].



Obr. 20) Statické vyvažování brusného kotouče [14]

Dynamická nevyváženost

Je-li výška kotouče vyšší jako 0,1násobek jeho průměru, je statické vyvažování nedostačující. Dvě působící hmoty jsou různě velké a jsou různě vzdálené od osy O, tedy osa procházející těmito body, je mimoběžná s osou rotace (obr. 21). Tato nevyváženost se v praxi vyskytuje nejčastěji. Odstranění nevyváženosti se provádí ve dvou vyvažovacích rovinách a je prováděno pomocí speciálních nástrojů [15].



Obr. 21) Dynamicky nevyvážené těleso [15]

2.11 Orovnávání brusných kotoučů

Orovnáváním brusného kotouče se odstraňují nerovnosti kotouče a opotřeбенá zrna, kotouč tím získá požadovaný tvar a je obnovena jeho řezivost.

Orovnávání brusných kotoučů má dva cíle:

- Profilování – vytvoření požadovaného tvaru kotouče
- Ostření – slouží k odstranění části pojiva a otupených zrn brusiva na povrchu kotouče

Korundové a karborundové kotouče lze orovnat diamantovými orovnávači, ocelovými kolečky a keramickými orovnávacími kameny. Diamantové kotouče jsou orovnávány kotouči, k ostření se však používá ostřicí kámen. Zrna naostřeného kotouče by měla vyčnívat přibližně třetinou své výšky z pojiva [14].



Obr. 22) Ostření brusných kotoučů [14]

3 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH

Vřetena bývají konstruována s ohledem na stavbu a typ obráběcího stroje, většinou také pro danou aplikaci, kterou má obráběcí stroj vykonávat.

Ze zadání je dáno, že vřeteník má být pro brousící centrum, a má mít výkon do 10kW. Dalším požadavkem pro vřeteno je také automatická výměna nástrojů.

Vřeteník bude konstruován jako vřeteník pro obrábění vnějších ploch brousícího centra pro vnější a vnitřní broušení. Tyto stroje mají 2 vřeteníky, kde jeden vřeteník je pro vnější broušení a druhý pro vnitřní (z důvodu rozdílných velikostí otáček). Tyto stroje se zákazníkovi většinou dodávají na míru podle toho, co chce zákazník obrábět, tomu se uzpůsobují i vřeteníky a jejich parametry.

Konstrukce vřeteníku bude pro broušení hřídelí menších průměrů a délek, případně válcové plochy nástrojů nebo také plochy upínacích držáků. Příklady obráběných ploch jsou na obrázku 23.



Obr. 23) Příklady obráběných ploch pro obvodové broušení [16]

3.1 Volba nástrojové soustavy

Většina vřeteníků pro vnější broušení do kulata nedisponuje automatickou výměnou nástrojů, je to dáno zejména velikostí kotoučů, kde některé kotouče mohou dosahovat velikosti až 600 mm. Proto je upínací mechanismus a celková velikost kotouče volena s ohledem na automatickou výměnu.

Je zvolen upínací držák s krátkou kuželovou stopkou typu HSK-A50. Tento typ upínání byl zvolen zejména proto, že je na trhu daleko dostupnější a jeho cena je nižší než u držáků Coromant Capto. Velikost je dána upínacími adaptéry pro kotouče, které jsou vyráběny od velikosti HSK 50 a vyšší.

Upínacích adaptérů pro kotouče je velké množství a odvíjí se zejména od obráběcí operace a také od velikosti a šířky brusného kotouče, proto není možné vybrat pouze jeden univerzální adaptér. Adaptéry mají různou délku upínacího čepu a také velikost upínacích přírub, které jsou dány velikostí kotouče. Příklad adaptéru je na obrázku 24.



Obr. 24) Upínací adaptér brusných kotoučů od firmy Haimer [17]

3.1.1 Volba brusných kotoučů

Brusné kotouče jsou voleny pro vnější obrábění válcových ploch, jde o běžné keramické kotouče, jejichž rozměry jsou voleny s ohledem na automatickou výměnu. Kotouče dokážou obrábět legované, nelegované a rychlořezné oceli, ale i šedou litinu. V tabulce 1 jsou shrnuty parametry zvolených kotoučů.



Obr. 25) Keramický kotouč od výrobce Tyrolit [18]

Tab 1) Parametry zvolených kotoučů

Parametr	Hodnota	Jednotka
Průměr kotouče	100-250	mm
Maximální šířka kotouče	20	mm
Maximální řezná rychlost kotouče	35	m/s

3.2 Výběr varianty

V této kapitole bude vybrána nejvhodnější varianta pohonu pro vřeteník. Jsou zde brány v úvahu výpočty v pozdější části práce, které jsou potřebné k volbě pohonu. Vzhledem ke zvoleným otáčkám není vhodné použít pohon s přímým náhonem ani vestavěný elektromotor, které se běžně používají pro vysokootáčková vřetena. Bude tedy použit vložený převod.

Pro zvolení vhodné varianty mechanického převodu je provedeno multikriteriální hodnocení, nazývaná také vícekriteriální analýza. Budou porovnány tři převody, řemenový převod s klínovým a ozubeným řemenem a ozubené soukolí. V tabulce 2 jsou sepsána kritéria, která budou u jednotlivých převodů porovnávána. Každému kritériu je přidělena váha (důležitost) významnosti 1-10 (10 je nejvyšší důležitost) a bodové ohodnocení.

Tab 2) Kritéria hodnocení zvolených převodů

Kritérium	Váha kritéria	2 body	1 bod	0 bodů
Dosažení otáček 8000 min^{-1}	10	Ano	-	Ne
Přenos momentu	10	Ano	-	Ne
Přesnost	9	Velká	Normální	Malá
Chvění a vibrace	8	Nízké	Vyšší	Nejvyšší
Cena	8	Nízká	Vyšší	Nejvyšší
Zatížení ložisek	7	Malé	Střední	Velké
Potřeba polohování	6	Ne	-	Ano
Hlučnost	6	Nízká	Vyšší	Nejvyšší
Složitost konstrukce	5	Jednoduchá	Normální	Složitá
Velikost konstrukce	5	Malá	Střední	Velká
Účinnost	3	nad 97 %	85-97 %	do 85 %
Oteplení	3	Nízké	Střední	Vysoké

V následující tabulce 3 je vyhodnocení metody. Zkratka H značí určenou hodnotu z předchozí tabulky, značka S je součin váhy kritéria a určené hodnoty.

Tab 3) Vyhodnocení multikriteriální metody

Kritérium	Váha kritéria	Klínový řemen		Ozubený řemen		Ozubené soukolí	
		H	S	H	S	H	S
Dosažení otáček 8000 min ⁻¹	10	2	20	2	20	2	20
Přenos momentu	10	2	20	2	20	2	20
Přesnost	9	2	18	2	18	1	9
Chvění a vibrace	8	2	16	1	8	0	0
Cena	8	2	16	1	8	0	0
Zatížení ložisek	7	0	0	0	0	2	14
Potřeba polohování	6	2	12	0	0	2	12
Hlučnost	6	2	12	1	6	0	0
Složitost konstrukce	5	2	10	2	10	1	5
Velikost konstrukce	5	2	10	2	10	1	5
Účinnost	3	1	3	2	6	1	3
Oteplení	3	2	6	2	6	1	3
Součet hodnot			143		112		91

Z vyhodnocení metody je patrné, že ozubené soukolí je nevhodné, z řemenových převodů je podle kritérií vhodnější klínový řemen. Proto bude vřeteník konstruován pro náhon s klínovým řemenem.

4 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Ze zadání je dán výkon vřetene 10 kW, který je výchozím parametrem pro návrh vřeteníku. Všechny výpočty jsou brány pro maximální hodnotu zatížení a pro případ hrubování. Dále jsou výpočty počítány s řeznou rychlostí 40 m/s, což je o 5 m/s vyšší hodnota, než dovolují keramické kotouče (35 m/s) a to z důvodu mírného předimenzování.

4.1 Výpočet řezných sil

Nejprve je třeba určit zatížení působící na vřeteno při broušení.

Obvodové broušení vnějších ploch do kulata

Toto broušení se dělí na axiální (podélné) a radiální (zápichové), broušení s podélným posuvem, se používá převážně u rotačních součástek válcového nebo kuželového tvaru. Podmínkou u broušení radiálního je tuhý obrobek, většinou do maximální délky okolo 350 mm. Doporučené podmínky pro obvodové broušení ocelových materiálů jsou uvedeny v tabulce č. 4 [19].

Tab 4) Doporučené pracovní podmínky pro obvodové broušení vnějších ploch

Druh práce	a_e [mm]	f_a [mm]	v_w [m·min ⁻¹]
Hrubování	0,001-0,008	$(0,6-0,8) \cdot b_s$	15-20
Na čisto		$(0,2-0,4) \cdot b_s$	8-15
f-pracovní (radiální) záběr, a_e -axiální posuv, v_w -obvodová rychlost obrobku, b_s -šířka brousícího kotouče			

Dále je ještě potřeba znát koeficienty pasivní a posuvové síly, které jsou zvoleny následovně [19]:

Koeficient pasivní síly: $c_{p1} = 3$

Koeficient posuvové síly: $c_{p2} = 0,5$

Řezná síla:

$$F_c = 25 \cdot v_w^{0,6} \cdot f_a^{0,6} \cdot a_e^{0,5} = 25 \cdot 20^{0,6} \cdot 16^{0,6} \cdot 0,008^{0,5} = 72,215 \text{ N} \quad (7)$$

Pasivní (radiální) síla:

$$F_p = c_{p1} \cdot F_c = 3 \cdot 72,215 = 216,645 \text{ N} \quad (8)$$

Posuvová (axiální) síla:

$$F_f = c_{p2} \cdot F_c = 0,5 \cdot 72,215 = 36,101 \text{ N} \quad (9)$$

4.2 Určení otáček vřetene

Výpočet se provádí pro nominální otáčky, které jsou určeny řeznou rychlostí a největším používaným průměrem nástroje.

Nominální otáčky vřetene:

$$n_n = \frac{1000 \cdot v_c \cdot 60}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{1000 \cdot 40 \cdot 60}{\pi \cdot 250} = 3056 \frac{1}{\min} \quad (10)$$

Dále je také potřeba určit otáčky pro nejmenší používaný nástroj, protože se zmenšujícím se průměrem nástroje rostou otáčky. Tyto otáčky budou brány jako maximální otáčky, které se berou v úvahu při výběru motoru.

Maximální otáčky vřetene:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot v_c \cdot 60}{\pi \cdot D_{\min}} = \frac{1000 \cdot 40 \cdot 60}{\pi \cdot 100} = 7639 \frac{1}{\min} \quad (11)$$

4.3 Výpočet krouticího momentu

Při návrhu vřetene je dále potřeba určit maximální krouticí moment, pro který je vřeteno dimenzováno. Maximální krouticí moment nastává při nejmenších otáčkách.

Avšak pro výběr motoru, je vhodné zjistit krouticí moment také při otáčkách maximálních.

Velikost krouticího momentu je určena vztahem:

$$M_k = F_c \cdot \frac{D}{2} \quad (12)$$

kde : F_c ... řezná síla

D ... průměr nástroje

Krouticí moment pro kotouč $d=250$ mm:

$$M_{k250} = F_c \cdot \frac{D_{\max}}{2} = 72,215 \cdot 0,125 = 9,03 \text{ Nm} \quad (13)$$

Krouticí moment pro kotouč $d=100$ mm:

$$M_{k100} = F_c \cdot \frac{D_{\min}}{2} = 72,215 \cdot 0,05 = 3,61 \text{ Nm} \quad (14)$$

4.4 Výpočet řezného výkonu

Potřebný výkon závisí na otáčkách a krouticím momentu. Řezný výkon klesá s klesajícím momentem, je tedy potřeba počítat s maximálním krouticím momentem.

$$P_f = 2\pi n_n \cdot M_{k250} = 2\pi \cdot \frac{3056}{60} \cdot 9,03 = 2,91 \text{ kW} \quad (15)$$

Zaokrouhlením hodnot jsou získány parametry, pro které se bude vřeteno konstruovat:

Výkon vřetene: $P_v = 10 \text{ kW}$

Moment vřetene: $M_v = 10 \text{ Nm}$

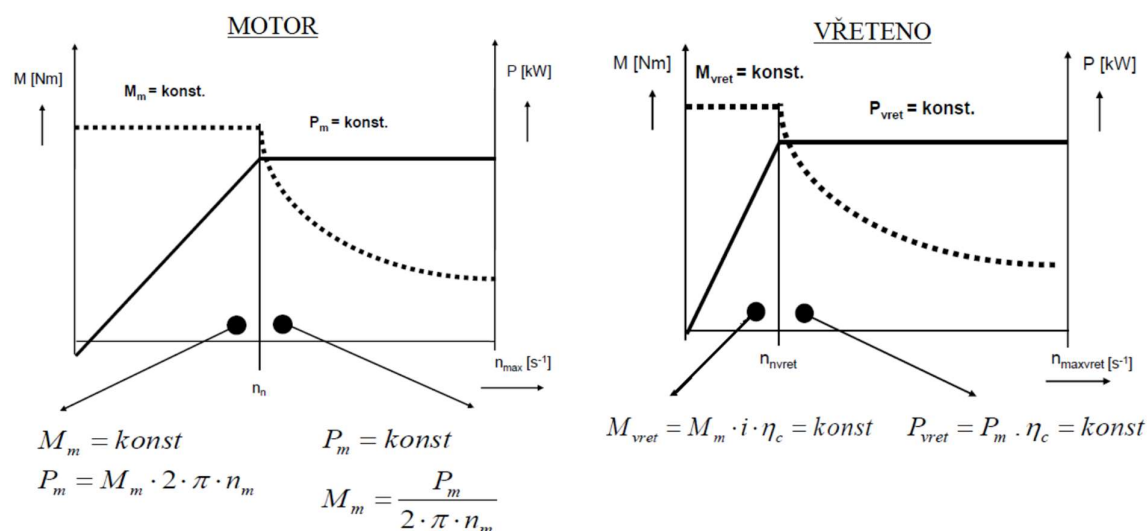
Nominální otáčky vřetene: $n_{nv} = 3056 \text{ min}^{-1}$

4.5 Volba a výpočet pohonu

Pro volbu vhodného motoru je zapotřebí určit dopředu způsob uložení a náhon. Pohon bude realizován klínovým řemenovým převodem, výhodou je tichý a klidný chod, schopnost tlumit rázy a vibrace a jednoduchost výroby řemenic. Jako uložení vřetene jsou předběžně zvolena 4 kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Jde však zatím o předběžné určení uložení.

4.5.1 Volba motoru

Zvolený motor musí splňovat jak momentové, tak i výkonové charakteristiky vřetene, které mohou být ovlivněny převodovým poměrem i_p . Převodový poměr změní jmenovité otáčky, je tedy zapotřebí rozlišit momentové a výkonové oblasti motoru a vřetene viz obr. 17. Do výpočtů je nutno započítat také účinnosti jednotlivých komponent, ať už jde o uložení nebo pohon vřetene [1].



Obr. 26) Momentové a výkonové charakteristiky vřetene a motoru [1]

Účinnost je určena součinem účinností kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem ($\eta_L = 0,99$) a řemenového převodu ($\eta_p = 0,97$). Dostaneme tak celkovou účinnost:

$$\eta_c = \eta_L^4 \cdot \eta_p = 0,99^4 \cdot 0,97 = 0,932 \quad (16)$$

Převodový poměr je zvolen $i_p = 0,65$, jde tedy o převod do rychla.

Moment motoru pro maximální zátěž na vřetení:

$$M_{\min m} = \frac{M_v}{\eta_c \cdot i_p} = \frac{10}{0,932 \cdot 0,65} = 16,5 \text{ Nm} \quad (17)$$

Otáčky motoru při maximálních otáčkách vřetene:

$$n_{\max m} = n_{\max} \cdot i_p = 8000 \cdot 0,65 = 5200 \frac{1}{\text{min}} \quad (18)$$

Potřebný výkon motoru:

$$P_m = 2\pi n_n \cdot M_{\min m} = 2\pi \cdot \frac{3056}{60} \cdot 16,5 = 5,28 \text{ kW} \quad (19)$$

Vzhledem k určenému výkonu a momentu je zvolen asynchronní elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CA03. Tento typ motoru lze otáčkově dvojnásobně přetížit. Rozsah frekvenčního měniče je zvolen 0–100 Hz. Základní parametry jsou shrnuty v tabulce 5.

Tab 5) Základní parametry motoru [20]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výkon	5,5	kW
Nominální moment	18	Nm
Nominální otáčky	2910	min ⁻¹
Maximální otáčky	5820	min ⁻¹

Otáčky motoru při nominálních otáčkách vřetene:

$$n_{M1} = n_n \cdot ip = 2910 \cdot 0,65 = 1891 \frac{1}{\text{min}} \quad (20)$$

4.5.2 Volba řemene

Řemen byl zvolen pomocí programu ContiTech Suite 7.4 od společnosti Continental, který po zadání vstupních podmínek, vypočítá potřebné parametry. Výsledek výpočtu je uveden v příloze 2. Na základě výpočtu byl zvolen úzký klínový řemen CONTI-V SPZ 1737–LW. Základní výpočty jsou uvedeny v tabulce 6.

Tab 6) Základní parametry řemene

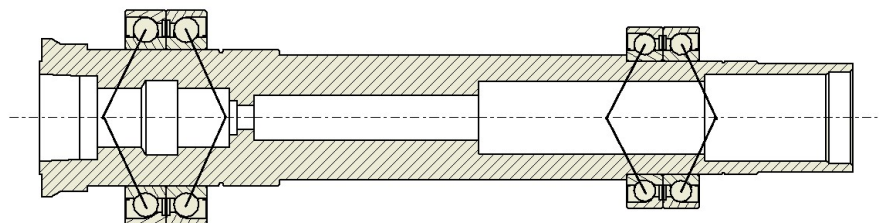
Parametr	Hodnota	Jednotka
Šířka řemenu	9,7	mm
Počet řemenů	3	ks
Celková předepínací síla	1149	N
Výkon řemene	9,54	kW
Průměr hnané řemenice	100	mm
Šířka hnané řemenice	52	mm

Řemenice je k vřetenu připevněna pomocí pouzdra Taper Lock. Konec vřetene má průměr 48 mm, pro který je vhodné pouzdro TB 2012, které dokáže přenést moment 165 Nm bez pera a 800 Nm s perem. Zvolená řemenice od výrobce Tyma má roztečný průměr 100 mm a šířku 52 mm [21; 22].

4.6 Volba ložisek

Pro uložení vřetenové hřídele jsou zvolena vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem od výrobce SKF. Tato ložiska jsou vhodná k přenášení kombinovaného zatížení (axiální i radiální).

Vřeteno bude uloženo do dvou podpěr, kde v každé podpěře budou 2 ložiska uložena do "O". Toto uložení je dle [1] vhodné pro brousící stroje. Pro přední konec jsou zvolena ložiska S7012 ACD/P4A, jde o ložiska s vnitřním těsněním s úhlem styku 25° v provedení D, které značí vysokou únosnost. Pro zadní konec hřídele jsou zvolena ložiska S71010 ACD/HCP4A, které mají také vnitřní těsnění a úhel styku 25°. Souhrn základních parametrů je uveden v tabulkách 7 a 8.



Obr. 27) Uložení vřetene v ložiskách

Tab 7) Rozměry a parametry předního ložiska [7]

SKF S7012 ACD/P4A			
Vnější průměr	D_A	95	[mm]
Vnitřní průměr	d_A	60	[mm]
Šířka	B_A	18	[mm]
Základní dynamická únosnost	C_A	39	[kN]
Základní statická únosnost	C_{0A}	33,5	[kN]
Max. otáčky při mazání plastickým mazivem	n_{maxA}	13 000	[r/min]
Radiální tuhost ložiska	k_{rA}	291	[N/ μm]
Předpětí	G_{BA}	960	[N]

Tab 8) Rozměry a parametry zadního ložiska [7]

SKF S71010 ACD/HCP4A			
Vnější průměr	D_B	80	[mm]
Vnitřní průměr	d_B	50	[mm]
Šířka	B_B	16	[mm]
Základní dynamická únosnost	C_B	28,1	[kN]
Základní statická únosnost	C_{0B}	23,2	[kN]
Max. otáčky při mazání plastickým mazivem	n_{maxB}	18 000	[r/min]
Radiální tuhost	K_{rB}	204	[N/μm]
Předpětí	G_{BB}	360	[N]

4.6.1 Optimální vzdálenost ložisek

V kapitole 2.4 již bylo zmíněno že existuje určitá vzdálenost mezi ložisky, při které je deformace na konci vřetena nejnížší, tato vzdálenost je tedy nejvhodnější. Nejvhodnější vzdálenost ložisek můžeme získat nalezením minima funkce $\delta=f(L)$, přesněji vztahem:

$$\delta = \frac{Fa^2}{3E} \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} [a^2 C_A + (a + L)^2 C_B] \quad (21)$$

Následně se funkce derivuje podle L a položí se rovno nule.

$$\begin{aligned} \frac{d\delta}{dL} &= 0 \\ \frac{d\delta}{dL} &= -\frac{2a^2}{L^3} \cdot (C_A + C_B) - \frac{2a}{L^2} \cdot C_B + \frac{a^2}{3 \cdot E \cdot J_1} \end{aligned} \quad (22)$$

Upravením předešlé rovnice dostaneme kubickou rovnici pro optimální vzdálenost ložisek:

$$L^3 + \frac{6E \cdot J_1 \cdot L}{a} \cdot C_B - 6E \cdot J_1 \cdot (C_A + C_B) = 0 \quad (23)$$

Tato kubická rovnice pak odpovídá tvaru:

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (24)$$

kde [8]:

$$r = -6E \cdot J_1 \cdot (C_A + C_B) \quad (25)$$

$$q = -\frac{6E \cdot J_1}{a} \cdot C_B \quad (26)$$

Rovnice (24) má tři kořeny, avšak pouze jeden z nich je reálný a má tedy význam.

$$x_1 = u + v \quad (27)$$

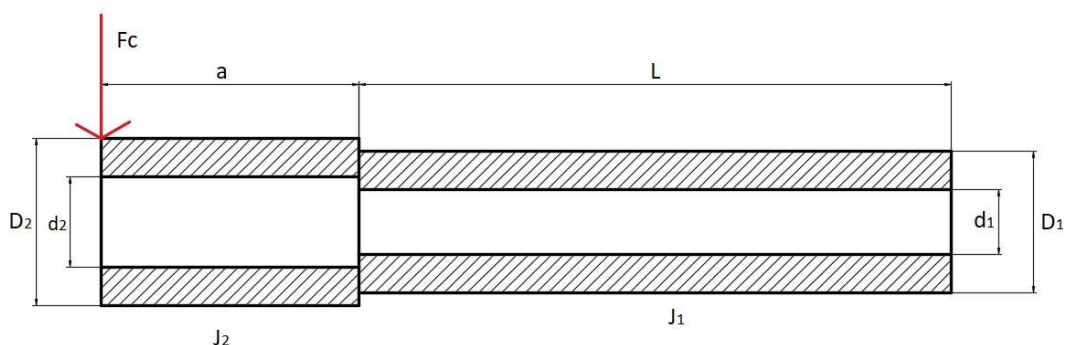
Kde jednotlivé členy rovnice jsou:

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r + \sqrt{z}} \quad (28)$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r - \sqrt{z}} \quad (29)$$

$$z = \frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3 \quad (30)$$

Ve výpočtech je potřeba znát kvadratické momenty, proto pro usnadnění výpočtu je nutné provést zjednodušení hřídele vřetene, která je znázorněna na obrázku 28. Všechny parametry potřebné k výpočtu vzdálenosti ložisek jsou uvedeny v tabulce 9.



Obr. 28) Zjednodušená hřídel pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Tab 9) Parametry pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Délka předního konce	a	55	[mm]
Modul pružnosti v tahu	E	210 000	[MPa]
Vnější průměr hřídele mezi ložisky	D ₁	55	[mm]
Vnější průměr předního konce	D ₂	60	[mm]
Vnitřní průměr hřídele mezi ložisky	d ₁	30	[mm]
Vnitřní průměr předního konce	d ₂	35	[mm]
Působící síla	F _c	72,2	[N]
Radiální tuhost předního ložiska	k _{rA}	291	[N/μm]
Radiální tuhost zadního ložiska	k _{rB}	204	[N/μm]

Kvadratický moment mezi ložisky:

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,055^4 - 0,030^4)}{64} = 4,094 \cdot 10^{-7} m^4 \quad (31)$$

Kvadratický moment předního konce vřetene:

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,060^4 - 0,035^4)}{64} = 5,625 \cdot 10^{-7} m^4 \quad (32)$$

Poddajnost předního ložiska A:

$$C_A = \frac{1}{k_{rA}} = \frac{1}{291 \cdot 10^6} = 3,436 \cdot 10^{-9} \frac{m}{N} \quad (33)$$

Poddajnost zadního ložiska B:

$$C_B = \frac{1}{k_{rB}} = \frac{1}{204 \cdot 10^6} = 4,902 \cdot 10^{-9} \frac{m}{N} \quad (34)$$

Dále je potřeba dosadit získané hodnoty do rovnic 25 a 26, a výsledky z těchto rovnic poté dosadit do rovnic 28, 29 a 30:

$$\begin{aligned} z &= \frac{1}{4} \cdot (-0,004)^2 + \frac{1}{27} \cdot (-0,046)^3 = 1,026 \cdot 10^{-6} m, \\ u &= \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r + \sqrt{z}} = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot (-0,046) + \sqrt{1,026 \cdot 10^{-6}}} = 0,147 m, \\ v &= \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r - \sqrt{z}} = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot (-0,046) - \sqrt{1,026 \cdot 10^{-6}}} = 0,104 m. \end{aligned}$$

Optimální vzdálenost ložisek poté dostaneme dosazením výsledků z rovnic 28, 29 a 30 do rovnice 27:

$$x_1 = u + v = 0,147 + 0,104 = 0,251 m \quad (35)$$

Vypočítaná optimální vzdálenost je 251 mm, z konstrukčního hlediska je však volena menší vzdálenost 220 mm.

L = 0,220 m

4.7 Výpočet tuhosti vřetene

Tuhost vřetene se určuje z celkové deformace, která je vypočítána pomocí dílčích deformací, viz. kapitola 3.4. Potřebné parametry pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 10.

Tab 10) Hodnoty k výpočtu tuhosti vřetene

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Délka předního konce	a	55	[mm]
Modul pružnosti v tahu	E	210 000	[MPa]
Kvadratický moment oblasti mezi ložisky	J ₁	4,094·10 ⁻⁷	[m ⁴]
Kvadratický moment oblasti předního konce	J ₂	5,625·10 ⁻⁷	[m ⁴]
Vzdálenost mezi ložisky	L	220	[mm]
Působící síla	F _c	72,2	[N]
Poddajnost předního ložiska A	C _A	3,436·10 ⁻⁹	[m/N]
Poddajnost zadního ložiska B	C _B	4,902·10 ⁻⁹	[m/N]

Výpočet pro deformaci vřetene dle vztahu 4:

$$\delta_V = \frac{F \cdot a^2}{3E} \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) = \frac{72,2 \cdot 0,055^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} \cdot \left(\frac{0,22}{4,094 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,055}{5,625 \cdot 10^{-7}} \right) = 2,21 \cdot 10^{-7} m = 0,22 \mu m$$

Výpočet pro deformaci ložisek dle vztahu 5:

$$\begin{aligned} \delta_L &= \frac{F}{L^2} [a^2 C_A + (a + L)^2 C_B] = \\ &= \frac{72,2}{0,22^2} (0,055^2 \cdot 3,436 \cdot 10^{-9} + (0,055 + 0,22)^2 \cdot 4,902 \cdot 10^{-9}) = \\ &= 1,65 \cdot 10^{-8} m = 0,016 \mu m \end{aligned}$$

Výpočet pro celkovou deformaci dle vztahu 6:

$$\delta = \delta_V + \delta_L = 2,375 \cdot 10^{-7} m = 0,237 \mu m$$

Při používání delších adaptérů pro brusné kotouče bude celková deformace narůstat se vzdáleností od vřetene, proto by mělo být vyložení brusných kotoučů co nejmenší.

Výpočet tuhosti vřetene:

$$k_{vř} = \frac{F_c}{\delta} = \frac{72,2}{2,375 \cdot 10^{-7}} = 3,04 \cdot 10^8 N \cdot m^{-1} \quad (36)$$

Pro brousící stroje je dána podmínka pro minimální tuhost, ta musí být větší nebo rovna 250 MN·m⁻¹ [1]:

$$k_{min} \geq 250 MN \cdot m^{-1} \quad (37)$$

$$k_{vř} > k_{min} \quad (38)$$

Podmínka je tedy splněna.

Výpočet radiálního házení nástroje:

$$\frac{\delta_N}{\delta} = \frac{l_v + a + L}{a + L} \quad (39)$$

$$\delta_N = \delta \cdot \frac{l_v + a + L}{a + L} = 2,375 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,17 + 0,055 + 0,22}{0,055 + 0,22} = 3,843 \cdot 10^{-7} \text{ m.} \quad (40)$$

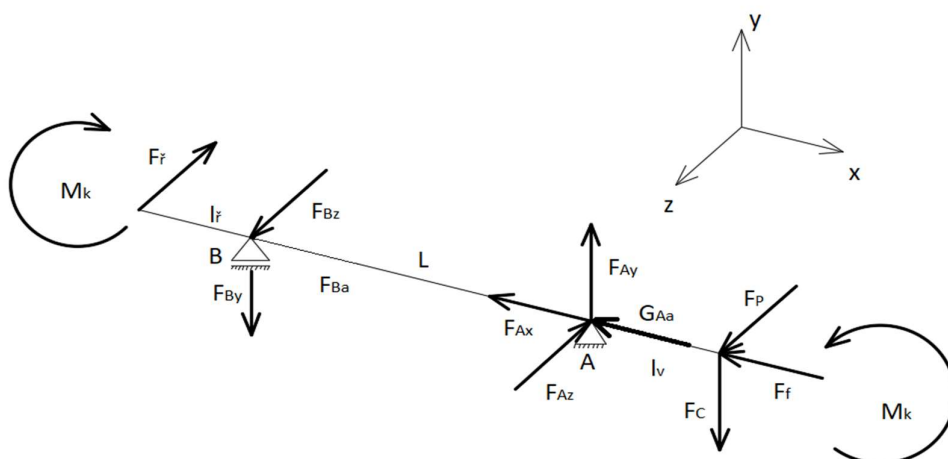
Výsledné házení nástroje je 0,38 μm, jde však o házení při hrubování s největším zatížením, dá se tedy předpokládat, že při metodě dokončování bude házení ještě menší.

4.8 Výpočet silových reakcí

Velikosti reakčních sil v podpěrách vznikají od brusného nástroje a síly předeprnutí hnacího řemene, tyto síly jsou nutné ke stanovení tuhosti vřetenové soustavy a dále k určení trvanlivosti ložisek. Při výpočtu se vychází ze statické rovnováhy sil, které působí na vřeteno. Výpočet je prováděn stejně jako u nosníku na dvou podporách, který je zatížen silami. Schéma uložení s podporami je znázorněno na obrázku 29, v tabulce 11 jsou uvedeny potřebné parametry pro výpočet.

Tab 11) Parametry potřebné pro výpočet sil v podpěrách

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Řezná síla	F_c	72,215	N
Posuvová síla	F_f	36,101	N
Pasivní síla	F_p	216,645	N
Síla od řemene	F_r	1149	N
Síla od ložiska A	G_{Aa}	960	N
Vzdálenost řezné síly od podpěry A	l_v	170	mm
Vzdálenost mezi podpěrami	L	220	mm
Vzdálenost síly od řemene a podpěrou B	l_r	60	mm



Obr. 29) Kombinované zatížení vřetena

$$\sum F_x = G_{Aa} - F_{Ax} - F_f = 0 \quad (41)$$

$$\sum F_y = -F_{By} + F_{Ay} - F_c = 0 \quad (42)$$

$$\sum F_z = -F_{fz} + F_{Bz} - F_{Az} + F_p = 0 \quad (43)$$

$$\sum M_{By} = -F_{fz} \cdot l_f + F_{Az} \cdot L - F_p \cdot (L + l_v) = 0 \quad (44)$$

$$\sum M_{Bz} = F_{Ay} \cdot L - F_c \cdot (L + l_v) = 0 \quad (45)$$

dosazení:

$$F_{Ax} = -G_{Aa} - F_f = -960 - 36,101 = -996,101 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_{Ay} = \frac{F_c \cdot (L + l_v)}{L} = \frac{72,215 \cdot (0,22 + 0,17)}{0,22} = 128,2 \text{ N} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} F_{Az} &= \frac{F_p \cdot (L + l_v) + F_{fz} \cdot l_f}{L} \\ &= \frac{216,645 \cdot (0,22 + 0,17) + 1149 \cdot 0,06}{0,22} = 697,42 \text{ N} \end{aligned} \quad (48)$$

$$F_{By} = F_{Ay} - F_c = 128,2 - 72,215 = 55,985 \text{ N} \quad (49)$$

$$F_{Bz} = F_{Az} - F_p + F_{fz} = 697,42 - 216,645 + 1149 = 1629,775 \text{ N} \quad (50)$$

Radiální síla v ložisku A:

$$F_{AR} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = 720,82 \text{ N} \quad (51)$$

Radiální síla v ložisku B:

$$F_{BR} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = 1633,48 \text{ N} \quad (52)$$

Axiální síly v ložiscích

Na ložiska působí v axiálním směru předepínací síla ložisek.

Velikost axiální síly předního ložiska A:

$$F_{Aa} = F_{Ax} = 996,1 \text{ N} \quad (53)$$

Velikost axiální síly zadního ložiska B:

$$F_{Ba} = G_{BB} = 360 \text{ N} \quad (54)$$

4.9 Trvanlivost ložisek

Výpočet pro trvanlivost ložiska je dán mezinárodní normou ISO 281. Vyjadřuje se jako počet otáček nebo provozních hodin, za určité rychlosti otáčení, které je ložisko schopno vykonat před tím, než dojde k prvním známám únavy materiálu. Vztah dle normy ISO 281 pro základní trvanlivost:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad (55)$$

kde: L_{h10} – hodinová trvanlivost [hod],
 P – ekvivalentní dynamické zatížení [N],
 C – dynamická únosnost ložiska [N],
 p – mocnitel, pro kuličkové ložiska $p = 3$,
 n – otáčky [min^{-1}] [1]

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení

U sestav ložisek s kosoúhlým stykem se používá výpočet pro tzv. ekvivalentní dynamické zatížení a to z toho důvodu, že ložiska přenáší radiálně-axiální zatížení. Postup výpočtu pro dvojice ložisek uspořádaných zády k sobě je následující, pokud [1]:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (56)$$

pak platí:

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (57)$$

pokud:

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad (58)$$

pak platí vztah pro ekvivalentní dynamické zatížení následovně:

$$P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (59)$$

kde: F_r – radiální síla [N],
 X_2 – radiální koeficient,
 F_a – axiální síla [N],
 $Y_{1,2}$ – axiální koeficient
 e – ložiskový součinitel

Hodnoty součinitelů e , X_2 , Y_1 a Y_2 závisí na stykovém úhlu ložiska a jsou uvedeny v tabulce 12 [7].

Tab 12) Součinitelé ložisek [7]

Součinitelé ložisek spárovaných zády k sobě (do "0") nebo čely k sobě (do "X")					
$2 f_0 F_a / C_0$	e	X_2	Y_1	Y_2	Y_0
Stykový úhel 15° (Zadní přídatné označení CD, CE nebo CB)					
$\leq 0,178$	0,38	0,72	1,65	2,39	0,92
0,357	0,4	0,72	1,57	2,28	0,92
0,714	0,43	0,72	1,46	2,11	0,92
1,07	0,46	0,72	1,38	2	0,92
1,43	0,47	0,72	1,34	1,93	0,92
2,14	0,5	0,72	1,26	1,82	0,92
3,57	0,55	0,72	1,14	1,66	0,92
$\geq 5,35$	0,56	0,72	1,12	1,63	0,92
Stykový úhel 18° (Zadní přídatné označení FE nebo FB)					
–	0,57	0,7	1,09	1,63	0,84
Stykový úhel 25° (Zadní přídatné označení ACD, ACE nebo ACB)					
–	0,68	0,67	0,92	1,41	0,76

Výpočet trvanlivosti předních ložisek v podpěře A

Výpočet je proveden podle postupu, který je uveden výše, potřebné parametry jsou shrnuty v tabulce 13:

Tab 13) Parametry pro výpočet trvanlivosti ložisek v podpěře A

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Axiální síla	G_{BA}	960	N
Radiální síla	F_{AR}	720,82	N
Základní statická únosnost	C_A	39	kN
Koeficient k vyjádření únosnosti	f_i	1,62	-

$$\frac{F_{Aa}}{F_{AR}} = \frac{996,1}{720,82} = 1,38 > e = 0,68 \quad (60)$$

dle podmínky je pak výpočet ekvivalentního zatížení následující:

$$P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a = 0,67 \cdot 720,82 + 1,41 \cdot 996,1 = 1887 \text{ N} \quad (61)$$

Dynamická únosnost dvojice ložisek:

$$C_{A2} = f_i \cdot C_A = 1,62 \cdot 39\,000 = 63\,180 \text{ N} \quad (62)$$

Trvanlivost ložisek v podpěře A:

$$L_{h10} = \left(\frac{C_{A2}}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{63\,180}{1887} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 8000} = 78\,140 [\text{hod}] \quad (63)$$

Výpočet trvanlivosti zadních ložisek v podpěře B:

Pro ložiska v podpěře B uvažují pouze přenos radiálního zatížení. Parametry pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 14:

Tab 14) Parametry potřebné pro výpočet trvanlivosti ložisek v podpěře B

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Radiální síla	F_{BR}	720,82	N
Základní statická únosnost	C_B	28,1	kN
Koeficient k vyjádření únosnosti	f_i	1,62	-

Dynamická únosnost dvojice ložisek:

$$C_{B2} = f_i \cdot C_B = 1,62 \cdot 28\,100 = 45\,520 \text{ N} \quad (64)$$

Trvanlivost ložisek v podpěře B:

$$L_{h10} = \left(\frac{C_{B2}}{F_{BR}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{45\,520}{720,82} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 8000} = 524\,700 [\text{hod}] \quad (65)$$

Hodnota trvanlivosti ložisek v podpěře B je možná až příliš velká, je to dáno především nižším zatížením, které je u brusných strojů typické, a dále také většími rozměry vřetene.

4.10 Mazání vřetenových ložisek

U vysoce přesných ložisek závisí volba maziva především na požadovaných otáčkách a provozní teplotě. Mazání plastickým mazivem je jednou z možností.

Mazání vysoce přesných ložisek vhodným plastickým mazivem zabraňuje přílišnému oteplování ložisek a umožňuje klidný chod při poměrně vysokých otáčkách. Další výhodou je jednodušší konstrukce uložení, jelikož plastické mazivo je uloženo a utěsněno přímo v ložisku, není tak potřeba žádných kanálků pro přívod maziva. Dále plastické mazivo utěsňuje konstrukci a chrání ložiska před nečistotami a vlhkostí.

Za předpokladu, že provozní životnost ložisek je vyšší než životnost maziva, je nevýhodou potřebná výměna maziva [23].

Dle katalogu výrobce SKF je vybráno mazivo SKF LGMT 2, které je na bázi minerálního oleje zahuštěného lithným mýdlem s vynikající tepelnou stabilitou v plném rozsahu provozních teplot a je vhodné pro širokou škálu aplikací [24].

Výpočet trvanlivosti maziva

Životnost maziva klesá s vyšším otáčkovým číslem, výpočet bude proto proveden pro větší ložiska, které jsou na předním konci vřetene. Při výpočtu nebudeme uvažovat maximální otáčky vřetene, ale pouze poloviční, střední otáčky vřetene $n_s = 4000 \text{ min}^{-1}$.

Otáčkové číslo:

$$\begin{aligned} O_{\xi} &= n_s \cdot d_m = n_s \cdot 0,5 \cdot (D_A + d_A) = 4000 \cdot 0,5 \cdot (95 + 60) \\ &= 310\,000 \text{ mm/min} \end{aligned} \quad (66)$$

Dle diagramu [diagram 15, str. 107, 7] je interval doplnění maziva pro ložiska s kosoúhlým stykem 25° $t_f = 20\,000$ hodin pro jednotlivé ložisko. Pro sadu ložisek je interval upraven [7]:

$$\begin{aligned} T_r &= t_f \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6 \cdot C_7 \cdot C_8 = \\ &= 20\,000 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 18\,750 \text{ hod} \end{aligned} \quad (67)$$

kde jednotliví součinitelé jsou [7]:

$C_1 = 0,75$ – pro předpětí třídy B,

$C_2 = 1$ – pro ocelové kuličky v ložisku,

$C_3 = 1$ – pro vodorovnou orientaci hřídele,

$C_4 = 1$ – pro ekvivalentní dynamické zatížení menší než $0,05 C$,

$C_5 = 1$ – pro spolehlivost ložisek 90 %,

$C_6 = 1$ – pro nízké proudění vzduchu

$C_7 = 1$ – pro nízkou vlhkost

$C_8 = 1,25$ – pro předpokládanou provozní teplotu 70°C

Výsledná hodnota 18 750 je pouze orientační, interval se totiž s nižšími otáčkami prodlužuje, s vyššími naopak zkracuje. Nicméně vzhledem k nižší hodnotě trvanlivosti maziva, než trvanlivosti ložisek je potřeba ložiska domazat.

Určená hodnota pro doplnění maziva je stanovena na 18 500 hodin, při servisním zásahu budou také zkontrolovány těsnící prvky a upínací mechanismus.

4.11 Pevnostní výpočet vřetena

Vřetenová hřídel je v průběhu broušení namáhána na ohyb a krut, zatímco ohybový moment má proměnnou hodnotu, krouticí moment je po celé délce vřetene konstantní. Výpočty jsou provedeny na základě hodnot z předchozích kapitol, jsou shrnuty v tabulce 15:

Tab 15) Hodnoty potřebné pro pevnostní výpočet

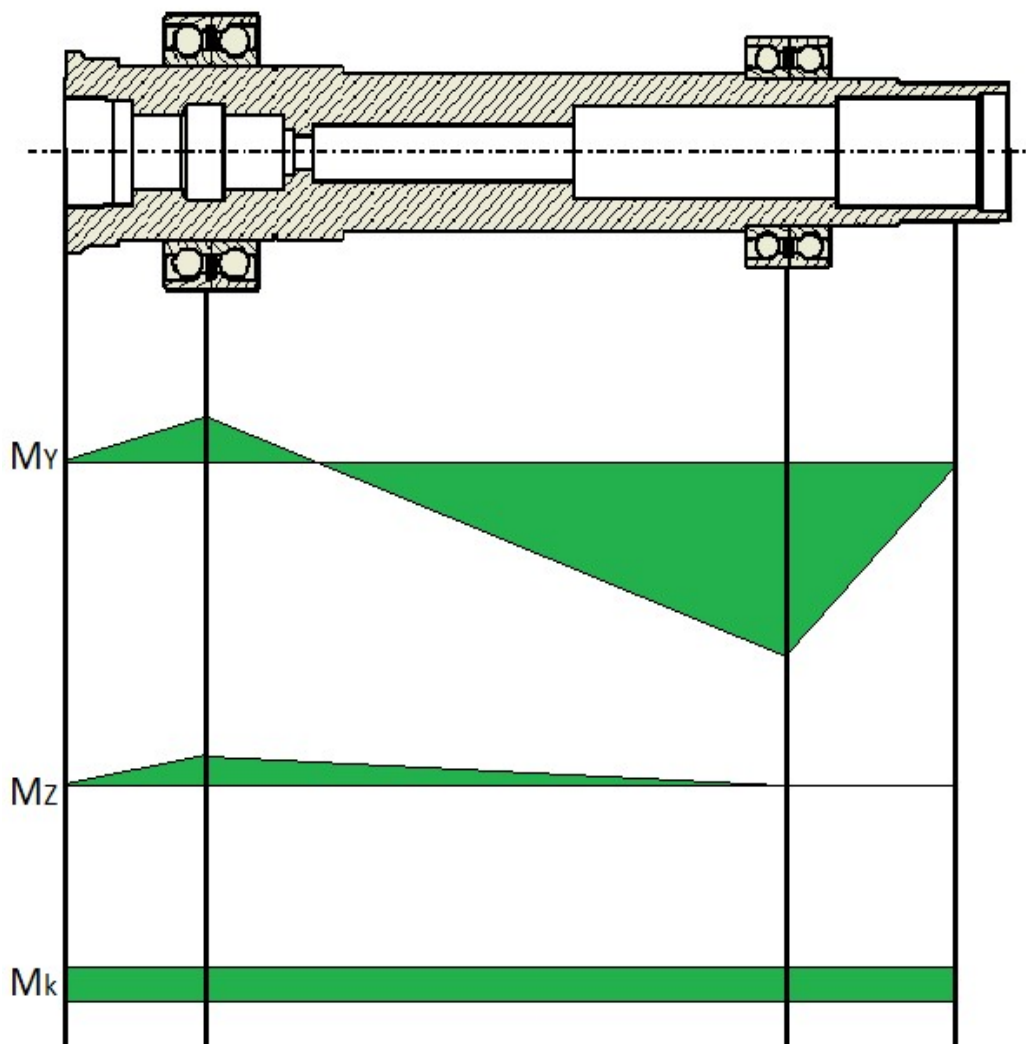
Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Délka předního konce vřetene	a	55	mm
Vzdálenost mezi ložisky	L	220	mm
Vzdálenost mezi podpěrou B a silou od řemene	l_f	55	mm
Vnější průměr v místě A	D_2	60	mm
Vnitřní průměr v místě A	d_2	35	mm
Vnější průměr v místě B	D_1	50	mm
Vnitřní průměr v místě B	d_1	38	mm
Řezná síla	F_C	72,2	N
Reakční síla v místě A	F_{AR}	720,82	N
Reakční síla v místě B	F_{BR}	1633,48	N
Krouticí moment vřetene	M_k	10	Nm

Materiál pro vřetenovou hřídel je volen s ohledem na potřebnou tvrdost a odolnost proti opotřebení. Hřídel bude vyrobena z konstrukční mangan-chromové oceli 14 220 dle ČSN (16MnCr5 dle EN), která je doporučena pro vřetena obráběcích strojů, parametry jsou shrnuty v tabulce číslo 16 [25; 26]

Tab 16) Vlastnosti oceli 14 220 [26]

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	R_m	785	MPa
Mez kluzu	R_e	590	MPa
Modul pružnosti ve smyku	G	80 000	-
Modul pružnosti v tahu	E	210 000	GPa
Poissonova konstanta	μ	0,3	-

Pro výpočet je potřeba znát průběhy výsledných vnitřních účinků (VVÚ), které znázorňují silové a momentové průběhy po délce vřetena. Z těchto grafů se určí nejvíce namáhaná místa na hřídeli. Obr 30 znázorňuje schéma uložení hřídele a výsledné průběhy VVÚ.



Obr. 30) Grafické znázornění VVÚ

4.11.1 Výpočet bezpečnosti k MSP

MSP pro průřez A

Momentové zatížení:

$$M_y = F_p \cdot a = 216,645 \cdot 55 = 11,9 \text{ Nm} \quad (68)$$

$$M_z = F_c \cdot a = 72,22 \cdot 55 = 3,9 \text{ Nm} \quad (69)$$

Napětí od normálové síly

$$\sigma_N = \frac{F_f}{S} = \frac{F_f}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} = \frac{36,1}{\frac{\pi \cdot 60^2}{4}} = 0,012 \text{ MPa} \quad (70)$$

Kruhový průřez

$$W_{oA} = \frac{\pi}{32 \cdot D_2} \cdot (D_2^4 - d_2^4) = \frac{\pi}{32 \cdot 60} \cdot (60^4 - 35^4) = 18\,750 \text{ mm}^3 \quad (71)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{oA} = \frac{(M_y + M_z)}{W_{oA}} = \frac{(11900 + 3900)}{18750} = 0,842 \text{ MPa} \quad (72)$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{kA} = \frac{\pi}{16 \cdot D_2} \cdot (D_2^4 - d_2^4) = 37\,500 \text{ mm}^3 \quad (73)$$

Napětí od kroutícího momentu:

$$\tau_{kA} = \frac{M_k}{W_{kA}} = \frac{10}{37500} = 0,266 \text{ MPa} \quad (74)$$

Redukované napětí dle podmínky max τ :

$$\begin{aligned} \sigma_{redmax\tau_{kA}} &= \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{oA})^2 + 4 \cdot \tau_{kA}^2} \\ \sigma_{redmax\tau_{kA}} &= \sqrt{(0,012 + 0,842)^2 + 4 \cdot 0,266^2} = 1,006 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (75)$$

Bezpečnost vzhledem k MSP:

$$k_{kA} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau_{kA}}} = \frac{590}{1,006} = 586,4 \quad (76)$$

MSP pro průřez B

Kruhový průřez

$$W_{oB} = \frac{\pi}{32 \cdot D_1} \cdot (D_1^4 - d_1^4) = \frac{\pi}{32 \cdot 60} \cdot (60^4 - 38^4) = 8\,178 \text{ mm}^3 \quad (77)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{oB} = \frac{F_{\check{r}} \cdot l_{\check{r}}}{W_{oB}} = \frac{1149 \cdot 55}{8178} = 7,728 \text{ MPa} \quad (78)$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{kB} = \frac{\pi}{16 \cdot D_1} \cdot (D_1^4 - d_1^4) = 16\,356 \text{ mm}^3 \quad (79)$$

Napětí od kroutícího momentu:

$$\tau_{kB} = \frac{M_k}{W_{kB}} = \frac{10}{16356} = 0,611 \text{ MPa} \quad (80)$$

Redukované napětí dle podmínky max τ :

$$\sigma_{redmax\tau_{kB}} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 3 \cdot \tau_{kB}^2} = \sqrt{7,728^2 + 3 \cdot 0,611^2} = 7,8 \text{ MPa} \quad (81)$$

Bezpečnost vzhledem k MSP:

$$k_{kB} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau_{kB}}} = \frac{590}{7,8} = 75,6 \quad (82)$$

MSP pro místo vrubu v průřezu B

Tab 17) Tvarové součinitele [23]

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Součinitel tvaru pro ohyb	α_O	2,28	-
Součinitel tvaru pro krut	α_K	1,84	-

Kruhový průřez

$$W_{oB} = \frac{\pi}{32 \cdot D_{50}} \cdot (D_{50}^4 - d_1^4) = \frac{\pi}{32 \cdot 50} \cdot (50^4 - 38^4) = 8\,178 \text{ mm}^3 \quad (83)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{oB} = \frac{F_{\check{r}} \cdot l_{\check{r}}}{W_{oB}} = \frac{1149 \cdot 55}{8178} = 7,728 \text{ MPa} \quad (84)$$

Ohybové napětí pro vrub:

$$\sigma_{oV} = \alpha_O \cdot \sigma_{oB} = 2,28 \cdot 7,728 = 17,619 \text{ MPa} \quad (85)$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{kB} = \frac{\pi}{16 \cdot D_{50}} \cdot (D_{50}^4 - d_1^4) = 16\,356 \text{ mm}^3 \quad (86)$$

Napětí od kroutícího momentu:

$$\tau_{kB} = \frac{M_k}{W_{kV}} = \frac{10}{16356} = 0,611 \text{ MPa} \quad (87)$$

Napětí od kroutícího momentu pro vrub:

$$\tau_{kV} = \alpha_K \cdot \tau_{kB} = 1,84 \cdot 0,611 = 1,124 \text{ MPa} \quad (88)$$

Redukované napětí dle podmínky max τ :

$$\sigma_{redmax\tau_{kV}} = \sqrt{\sigma_{oV}^2 + 3 \cdot \tau_{kV}^2} = \sqrt{17,619^2 + 3 \cdot 1,124^2} = 17,726 \text{ MPa} \quad (89)$$

Bezpečnost vzhledem k MSP:

$$k_{kV} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau_{kV}}} = \frac{590}{17,726} = 33,284 \quad (90)$$

4.11.2 Výpočet bezpečnosti k MSÚ

Pro nejmenší hodnotu bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti (v průřezu 2) je dále spočítána bezpečnost k meznímu stavu únavy. Každá součást, která je cyklicky zatížena, podléhá únavě materiálu. Výpočet je proveden pomocí Marinovy rovnice [23]:

$$\sigma_C^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{\beta} \cdot \sigma_{co} \quad (91)$$

Mez únavy v ohybu za rotace

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 785 = 395,64 \text{ MPa} \quad (92)$$

Hodnoty koeficientů [23]:

Součinitel povrchu:

Hodnoty a a b pro broušení: $a = 1,58$, $b = -0,085$

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 785^{-0,085} = 0,896 \quad (93)$$

Součinitel velikosti tělesa:

$d_1 = 50 \text{ mm}$, pro tuto velikost jsou koeficienty následující:

$$k_b = 1,24 \cdot d_1^{-0,107} = 1,24 \cdot 50^{-0,107} = 0,815 \quad (94)$$

Součinitel zatěžování:

Pro ohyb a krut je následující koeficient.

$$k_c = 0,577.$$

Součinitel vlivu teploty:

Pro teplotu $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$k_d = 1,01.$$

Součinitel spolehlivosti:

Pro spolehlivost $99,9 \%$.

$$k_e = 0,753.$$

Součinitel zahrnující další vlivy:

Další vlivy se neuvažují.

$$k_f = 1.$$

Součinitel vrubu pro normálová napětí:

$$\beta_o = \frac{\alpha_o}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_o - 1)}{\alpha_o} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r}}}$$

$$\beta_o = \frac{2,28}{1 + \frac{2 \cdot (2,28 - 1)}{2,28} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{1}}} = 1,902 \quad (95)$$

Součinitel vrubu pro smyková napětí:

$$\beta_K = \frac{\alpha_K}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_K - 1)}{\alpha_K} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r}}}$$

$$\beta_K = \frac{1,84}{1 + \frac{2 \cdot (1,84 - 1)}{1,84} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{1}}} = 1,584 \quad (96)$$

Korigovaná mez únavy pro normálová napětí (dosazení do Marinovy rovnice):

$$\sigma_{CO}^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{\beta_o} \cdot \sigma_{co}$$

$$\sigma_{CO}^* = \frac{0,896 \cdot 0,815 \cdot 0,577 \cdot 1,01 \cdot 0,753 \cdot 1}{1,902} \cdot 395,6 = 66,65 \text{ MPa} \quad (97)$$

Korigovaná mez únavy pro smyková napětí (dosazení do Marinovy rovnice):

$$\sigma_{CK}^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{\beta_K} \cdot \sigma_{co}$$

$$\sigma_{CK}^* = \frac{0,896 \cdot 0,815 \cdot 0,577 \cdot 1,01 \cdot 0,753 \cdot 1}{1,584} \cdot 395,6 = 80,03 \text{ MPa} \quad (98)$$

Bezpečnost [23]:

Bezpečnost pro normálové napětí:

$$k_{\sigma O} = \frac{\sigma_{CO}^*}{\sigma_{oV}} = \frac{66,65}{17,619} = 3,78 \quad (99)$$

Bezpečnost pro smykové napětí:

$$k_{\tau K} = \frac{\sigma_{CK}^*}{\tau_{KV}} = \frac{80,03}{1,124} = 71,20 \quad (100)$$

Součinitel bezpečnosti k MSÚ:

$$k_{\dot{U}} = \frac{k_{\sigma O} \cdot k_{\tau K}}{\sqrt{k_{\sigma O}^2 + k_{\tau K}^2}} = \frac{3,78 \cdot 71,20}{\sqrt{3,78^2 + 71,20^2}} = 3,775 \quad (101)$$

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Rozměry vřetene byly určeny zejména upínacím adaptérem pro automatickou výměnu brusných kotoučů, jelikož nejmenší vyráběná velikost je HSK-50, takže menší průměr vřetene nebyl možný. Dále se vycházelo rozměry, které jsou určeny výrobcem pro rozměry vnitřní dutiny a z normy pro upínací držák.

5.1 Upínací mechanismus

Pro upínání brusných kotoučů byl zvolen držák s krátkou kuželovou stopkou HSK-A50, jehož rozměry jsou dány normou ČSN ISO 12164-1. Typ držáku je vhodný pro automatickou výměnu a také pro vysokootáčkové obrábění.

Kompletní upínací mechanismus pro HSK-A50 je zvolen od firmy OTT JAKOB jako nakupovaný celek. V tabulce 18 jsou vypsány parametry automatické upínací jednotky. Dále jsou výrobcem určeny rozměry vnitřní dutiny vřetenové hřídele, které jsou potřebné pro návrh kompletních rozměrů hřídele.

Tab 18) Parametry upínacího mechanismu pro HSK-A50 [11]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Maximální otáčky	38 000	min ⁻¹
Maximální přenášený moment	48	Nm

Pro odepínání nástrojů je zvolena odepínací jednotka LE 60 (obr. 31).

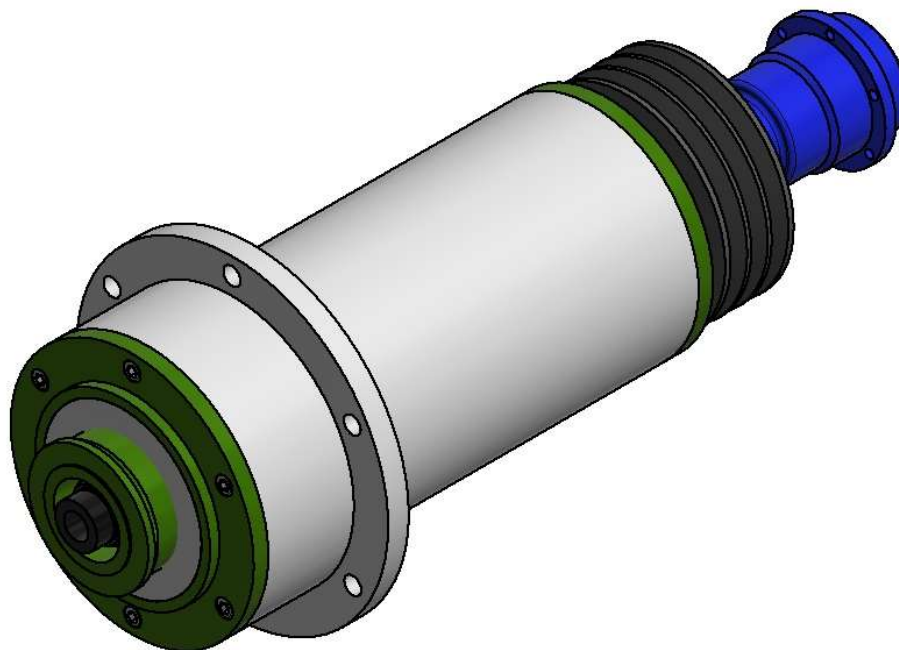


Obr. 31) Hydraulický válec LE 60 [27]

Tab 19) Parametry hydraulického válce LE 60 [11]

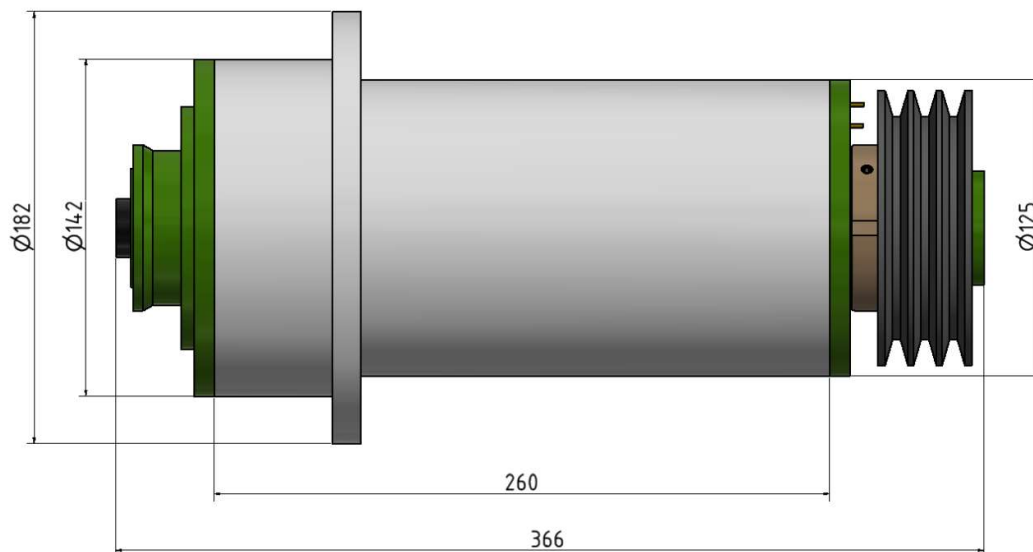
Parametr	Hodnota	Jednotka
Plocha pístu	5,8	cm ²
Upínací tlak	5	bar
Uvolňovací tlak	160	bar

5.2 Model vřeteníku

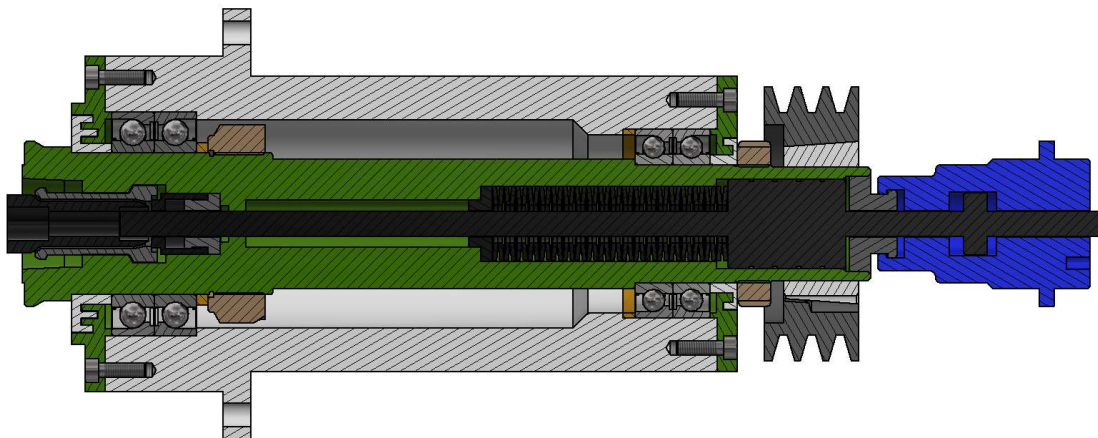


Obr. 32) Model vřeteníku

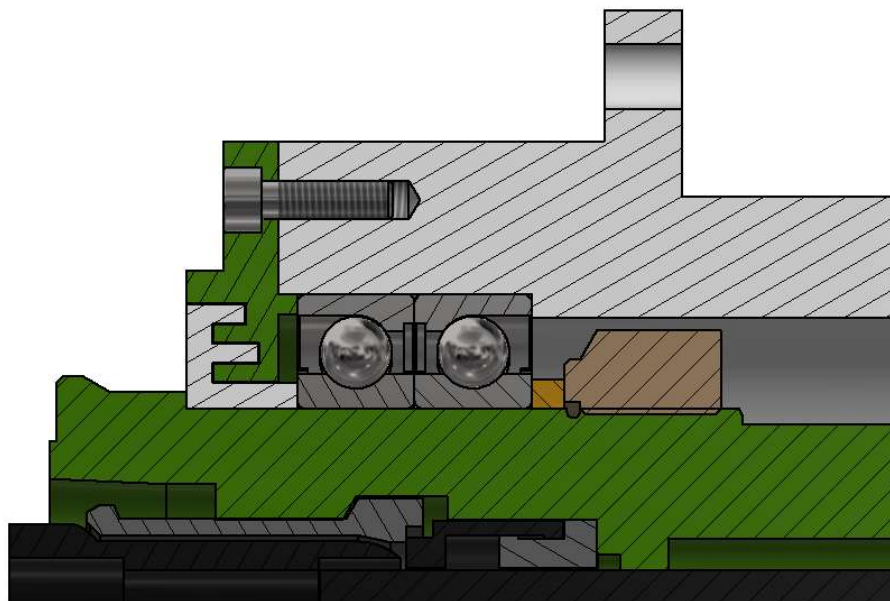
Je zvolena tubusová zástavba vřetene. Tubus tělesa se připevňuje do smýkadla pomocí osmi šroubů o velikosti M10. Hlavní rozměry vřeteníku jsou na obrázku 33.



Obr. 33) Základní rozměry vřeteníku



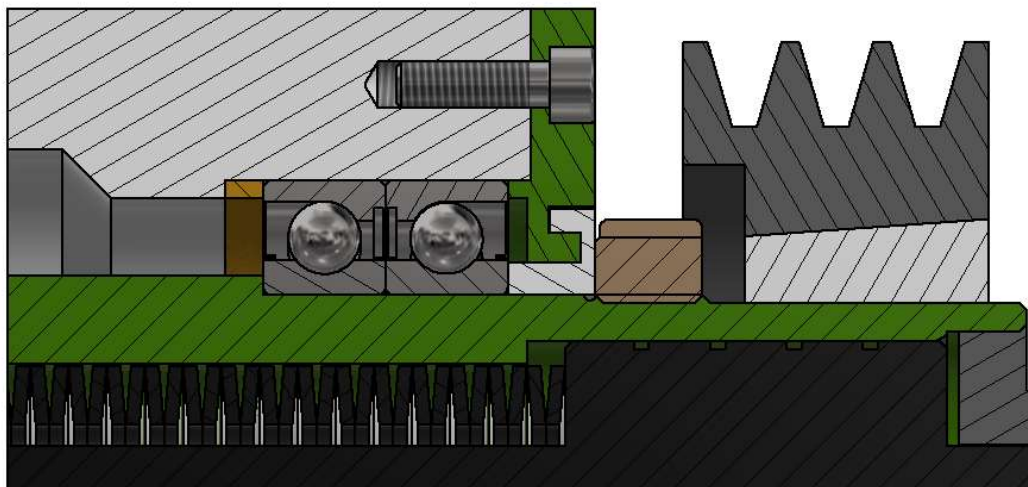
Obr. 34) Řez vřeteníkem s odepínací jednotkou



Obr. 35) Pohled na přední konec vřeteníku

Na předním konci vřetenové hřídele jsou uloženy kuličková ložiska, proti vniku nečistot a kapalinám je nasunuto labyrintové těsnění. Na čelo tubusu je nasazeno víko, připevněno osmi šrouby o velikosti M6 x 20 (ISO 4762), které je zároveň i druhou částí labyrintového těsnění a opírá se o něho vnější kroužek ložiska. Spodní část labyrintového těsnění je opřena o konec vřetenové hřídele a zároveň o spodní kroužek ložiska, zabráňuje tak axiálnímu posunutí ložiska.

Z druhé strany je ložisko opřeno horním kroužkem o vnitřní čelo tubusu. K předepnutí ložisek je využita KMTA matice od firmy SKF, před kterou je ještě nasazen distanční kroužek, aby bylo docíleno potřebného připojovacího rozměru na spodní kroužek.



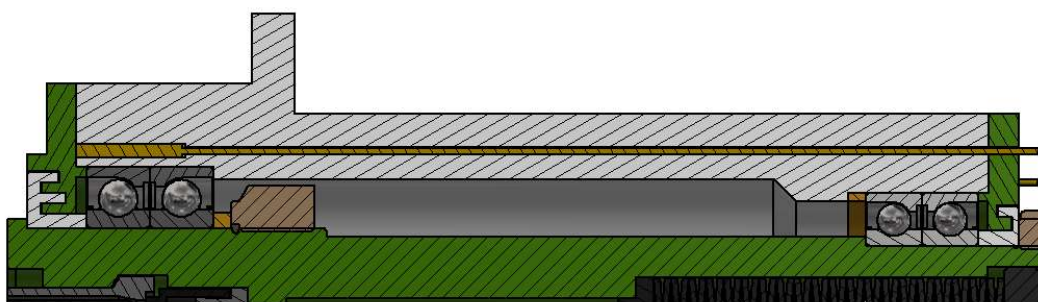
Obr. 36) Pohled na zadní část vřeteníku

Na zadním konci jsou stejně jako v přední části uložena dvě kuličková ložiska, a labyrintové těsnění. Horní část je připevněna osmi šrouby M6 x 20 (ISO 4762) a zároveň zajišťuje vnější kroužek ložiska. Z druhé strany je nasunut distanční kroužek, který bude při sestavování dobroušen na požadovaný rozměr. Předpětí ložisek přes spodní část labyrintového kroužku je zajištěno pomocí přesné pojistné matice, která má upravený závit na M50 x 1.

Na konci vřetenové hřídele je nasunuto pouzdro Taper lock 2012, na kterém je připevněna řemenice pro úzký klínový řemen.

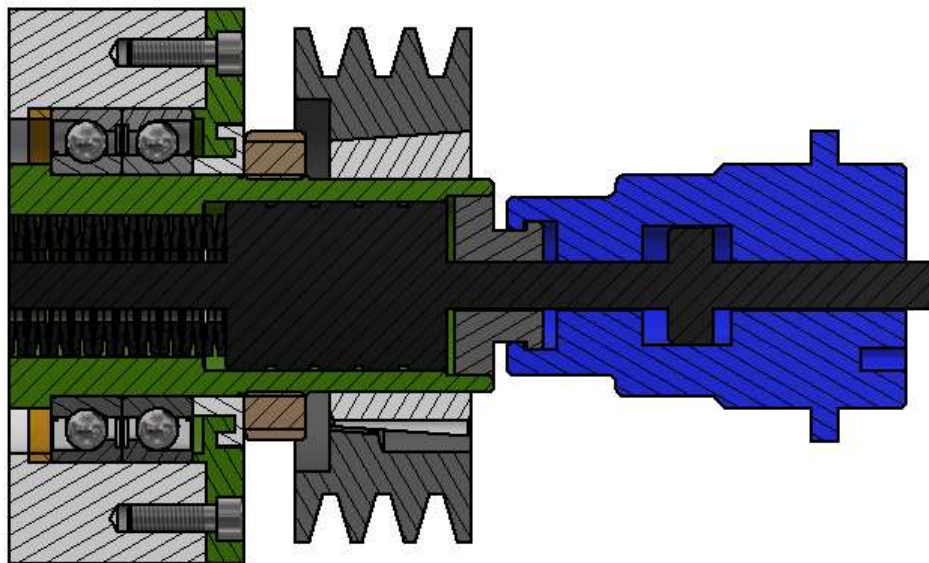
Kuličková ložiska jsou mazána plastickým mazivem, které je naplněno už při výrobě a následně utěsněno. Plastická maziva mají dlouhou dobu životnosti a jejich výměna byla stanovena po 18 500 hodin provozu. Z tohoto důvodu nejsou ve vřeteníku zapotřebí žádné mazací kanálky.

Snímání teploty



Obr. 37) Umístění senzoru teploty předních ložisek

Pro snímání teploty jsou použity odporové teplotní senzory PT1000 od firmy GM Electronics. Jejich teplotní rozsah je od -50 do 400 °C. Senzory jsou uloženy v tubusu a jsou umístěny v blízkosti ložisek. Kabel senzoru je veden přes tubus až do zadní části vřetene. Senzor v zadní části je řešen stejným způsobem [28].



Obr. 38) Pohled na odepínací jednotku

Na konci vřetenové hřídele je připevněna odepínací jednotka LE 60. Do odepínací jednotky je přiváděn hydraulický olej, který pomocí táhla stlačuje talířové pružiny. Odepínací jednotka je připevněna k upínací matici, která je vešroubována do zadní části vřetenové hřídele.

Vzhledem k tomu, že celý mechanismus automatické výměny spolu s odepínací jednotkou je nakupovaný díl od společnosti Ott Jakob a nedostatečné dokumentaci těchto součástí, je vše vymodelováno pouze schematicky.

6 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem vřeteníku brousícího centra. Před samotným řešením, je rešeršní část, která se zabývá popisem jednotlivých částí konstrukce vřeteníku, jeho hlavním úkolem a hlavními požadavky na vřeteník, jako např.: vysoká přesnost chodu, tuhost, dynamická stabilita. Dále je zde popsána morfologie vřeteníku, např.: náhon vřetene, způsob zástavby a uložení. Nakonec je popsána nástrojová soustava a upínací mechanismy.

V další části je předběžný návrh vřeteníku, je charakterizován typ vřeteníku a pro jaké technologické činnosti bude užíván. Dále jsou zvoleny rozměry brousícího kotouče a upínací mechanismus HSK-A 50, na jehož základě se určily předběžné rozměry vřeteníku. Poté bylo provedeno vícekritériální hodnocení variant provedení náhonu vřetene. Na základě toho byl zvolen náhon pomocí řemenového převodu.

Velká část diplomové práce se zabývá výpočty navržené konstrukce. V první části je třeba určit řezné síly, kroutící momenty a následně otáčky pro jednotlivé rozměry kotouče. Na základě těchto výpočtů byl spočítán řezný výkon a následně zvolen asynchronní motor od firmy Siemens. V další části bylo potřeba určit uložení vřetenové hřídele. Ložiska jsou párována po dvou a každá dvojice je uspořádána do tvaru „O“. Následoval výpočet optimální vzdálenosti ložisek, který byl z konstrukčních důvodů zkrácen na 220 mm. Poté byl proveden výpočet pro deformaci vřetene a ložisek, ze kterých se určila celková deformace, tuhost a házení vřetene. Hodnota celkové deformace vřeteníku je 0,24 μm , tuhost vřetene je stanovena na 300 MN/m a házení předního konce je 0,38 μm , tyto hodnoty však můžou být ještě menší, záleží především na délce vyložení nástroje. Dále následovalo určení silových reakcí v ložiscích a výpočet radiálních a axiálních sil. Na základě silového výpočtu, byla vypočtena životnost ložiskových dvojic, kde u první dvojice je životnost necelých 80 tisíc hodin, u dvojice ložisek v zadní podpěře je životnost 520 tisíc hodin, je to způsobeno zejména nižším zatížením a větší konstrukcí vřetene. Poté bylo zvoleno plastické mazivo a vypočtena jeho životnost. Ložiska jsou mazána plastickým mazivem, které je naplněno už při výrobě a poté utěsněno v ložiskách, z toho důvodu není zapotřebí mazacích kanálků v konstrukci vřeteníku. Výměna plastického maziva byla stanovena na 18000 hodin a zároveň dojde ke kontrole uložení a těsnění vřeteníku. Pro navrhnuté vřeteno byly ještě provedeny pevnostní výpočty pro mezní stav pružnosti a únavy, kde nejnižší hodnota bezpečnosti pro pevnost je 33,24 a pro mezní stav únavy 3,77, dá se tedy říct, že vřetenová hřídel je dimenzována více než dostatečně.

V poslední kapitole diplomové práce je popsán návrh konstrukce vřetene. Je zde popsáno utěsnění vřeteníku, které je provedeno pomocí labyrintového těsnění. Dále zajištění ložisek a způsob, jakým je zajištěno jejich predepnutí. Upevnění řemenice k vřetenové hřídeli a také mechanismus pro automatickou výměnu a jeho odepínací jednotka. Poslední periferií je snímání teploty ložisek pomocí čidel umístěných v blízkosti ložisek. Výsledkem práce je navrhnutý vřeteník pro obrábění vnějších válcových ploch s automatickou výměnou nástrojů

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [3] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [4] HM Lignum. *HM Lignum* [online]. 2011 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://www.hm-lignum.cz/>
- [5] WIKTORI S.R.O. [online]. In: . b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://www.wiktori.cz/cs/49-opravy-v%C5%99eten-cnc-stroj%C5%AF>
- [6] SEMANČÍK, Marián. Pohony CNC obrábacích strojov. *Strojárstvo: mesačník o strojárstve*. Žilina: MEDIA/ST, 2013, 17(3), 84-85. ISSN 1335-2938.
- [7] Vysoce přesná ložiska. SKF. *Vysoce přesná ložiska. SKF* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/tcm:54-129877/Super-precision%20bearings%20-%2013383_1%20CS_tcm_54-129877.pdf
- [8] ZKL GROUP: *Zásady pro volbu a použití ložisek* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/3-zasady-pro-volbu-pouziti-lozisek>
- [9] *MT nástroje* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.mt-nastroje.cz/HSK-A-Klestinovy-upinac-63xER32-100-d16029.htm>
- [10] SANDVIK Coromant: *Jak zvolit vřeteno obráběcího stroje* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/machine-tooling-solutions/tooling-considerations/pages/spindle-selection.aspx>
- [11] MODULAR CLAMPING TECHNOLOGY: OTT JAKOB *Spanntechnik* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: http://www.ame.com/docs/spindle-interface/OTT_Product_Catalog.pdf
- [12] NESLUŠAN, Miroslav. *Dynamické aspekty brúsenia kovov*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2008. ISBN 978-80-8070-857-3.
- [13] *Proč je vyvažování tak důležité?: Schenck RoTec GmbH* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://schenck-worldwide.com/cz-cs1/why-balancing/index.php>
- [14] *Obrábění s přesností a hladkostí nedosažitelnou soustružením ani frézováním: Techcentrum s.r.o.* [online]. 2019 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.prodejbrusiva.cz/obrabeni-s-presnosti-a-hladkosti-nedosazitelnou-soustruzenim-ani-frezovanim-techcentrum>
- [15] FRYML, Bohumil a Vladimír BORŮVKA. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.

- [16] *STUDER* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.studer.com/en/cylindrical-grinding-machines/grinding/product/s31/>
- [17] *HAIMER GmbH* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.haimer-usa.com/products/grinding-wheel-adapters/grinding-wheel-adapters/isog-grinding-wheel-adapter-hsk-f50.html>
- [18] *Tyrolit: Industrial Supply 2018 Czech* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/en/embed/view/gYokS5pw3yE9Peav/190>
- [19] KOCMAN, Karel. *Technologické procesy obrábění*. Brno: NAKLADATELSTVÍ CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [20] *Elektromotory Moravec s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/siemens/1la7-3000-otacek/1le1001-6-5.html>
- [21] *TYMA CZ, s.r.o.: Řemenice a upínací pouzdra* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma-remenice-pulleys.pdf>
- [22] *TYMA CZ, s.r.o.: Pouzdra Taper* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/pouzdra/taper/tb-2012/tb-2012-50-taper-pouzdro-3487/>
- [23] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [24] *SKF: Maziva* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/lubrication-solutions/lubricants/general-purpose-industrial-and-automotive-nlgi-2-grease/index.html>
- [25] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [26] *Bohdan Bolzano, s.r.o.: Přehled vlastností oceli 16MnCr5* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10084/MOP_16MnCr5.pdf
- [27] *OTT JAKOB Spantechnik: Unclamping units* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://www.ott-jakob.de/en/unclamping_units/
- [28] *GM Electronic: Teplotní senzor PT1000* [online]. b.r. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.gme.cz/teplotni-senzor-pt1000>

8 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Význam
a	[mm]	Délka předního konce vřetene
L	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
δ	[μm]	Celková deformace
δ_V	[μm]	Deformace vřetene
δ_L	[μm]	Deformace ložisek
δ_S	[μm]	Deformace skříně
F_c	[N]	Řezná síla
E	[-]	Modul pružnosti
J_1	[mm ⁴]	Kvadratický moment mezi ložisky
J_2	[mm ⁴]	Kvadratický moment pod ložiskem A
a_e	[mm]	Axiální posuv
f_a	[mm]	Pracovní záběr
v_w	[mm]	Obvodová rychlost obrobku
b_s	[mm]	Šířka kotouče
c_{p1}	[-]	Koeficient pasivní síly
c_{p2}	[-]	Koeficient posuvové síly
F_p	[N]	Pasivní síla
F_f	[N]	Posuvová síla
n_n	[min ⁻¹]	Nominální otáčky vřetene
$n_{\max}$	[min ⁻¹]	Maximální otáčky vřetene
v_c	[m/s]	Řezná rychlost
$D_{\max}$	[mm]	Maximální průměr kotouče
$D_{\min}$	[mm]	Minimální průměr kotouče
M_k	[Nm]	Krouticí moment
M_{k250}	[Nm]	Krouticí moment velkého kotouče
M_{k100}	[Nm]	Krouticí moment malého kotouče
$P_{\text{ř}}$	[kW]	Řezný výkon
P_v	[kW]	Výkon vřetene
M_v	[Nm]	Moment vřetene
n_{nv}	[min ⁻¹]	Nominální otáčky vřetene
η_C	[-]	Celková účinnost
η_L	[-]	Účinnost ložisek
η_P	[-]	Účinnost řemenového převodu
i_p	[-]	Převodový poměr

M_{minm}	[Nm]	Moment motoru pro maximální zátěž na vřetení
n_{mmax}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru pro maximální otáčky vřetene
P_m	[kW]	Potřebný výkon motoru
n_{M1}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při nominálních otáčkách vřetene
C_A	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska A
C_{0A}	[kN]	Základní statická únosnost ložiska A
n_{maxA}	[min ⁻¹]	Max. otáčky při mazání plastickým mazivem
D_A	[mm]	Vnější průměr ložiska A
d_A	[mm]	Vnitřní průměr ložiska A
B_A	[mm]	Šířka ložiska A
k_{rA}	[N/μm]	Radiální tuhost ložiska A
G_{BA}	[N]	Předpětí ložiska A
D_B	[mm]	Vnější průměr ložiska B
d_B	[mm]	Vnitřní průměr ložiska B
B_B	[mm]	Šířka ložiska B
C_B	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska B
C_{0B}	[kN]	Základní statická únosnost ložiska B
n_{maxB}	[min ⁻¹]	Max. otáčky při mazání plastickým mazivem
K_{rB}	[N/μm]	Radiální tuhost ložiska B
G_{BB}	[N]	Předpětí ložiska B
D_1	[mm]	Vnější průměr hřídele mezi ložisky
D_2	[mm]	Vnější průměr předního konce
d_1	[mm]	Vnitřní průměr hřídele mezi ložisky
d_2	[mm]	Vnitřní průměr předního konce
C_A	[m/N]	Poddajnost předního ložiska A
C_B	[m/N]	Poddajnost zadního ložiska B
z	[m]	Parametr kubické rovnice
u	[m]	První kořen kubické rovnice
v	[m]	Druhý kořen kubické rovnice
x_1	[m]	Optimální vzdálenost ložisek
r	[m]	Koeficient kubické rovnice
q	[m]	Lineární koeficient kubické rovnice
$k_{vř}$	[N/m]	Tuhost vřetene
k_{min}	[N/m]	Minimální tuhost vřetene
l_v	[mm]	Délka vyložení nástroje
G_{Aa}	[N]	Síla od ložiska A

$l_{\tilde{r}}$	[mm]	Vzdálenost řezné síly od ložiska B
$F_{\tilde{r}}$	[N]	Síla od řemenice
F_{AR}	[N]	Radiální síla v ložisku A
F_{BR}	[N]	Radiální síla v ložisku B
F_{Aa}	[N]	Axiální síla v ložisku A
F_{Ba}	[N]	Axiální síla v ložisku B
L_{h10}	[hod]	Hodinová trvanlivost
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
p	[-]	mocnitel pro kuličkové ložiska
n	[min ⁻¹]	otáčky
F_a	[N]	Axiální síla
F_r	[N]	Radiální síla
X_2	[-]	radiální koeficient
$Y_{1,2}$	[-]	axiální koeficient
e	[-]	ložiskový součinitel
f_i	[-]	Koeficient k vyjádření únosnosti
C_{A2}	[N]	Dynamická únosnost dvojice ložisek A
C_{B2}	[N]	Dynamická únosnost dvojice ložisek B
$O_{\tilde{c}}$	[mm/min]	Otáčkové číslo
n_s	[min ⁻¹]	Střední otáčky vřetene
t_f	[hod]	Interval doplnění maziva
C_1	[-]	Opravný součinitel pro předpětí třídy B
C_2	[-]	Opravný součinitel pro ocelové kuličky v ložisku
C_3	[-]	Opravný součinitel pro vodorovnou orientaci hřídele
C_4	[-]	Opravný součinitel pro ekvivalentní dynamické zatížení menší než 0,05 C
C_5	[-]	Opravný součinitel pro spolehlivost ložisek 90 %,
C_6	[-]	Opravný součinitel pro nízké proudění vzduchu
C_7	[-]	Opravný součinitel pro nízkou vlhkost
C_8	[-]	Opravný součinitel pro předpokládanou provozní teplotu 70 °C
T_r	[hod]	Konečný interval pro doplnění maziva
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
R_e	[MPa]	Mez kluzu
G	[-]	Modul pružnosti ve smyku
μ	[-]	Poissonova konstanta

M_y	[Nm]	Moment k ose y
M_z	[Nm]	Moment k ose z
σ_N	[MPa]	Napětí od normálové síly
W_{oA}	[mm ³]	Kruhový průřez v místě A
σ_{oA}	[MPa]	Ohybové napětí v místě A
W_{kA}	[mm ³]	Modul průřezu v krutu A
τ_{kA}	[MPa]	Napětí od kroutícího momentu v místě A
$\sigma_{redmax\tau_{kA}}$	[MPa]	Redukované napětí dle podmínky max τ A
k_{kA}	[-]	Bezpečnost vzhledem k MSP v místě A
W_{oB}	[mm ³]	Kruhový průřez v místě B
σ_{oB}	[MPa]	Ohybové napětí v místě B
W_{kB}	[mm ³]	Modul průřezu v krutu B
τ_{kB}	[MPa]	Napětí od kroutícího momentu v místě B
$\sigma_{redmax\tau_{kB}}$	[MPa]	Redukované napětí dle podmínky max τ B
k_{kB}	[-]	Bezpečnost vzhledem k MSP v místě B
σ_{oV}	[MPa]	Ohybové napětí v místě vrubu
τ_{kV}	[MPa]	Smykové napětí v místě vrubu
$\sigma_{redmax\tau_{kV}}$	[MPa]	Redukované napětí v místě vrubu
k_{kV}	[-]	Bezpečnost vzhledem k MSP v místě vrubu
α_O	[-]	Součinitel tvaru pro ohyb
α_K	[-]	Součinitel tvaru pro krut
σ_C^*	[MPa]	Korigovaná mez únavy
β	[-]	Součinitel vrubu
a	[-]	Součinitel broušení 1
b	[-]	Součinitel broušení 2
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy za rotace
k_a	[-]	Součinitel povrchu
k_b	[-]	Součinitel velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel dalších vlivů
β_O	[-]	Součinitel vrubu pro normálová napětí
β_K	[-]	Součinitel vrubu pro smyková napětí
σ_{CO}^*	[MPa]	Korigovaná mez únavy pro normálová napětí
σ_{CK}^*	[MPa]	Korigovaná mez únavy pro smyková napětí

$k_{\sigma O}$	[-]	Bezpečnost pro normálové napětí
$k_{\tau K}$	[-]	Bezpečnost pro smykové napětí
$k_{\dot{U}}$	[-]	Součinitel bezpečnosti k MSÚ

9 SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ

9.1 Seznam tabulek

TAB 1) PARAMETRY ZVOLENÝCH KOTOUČŮ	35
TAB 2) KRITÉRIA HODNOCENÍ ZVOLENÝCH PŘEVODŮ.....	36
TAB 3) VYHODNOCENÍ MULTIKRITERIÁLNÍ METODY.....	37
TAB 4) DOPORUČENÉ PRACOVNÍ PODMÍNKY PRO OBVODOVÉ BROUŠENÍ VNĚJŠÍCH PLOCH.....	38
TAB 5) ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU [20].....	41
TAB 6) ZÁKLADNÍ PARAMETRY ŘEMENE.....	41
TAB 7) ROZMĚRY A PARAMETRY PŘEDNÍHO LOŽISKA [7].....	42
TAB 8) ROZMĚRY A PARAMETRY ZADNÍHO LOŽISKA [7].....	43
TAB 9) PARAMETRY PRO VÝPOČET OPTIMÁLNÍ VZDÁLENOSTI LOŽISEK.....	44
TAB 10) HODNOTY K VÝPOČTU TUHOSTI VŘETENE	46
TAB 11) PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET SIL V PODPĚRÁCH.....	47
TAB 12) SOUČINITELE LOŽISEK [7].....	50
TAB 13) PARAMETRY PRO VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK V PODPĚŘE A 51	
TAB 14) PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK V PODPĚŘE B	51
TAB 15) HODNOTY POTŘEBNÉ PRO PEVNOSTNÍ VÝPOČET.....	53
TAB 16) VLASTNOSTI OCELI 14 220 [26]	53
TAB 17) TVAROVÉ SOUČINITELE [23]	56
TAB 18) PARAMETRY UPÍNACÍHO MECHANISMU PRO HSK-A50 [11].....	60
TAB 19) PARAMETRY HYDRAULICKÉHO VÁLCE LE 60 [11]	60

9.2 Seznam obrázků

OBR. 1) MORFOLOGIE VŘETENÍKU [1]	17
OBR. 2) VLIV HÁZENÍ LOŽISEK NA PŘESNOST CHODU [2].....	18
OBR. 3) CELKOVÁ DEFORMACE VŘETENA [3].....	19
OBR. 4) VŘETENOVÁ SKŘÍŇ [4].....	21
OBR. 5) VŘETENÍK VE TVARU TUBUSU [5].....	21
OBR. 6) ROZDĚLENÍ NÁHONU VŘETENA [1].....	22
OBR. 7) POHON POMOCÍ ŘEMENOVÉHO PŘEVODU [1]	22
OBR. 8) PŘÍMÝ POHON VŘETENA [1]	23

OBR. 9) ELEKTROVŘETENO [7]	23
OBR. 10)PŘÍKLADY ULOŽENÍ VŘETENE [7]	24
OBR. 11)TŘI ZÁKLADNÍ USPOŘÁDÁNÍ LOŽISEK [7]	25
OBR. 12)ZPŮSOBY MAZÁNÍ VŘETENOVÝCH LOŽISEK [3]	27
OBR. 13)PŘÍKLAD HŘÍDELOVÉHO TĚSNĚNÍ [7].....	28
OBR. 14)PŘÍKLAD TĚSNĚNÍ POMOCÍ V-KROUŽKU [7]	28
OBR. 15)PŘÍKLAD ŠTĚRBINOVÉHO TĚSNĚNÍ [7].....	28
OBR. 16)PŘÍKLAD LABYRINTOVÉHO TĚSNĚNÍ [7]	28
OBR. 17)NÁSTROJOVÉ DRŽÁKY A) DRŽÁK ISO, B) DRŽÁK HSK, C) DRŽÁK COROMANT CAPTO [9; 10].....	29
OBR. 18)UPÍNACÍ MECHANISMUS ISO DRŽÁKU [11].....	30
OBR. 19)UPÍNACÍ MECHANISMUS HSK DRŽÁKU [11]	30
OBR. 20)STATICKE VYVAŽOVÁNÍ BRUSNÉHO KOTOUČE [14]	32
OBR. 21)DYNAMICKY NEVYVÁŽENÉ TĚLESO [15].....	33
OBR. 22)OSTŘENÍ BRUSNÝCH KOTOUČŮ [14].....	33
OBR. 23)PŘÍKLADY OBRÁBĚNÝCH PLOCH PRO OBVODOVÉ BROUŠENÍ [16]34	
OBR. 24)UPÍNACÍ ADAPTÉR BRUSNÝCH KOTOUČŮ OD FIRMY HAIMER [17]35	
OBR. 25)KERAMICKÝ KOTOUČ OD VÝROBCE TYROLIT [18]	35
OBR. 26)MOMENTOVÉ A VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY VŘETENE A MOTORU [1].....	40
OBR. 27)ULOŽENÍ VŘETENE V LOŽISKÁCH.....	42
OBR. 28)ZJEDNODUŠENÁ HŘÍDEL PRO VÝPOČET OPTIMÁLNÍ VZDÁLENOSTI LOŽISEK 44	
OBR. 29)KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ VŘETENA	48
OBR. 30)GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ VVÚ	54
OBR. 31)HYDRAULICKÝ VÁLEC LE 60 [27]	60
OBR. 32)MODEL VŘETENÍKU.....	61
OBR. 33)ZÁKLADNÍ ROZMĚRY VŘETENÍKU.....	61
OBR. 34)ŘEZ VŘETENÍKEM S ODEPÍNACÍ JEDNOTKOU	62
OBR. 35)POHLED NA PŘEDNÍ KONEC VŘETENÍKU.....	62
OBR. 36)POHLED NA ZADNÍ ČÁST VŘETENÍKU.....	63
OBR. 37)UMÍSTĚNÍ SENZORU TEPLoty PŘEDNÍCH LOŽISEK	63
OBR. 38)POHLED NA ODEPÍNACÍ JEDNOTKU	64

10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – model

- 1: pohled na model - 1
- 2: pohled na model - 2
- 3: řez modelem - 1

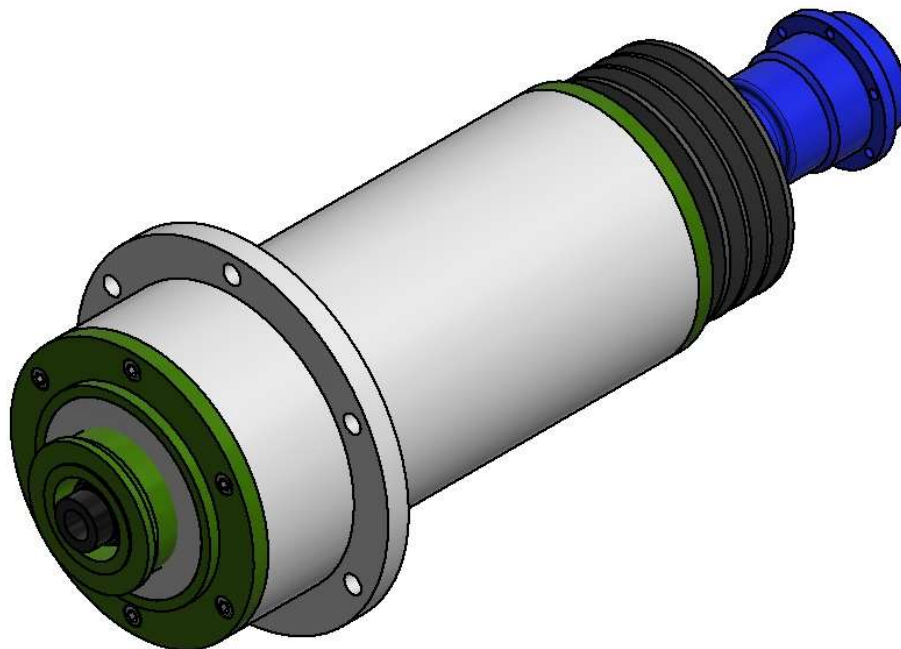
Příloha 2 – Výpočet řemene

Příloha 3 – Výkresová dokumentace

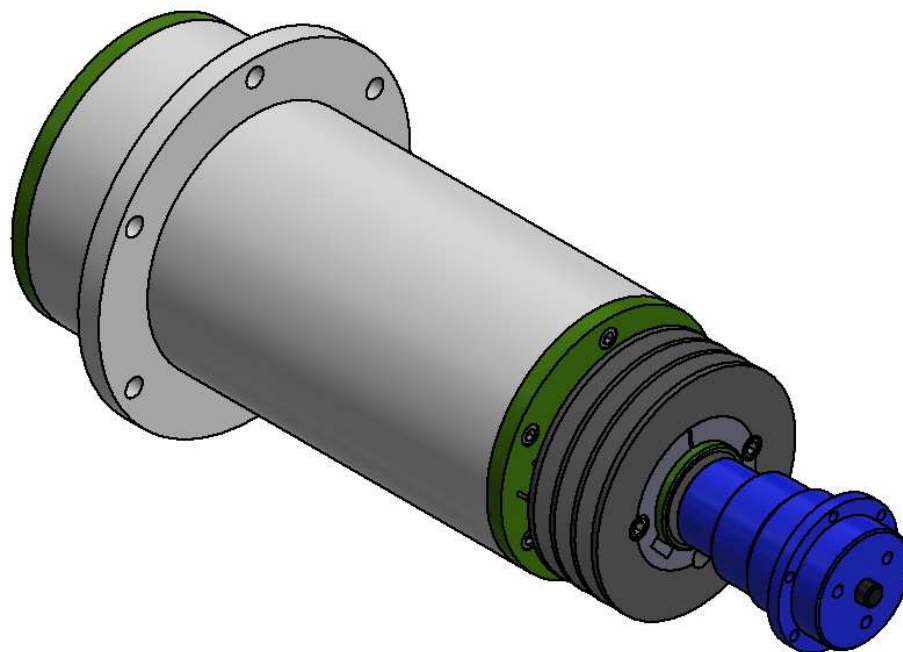
2-5oVSR/00	výkres sestavy
2-5oVSR/01	výkres hřídele
2-5oVSR/02	výkres tubusu
3-5oVSR/03	výkres kroužku
3-5oVSR/04	výkres labyrintu
4-5oVSR/05	výkres kroužku
3-5oVSR/06	výkres labyrintu
4-5oVSR/07-1	kusovník
4-5oVSR/07-2	kusovník

PŘÍLOHY

Příloha 1: pohled na model – 1



Příloha 2: pohled na model – 2



Příloha 3: řez modelem - 1

