

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONSTRUKCE VŘETENÍKU PRO HORIZONTÁLNÍ
VYVRTÁVACÍ CENTRUM**

DESIGN OF HEADSTOCK FOR BORING CENTRE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Pavel Raszka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Pavel Raszka**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Dominik Hermanský**
Akademický rok: 2016/17

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 bakalářské práce:

Konstrukce vřeteníku pro horizontální vyvrtávací centrum

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Stroje určené pro vyvrtávací operace musí mít uzpůsobenou konstrukci vřeteníku. Předmětem práce je jednoduchý konstrukční návrh vřeteníku, který umožní mimo jiné technologické operace také vyvrtávání.

Cíle bakalářské práce:

- rešerše v oblasti vřeteníku pro horizontální vyvrtávací centra,
- zvolení technických parametrů vřeteníku,
- potřebné konstrukční výpočty,
- sestavení 3D CAD modelu,
- výkres sestavy vřeteníku.

Seznam doporučené literatury:

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

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. 1. vyd. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

BORSKÝ, Václav a Jiří MAREK. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1986. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne 26. 5. 2017

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce vřeteníku pro horizontální vyvrtávací centrum. V první části práce je provedena rešerše v oblasti vyvrtávaček a hlavních částí vřeteníku vyvrtávaček. Na základě této teoretické analýzy jsou zvoleny vstupní parametry pro výpočet napět'ových, silových a momentových charakteristik vřeteníku. Následně je z těchto údajů proveden konstrukční návrh vřeteníku formou 3D modelu.

ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with the design of the headstock for the horizontal boring center. In the first part of the thesis, a search is made in the field of boring machines and main parts of boring machine headstock. Based on this theoretical analysis, the input parameters for the calculation of the tension, power and torque characteristics of the headstock are selected. Subsequently, the design of the headstock is done using a 3D model.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vřeteník, horizontální vyvrtávací centrum, výsuv vřetena, osa W.

KEYWORDS

Headstock, horizontal boring centre, spindle extension, axis W.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RASZKA, P. *Konstrukce vřeteníku pro horizontální vyvrtávací centrum*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Dominik Hermanský.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Dominiku Hermanskému za odborné vedení, důležité připomínky a cenné rady. Dále bych rád poděkoval celé mé rodině za jejich podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. 5. 2017

.....

Pavel Raszka

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	VYVRTÁVACÍ STROJE	17
2.1	Horizontální vyvrtávací stroje	17
2.1.1	Stolové horizontální vyvrtávačky	18
2.1.2	Křížové horizontální vyvrtávačky	18
2.1.3	Deskové horizontální vyvrtávačky	19
2.1.4	Souřadnicové horizontální vyvrtávačky	19
3	VŘETENÍK	21
3.1	Skříň vřeteníku	21
3.2	Vřeteno	22
3.3	Uložení vřetena	23
3.3.1	Valivé uložení vřetena	23
3.3.2	Kluzné ložiska	25
3.3.3	Elektromagnetické ložiska	25
3.4	Náhon vřetena	26
3.4.1	Nepřímý pohon	26
3.4.2	Přímý pohon	27
3.5	Mazání	27
3.5.1	Mazání plastickým mazivem	27
3.5.2	Mazání olejem	28
3.6	Těsnění	28
3.7	Frézovací hlavy a lící desky	29
4	NÁVRH VŘETENÍKU	31
4.1	Vstupní parametry	31
4.2	Návrh pohonu	31
4.2.1	Volba motoru	32
4.2.2	Volba planetové převodovky	32
4.2.3	Volba kinematického řetězce	33
4.2.4	Výpočet pera řemenice na otláčení	33
4.3	Upínací zařízení	34
4.4	Uložení vřetena	34
4.4.1	Reakce	34
4.4.2	Trvanlivost	35
4.5	Výsuv vřetena (osa W)	36
4.5.1	Pohon výsuvu	36
4.5.2	Vedení	37
5	ZÁVĚR	39
6	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	41
7	SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ	43
8	SEZNAM PŘÍLOH	45

1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou konstrukce vřeteníku horizontálního vyvrtávacího centra. Vyvrtávací centra jsou výrobní obráběcí stroje, které jsou konstruovány pro možnost provádění více technologických operací než jenom vyvrtávání. Mají k tomu upravenou konstrukci se správnou dimenzí pohonů jednotlivých os. Vřeteníky vyvrtávacích center mívají výsuvné vyvrtávací vřeteno z vřeteníku, kterého se užívá zejména při vyvrtávání. Práce je soustředěna zejména na konstrukci výsuvu vřetena a na uložení vřetena ve skříní vřeteníku.

Závěrečnou práci lze rozdělit na dvě hlavní části. První část práce se zabývá teoretickým rozdělením vyvrtávaček a vřeteníků a druhá část (praktická) se soustřeďuje na výpočty a konstrukci vyvrtávacího vřeteníku.

V teoretické části jsou zmíněny jednotlivé druhy vyvrtávacích strojů, jejich rozdělení podle konstrukce s popisem hlavních rozdílů v poháněných osách a použití podle velikostí obrobků. V další kapitole je teoreticky řešen vřeteník pro vyvrtávací obráběcí centra s rozdělením na jednotlivé části. Dělení je provedeno do podkapitol, ve kterých je zmíněna konstrukce skříně, použití upínacích prvků a upínacích kuželů ve vřetenu, uložení vřetena ložisky, pohon vřetena – hlavní a vedlejší pohon výsuvu, těsnění, mazání a v poslední řadě jsou zmíněny doplňkové součásti pro využití vyvrtávacího centra pro další technologické operace, jako jsou frézovací hlavy a lící desky.

Část praktická je soustředěna na výpočet. Jsou zde zvoleny vstupní parametry podle určující technologické operace, jíž je frézování. Ze vstupních parametrů je navržen potřebný výkon a krouticí moment hlavního pohonu. Podle těchto hodnot jsou zvoleny příslušné části vřeteníku, jimiž jsou elektromotor, planetová převodovka ozubený řemen, který přenáší krouticí moment z převodovky na vřeteno. Ze zatížení vřetena je proveden výpočet reakcí na vřeteno a jsou navržena použitelná ložiska pro uložení vřetena. V závěru práce je návrh pohonu výsuvu vřetena ze skříně vřeteníku – osa W, a přenos krouticího momentu ze zvoleného servomotoru na přímočarý pohyb vřetene.

V příloze k této práci je zahrnut 3D model celého vřeteníku i s výsuvem vřetene. Model je zpracován v programu Inventor 2016. Jsou zde vyobrazeny všechny problémy, kterými se zabývá tato práce, od uložení vřetena, upínací zařízení nástrojů až po výsuv vřetena. Z tohoto modelu je vytvořen výkres sestavy vřeteníku s pozicemi jednotlivých částí a kusovníkem. Další přílohou je výpočet reakcí uložení vřetena, který je proveden v programu Mathcad a také výpočet převodu ozubeným řemenem vypočítaný programem MITCalc.

2 VYVRTÁVACÍ STROJE

Vyvrtačací stroje mají široké uplatnění ve strojírenském průmyslu, při technologii obrábění. Lze je využít jak v oblasti výkonného (hrubování), tak i přesného obrábění (dokončování). Jsou vhodné k obrábění součástí v kusové a malosériové výrobě. Základní technologickou operací prováděnou na vyvrtačacích strojích je vyvrtačování, což je rozšiřování již předem vyrobené díry lisováním, kování nebo odléváním na požadovaný rozměr a jakost povrchu. Na vyvrtačacích strojích dochází postupně k rozšiřování použitými technologickými operacemi, jako je třeba soustružení, které je umožněno použitím otočného stolu se soustružnickými parametry. Vyvrtačací stroje dělíme do dvou hlavních skupin, jímž jsou horizontální a vertikální vyvrtačací stroje. Horizontální vyvrtačky mají vodorovnou osu vřetena, kdežto vertikální mají osu vřetena svislou. [1]

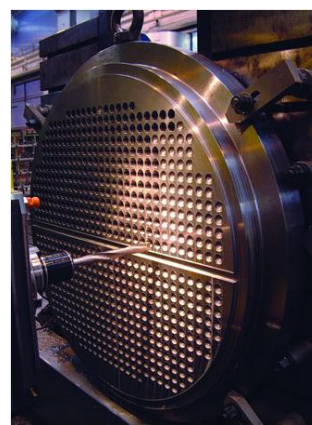
Plochy obráběné vyvrtačáním mají tvary válce, kužele, čelního mezikruží, rotační tvarové plochy, také lze vyrábět vnitřní zápichy a řezat vnitřní závity. U složitějších obrobků mohou být všechny uvedené tvarové prvky kombinovány v různém uspořádání na jedné nebo více osách rozložených v rovině nebo prostoru. [3][3] Vyvrtačací stroje navíc v případě potřeby umožňují obrábět jmenované povrchy a plochy i ve vnějším provedení. [3]



Obr. 1 Frézování [4]



Obr. 2 Vyvrtačování v převodové skříně [4]



Obr. 3 Vrtání [4]

Horizontální vyvrtačky se podle konstrukce dále dělí na stolové, křížové, deskové a souřadnicové. Vertikální mají pouze jednu konstrukční skupinu, jíž jsou souřadnicové vyvrtačky. Velikost vyvrtaček se posuzuje podle průměru předního konce vřetena, které bývá v rozmezí 63 až 300 mm. [1]

2.1 Horizontální vyvrtačací stroje

Horizontální vyvrtačací stroje jsou univerzální obráběcí stroje. Při jednom upnutí obrobku lze postupně provádět různé operace. Na těchto strojích můžeme vrtat, vyvrtačovat, vyhrubovat, vystružovat, zahlubovat, soustružit vnější, vnitřní i čelní plochy, frézovat, brousit dokonce i protahovat nebo obrážet. Při použití otočného stolu lze tyto operace provádět ze čtyř stran obrobku a při použití úhlové hlavy lze pracovat také ze strany páte (shora). Horizontální vyvrtačky se podle konstrukce dělí na stolové, křížové, deskové a souřadnicové. [1]

2.1.1 Stolové horizontální vyvrtávačky

Stolové vyvrtávačky mají ve své konstrukci zahrnut křížový stůl, který nám zajišťuje posuv obrobku ve dvou na sebe kolmých směrech. Kromě těchto dvou os má křížový stůl ještě třetí osu, která se stará o natáčení obrobku. [1]

Tyto vyvrtávačky se zpravidla vyrábějí v menších velikostech, protože se na nich vyrábějí ne moc velké obrobky do hmotnosti 10 000 kg, z toho důvodu vedlejší pohyby může vykonávat obrobek upnutý na křížovém stole. Průměr vyvrtávacího vřetena se u těchto strojů pohybuje okolo 120 mm. [1]



Obr. 4 Stolová horizontální vyvrtávačka [4]

2.1.2 Křížové horizontální vyvrtávačky

U těchto vyvrtávaček je stůl s obrobkem pohyblivý pouze v příčném směru k ose vřetena a stojan po loži je pohyblivý ve směru osy vřetena. Stůl může být otočný. Tyto stroje se používají pro frézování dlouhých rovinných ploch. Mají střední rozměry konstrukce s průměry vřetena od 80 do 160 mm. [1]



Obr. 5 Křížová vyvrtávačka [4]

2.1.3 Deskové horizontální vyvrtávačky

Stojan deskových vyvrtávaček se pohybuje po loži ve směru kolmém, někdy i podélném na osu vřetena. Vřeteník mění svou výšku posouváním po stojanu ve svislém směru. Stůl pro upínání obrobku může být otočný a pohyblivý ve směru osy vřetena, což zvyšuje počet řízených os. Tyto stoje se používají pro největší obrobky s průměry předního konce vřetena od 130 do 315 mm. [1]



Obr. 6 Desková vyvrtávačka [4]

2.1.4 Souřadnicové horizontální vyvrtávačky

Tyto stoje jsou podobné konstrukce jako vyvrtávačky stolové. Obrobek se pohybuje ve směru podélném i příčném na osu vřetena. Vzdálenosti jsou měřeny souřadnicově. Konstrukce těchto vyvrtávaček je velmi tuhá, bývají uloženy tří bodově z důvodu přesnosti, používají se pro opracování velmi přesných obrobků. [1]

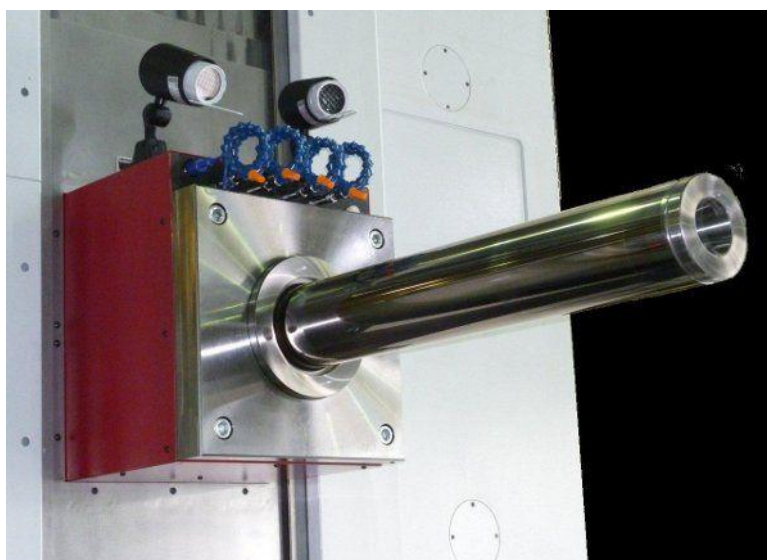


Obr. 7 Souřadnicová vyvrtávačka

3 VŘETENÍK

Kvalita obráběcího stroje je dána jeho výkonem, parametry, konstrukcí, údržbou, bezpečností práce, životností, ekonomikou výroby, přesností práce, výrobností. Pro přesnost práce je určující veličina tuhost celého systému a prostředek pro zajištění výrobnosti stroje je řezná rychlost, ze které vyplývají maximální otáčky vřetena. Přesnost práce a výrobnost obráběcího stroje je závislá zejména na vřeteníku obráběcího stroje. Na obráběcích strojích je tuhost vřeteníku a maximální otáčky vřetena ve vzájemném protikladu. Konečné řešení je vždy kompromisem mezi těmito vlastnostmi stroje. Konstrukční návrh je realizovaný podle technických požadavků konkrétního stroje. [1]

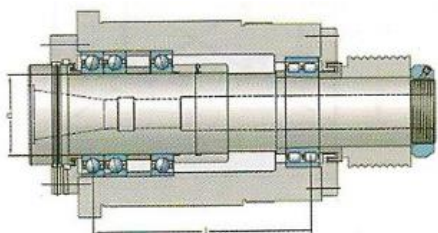
U horizontálních vyvrtávaček se často užívá výsuvného pracovního vřetena z vřeteníku. Frézovací vřeteno je uloženo nevýsuvně v tělese pohyblivého vřeteníku. Vyvrtávací vřeteno (pracovní vřeteno) je uloženo v přesných ložiskách, buď v dutém frézovacím vřetenu a s ním v tělese vřeteníku, nebo přímo ve vřeteníku. Výsuv vyvrtávacího vřetena je zajištěn servomotorem a mechanismem pro přeměnu otáčivého pohybu na pohyb přímočarý (kuličkový šroub). [1]



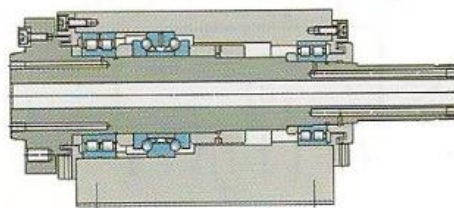
Obr. 8 Výsuvné pracovní vřeteno (Fermat) [12]

3.1 Skříň vřeteníku

Pro správnou funkci vřeteníku musíme při návrhu tělesa skříně zajistit základní požadavky, jako je maximální symetrie (z důvodu symetrických teplotních dilatací), minimální množství otvorů, aby se nezmenšovala jeho tuhost. Pro tyto požadavky byly vyvinuty dva typy skříně vřeteníku. Buď je to skříň tubusového tvaru, nebo má těleso vřeteníku skříňový tvar. [1]



Obr. 9 Tubusový tvar vřeteníku [1]



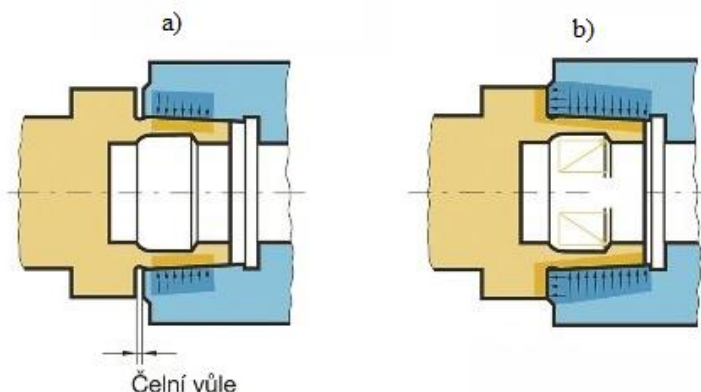
Obr. 10 Skříňový tvar vřeteníku [1]

3.2 Vřeteno

Vřeteno obráběcího stroje bývá vyráběno z oceli, důležitými parametry materiálu používané pro vřetena jsou modul pružnosti v tahu a koeficient poměrného tlumení. Ocelové vřetena mají vysokou statickou tuhost. Pro rychloběžné vřetena se používají kompozitní materiály. Vřetena jsou pak lehčí a nevyžadují tak velký průřez. Tvar a odstupňování průměrů vřetena by měl být co nejjednodušší z důvodu koncentrace napětí v místech vrubu. Rozdíl mezi jednotlivými průměry určují jen použité ložiska. [1]

Nejdůležitější při navrhování vřetena je volba jeho předního konce, což je část vřetena, která vystupuje z vřeteníku. Přední konec zajišťuje upínání nástrojů a nástrojových držáků potřebných pro obrábění. Požadavky pro upnutí jsou přesnost, rychlost, tuhost a spolehlivost. Tvar předního konce vřetena závisí na typu a velikosti vyvrtávačky a její přesnosti. [1]

U vyvrtávacích vřeten se pro upínání nástrojů používá kuželová stopka ISO (kuželovitost 7:24), krátká kuželová stopka HSK (kuželovitost 1:10), někdy válcová stopka, která je ale méně častá nebo stopka BIG Plus, která má podobné upínání jako u ISO kužele. Při upínání stopky na kužel ISO je držák nástroje upnutý pouze v kuželové dutině na rozdíl od upínání do kužele HSK, kde držák nástroje je uchycen, jak v kuželové dutině, tak i na čele držáku. Upínací systém vřetena se skládá ze dvou základních částí, z mechanické upínací jednotky a samojistícího upínacího mechanismu. Upínací jednotka je vybavená pohonem, který vysouvá tažnou tyč a samojistící mechanismus má za úkol zabezpečit upnutí držáku i v případě výpadku elektrické energie. [5]



Obr. 11 a) Předepnutý stav b) Upnutý stav HSK kuželu [5]



Obr. 12 Kuželová stopka ISO [5]



Obr. 13 Kuželová stopka HSK [5]

3.3 Uložení vřetena

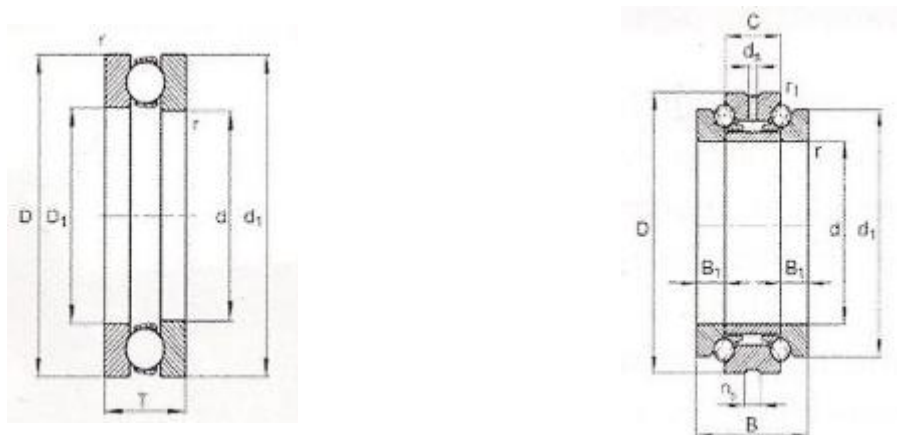
Uložení vřetena je nejdůležitějším konstrukčním problémem celého vřeteníku. Na uložení závisí přesnost chodu vřetena a tím také nástroje (tuhost chodu vřetena) a maximální použitelné otáčky vřetena pro obrábění. Pro uložení vřetena lze použít valivých ložisek, kluzných ložisek nebo elektromagnetické uložení. Valivá ložiska se vyskytují v 90 % uložení, kluzná a elektromagnetická ložiska se používají ve speciálních případech, kde potřebujeme zajistit vysokou tuhost uložení nebo maximální otáčky vřetena. [1]

Uložení předního konce vřetena je navrženo tak, aby bylo schopné zachytit i axiální síly, kdežto při uložení zadního konce se klade důraz na umožnění teplotní dilatace vřetena. [1]

3.3.1 Valivé uložení vřetena

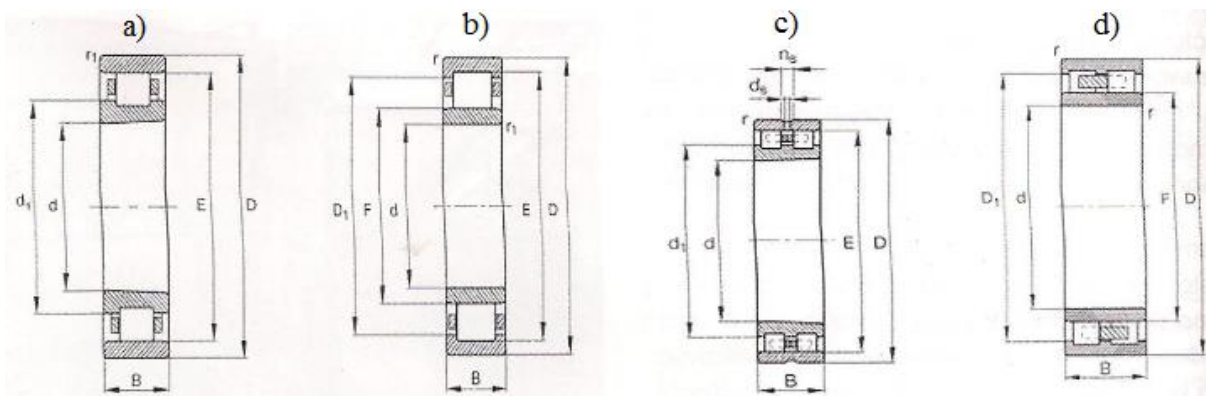
Jednotlivé typy valivých ložisek jsou konstruovány pro zachycení buď radiálních, nebo axiálních sil. Po uspořádání vhodných typů ložisek do soustav, lze zachycovat touto soustavou síly radiální i axiální zároveň. Montáž ložisek na vřeteno je prováděna mechanicky (pomocí stahováku), hydraulicky, pomocí tlakového oleje nebo pomocí ohřevu ložiska nebo ochlazení vřetena do rozdílu teploty 125 °C. [1]

Pro zachycení čistě axiálních sil můžeme použít dva typy ložisek. Axiální kuličkové ložiska, které však musí být předepnuté z důvodu odstředivých sil, které působí na kuličky ložiska a tím je vytlačují ven, předpětím se zvyšuje tření a následné oteplování ložiska. Druhým použitelným ložiskem je axiální kuličkové ložisko s kosouhlým stykem, které byly vyvinuty speciálně pro uložení vřeten obráběcích strojů. Jsou rozebíratelné a určeny pro montáž s válečkovými ložisky, které zachycují radiální síly. [1]



Obr. 14 Axiální kuličkové ložisko [1] Obr. 15 Axiální kuličkové ložisko s kosouhlým stykem [1]

Pro zachycení radiálních sil se používají hlavně válečkové ložiska. Vřetenové válečkové ložiska mají obecně malou výšku průřezu mezi vnitřním a vnějším kroužkem, vysokou radiální únosnost a tuhost, která je zabezpečena přímkovým dotykem mezi válečkami a oběžnými dráhami na kroužcích. Vnitřní průměr těchto ložisek se vyrábí s kuželovitostí 1:12 z důvodu vymezení vůle nebo dokonce vyvození předpětí v ložisku, které se docílí osovým posunutím ložiska po kuželu na vřeteně. Válečkové ložiska existují jednořadá i dvouřadá s vedením válečku na vnitřním (typ N nebo NN) i vnějším (typ NU nebo NNU) kroužku. [1]



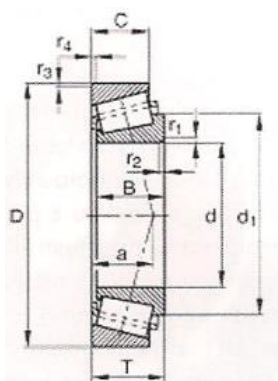
Obr. 16 Válečková ložiska: a) typ N, b) typ NU, c) typ NN, d) typ NNU [1]

Pro zachycení kombinovaného zatížení se používají radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem nebo kuželíková ložiska, které se sdružují do vhodných ložiskových soustav. Známé je sdružování ložisek do O, X nebo T. (viz Tab. 1). Kuželíková ložiska podobně jako ložiska válečková mají přímkový dotyk, díky kterému dosahují vysoké tuhosti a radiální únosnosti. Přímkový dotyk však má za následek větší oteplování ložiska, což má nepříznivý vliv na maximální otáčky vřetena. Kuželíková ložiska užívají výrobci obráběcích strojů v Japonsku, kteří dokážou vyrobiť kuželíky ve velmi vysoké přesnosti. [1]

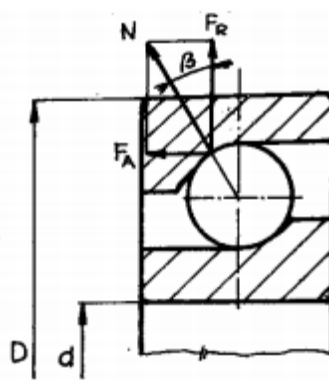
Tab. 1 Sdružování ložisek do soustav [1]

Spôsoby združovania	Združenie do „O“	Združenie do „X“	Združenie do „T“
Schéma zobrazenia ložiska			
Príklad označenia	7204B O	7204B X	7204B T
Vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> – veľká tuhosť proti naklopeniu – radiálne zafazenie prenášajú obidve ložiská – tzv. „tvarové“ usporiadanie umožňuje prenášať obojsmerné axiálne zafazenie 	<ul style="list-style-type: none"> – malá tuhosť proti naklopeniu – radiálne zafazenie prenášajú obidve ložiská – tzv. „tvarové“ usporiadanie umožňuje prenášať obojsmerné axiálne zafazenie 	<ul style="list-style-type: none"> – radiálne zafazenie prenášajú obidve ložiská – tzv. „smerové“ usporiadanie umožňuje prenášať jednosmerné axiálne zafazenie

Kuličkové ložiska s kosoúhlým stykom se vyskytují častěji, protože zajišťují více možností pro kompromis mezi mezními otáčkami a tuhostí vřetena. Ložiska, která jsou určena ke sdružování do skupin, mají na vnějším kroužku od výrobce vyraženou klínovou značku. Směr klínové značky udává směr axiálního zatížení vnějšího kroužku, ložiska se nesmí vzájemně měnit a otáčet. V dnešní době se vyrábějí také hybridní ložiska, kdy vnitřní a vnější kroužky bývají vyrobeny z oceli a valivé tělíska jsou keramické (Si_3N_4). Tyto ložiska dosahují vyšších maximálních otáček, mají větší tuhost, odolnost vůči korozi a minimální tepelnou a elektrickou vodivost. S výhodami těchto ložisek však úměrně roste i jejich cena. [1]



Obr. 17 Kuzelíkové ložisko [1]



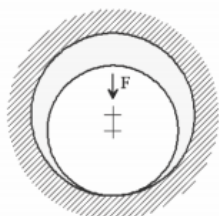
Obr. 18 Kuličkové ložisko s kosouhlým stykem [2]

Při uložení vřeten valivými ložisky se s výhodou používá předpětí ložisek. Síla předpětí působí mezi valivými členy a vnitřními a vnějšími kroužky. Síla předpětí nevzniká vnějším zatížením při obrábění, ale je zavedena do ložiska již při montáži, kdy se posune jeden kroužek ložiska vůči druhému. Obecně lze říci, že předpětí je záporná vůle v ložisku. Výhody předpětí jsou: zvýšení tuhosti, snížení hluku při otáčení ložiska, zlepšení vedení hřídele a přesnosti chodu, prodloužení provozní trvanlivosti ložiska. Předpětí však má jednu velkou nevýhodu, vzniká větší třecí teplo. [6]

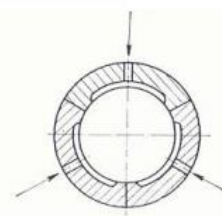
3.3.2 Kluzné ložiska

Výhody kluzných ložisek od valivých je snadnější dosažení požadované přesnosti chodu, nejsou tak citlivá na výrobní nepřesnosti, tlumení vibrací a rázy ve vřetení. Nevýhodami kluzných ložisek je vyšší tření čepu o pánev ložiska než u valivých ložisek a nutnost použití přívodu mazacího filmu s funkcí odvodu tepla. [2]

Kluzné ložiska můžeme dále dělit na hydrostatické, aerostatické, hydrodynamické a aerodynamické. Tlak nosného média hydrostatických a aerostatických ložisek vzniká z vnějšího zdroje nacházející se mimo ložisko a proto je můžeme zatěžovat i při nulových otáčkách, kdežto hydrodynamické a aerodynamické lze zatěžovat jen po dosáhnutí pracovních otáček, protože tlak nosného prostředí je vyvolán otáčením čepu v pánvi ložiska. Aerostatické a aerodynamické ložiska užívají jako nosné médium vzduch, používají se pro velmi vysoké frekvence otáčení a pro malé tuhosti. Používají se hlavně pro broušení. Nosné médium pro hydrostatické a hydrodynamické ložiska je kapalina. Používají se pro menší frekvence otáčení, ale pro vyšší tuhosti uložení, kde se s výhodou využívá viskozity kapaliny a její nestlačitelnosti do určitých tlaků. [1,2]



Obr. 19 Hydrodynamické ložisko za klidu [7]



Obr. 20 Hydrostatické ložisko [7]

3.3.3 Elektromagnetické ložiska

Ložisko využívá magnetické přitažlivé síly vřetena k cívce ložiska, čímž nevznikají pasivní odpory při valení. Ložiska dokážou díky aktivní kontrole uložení určovat např. hodnotu

řezných sil a posílají informace o poloze vřetena do řídicího systému. Tyto ložiska se používají pro velmi vysoké otáčky až $150\,000\text{ min}^{-1}$. Při požití elektromagnetických ložisek se musí uložení zavést také valivé ložiska pro případ výpadku elektrické energie, pro bezpečný doběh vřetena. [1]



Obr. 21 Elektromagnetické ložisko [6]

3.4 Náhon vřetena

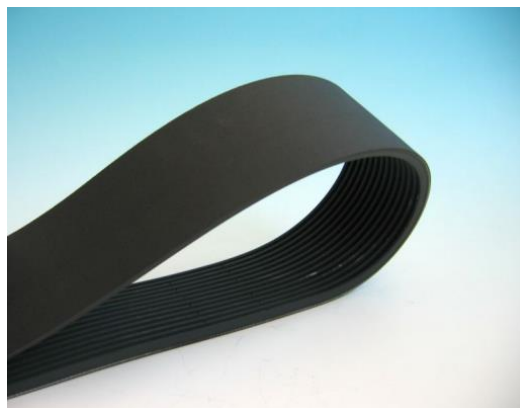
Náhon vřetena je realizován elektrickými motory, které mají za úkol vyvodit určitý výkon, který je přenesen na vřeteno buď přímo, nebo nepřímo (přes převod). Používají se motory buď asynchronní (snižují své otáčky úměrně se zatížením), nebo synchronní, které mají stálé otáčky. Hlavní parametry pohonu jsou krouticí moment, otáčky (úhlová rychlost), celkový převodový poměr, celková účinnost a hodinová trvanlivost. Pohonný systém musí zajistit možnost nastavení potřebných řezných rychlostí v určité přesnosti, zabezpečit stálý potřebný výkon pro obrábění, umožnit rychlou reverzi řezného pohybu, spolehlivost, bezpečnost, teplotní stálost a malou hlučnost. [7]

3.4.1 Nepřímý pohon

Při nepřímém pohonu je mezi pohon a vřeteno vložen kinematický řetězec, jelikož je motor umístěn mimo osu vřetena. Tímto řetězcem může být převodovka (planetová), která mění výstupní parametry elektromotoru (otáčky a krouticí moment) na použitelné parametry pro obrábění. Převodovka často má 2 převodové stupně, tyto stupně se řadí automaticky podle zvolených otáček na pracovním vřetenu. Výkon z převodovky je následně převeden na vřeteno pomocí ozubených kol nebo řemenem s řemenicí, která je na vřetenu umístěna mezi přední a zadní podpěrou nebo za zadní podpěrou. Pro přenášení nižších výkonů se používá klasických klínových řemenů, u vysokých výkonů se používají ozubené řemeny, u kterých nedochází k prokluzu řemene. Pro vyšší otáčky a střední krouticí momenty se používají poly V (mikro klínové) řemeny, z důvodu malé výšky průřezu a velké stykové plochy. [1,12]



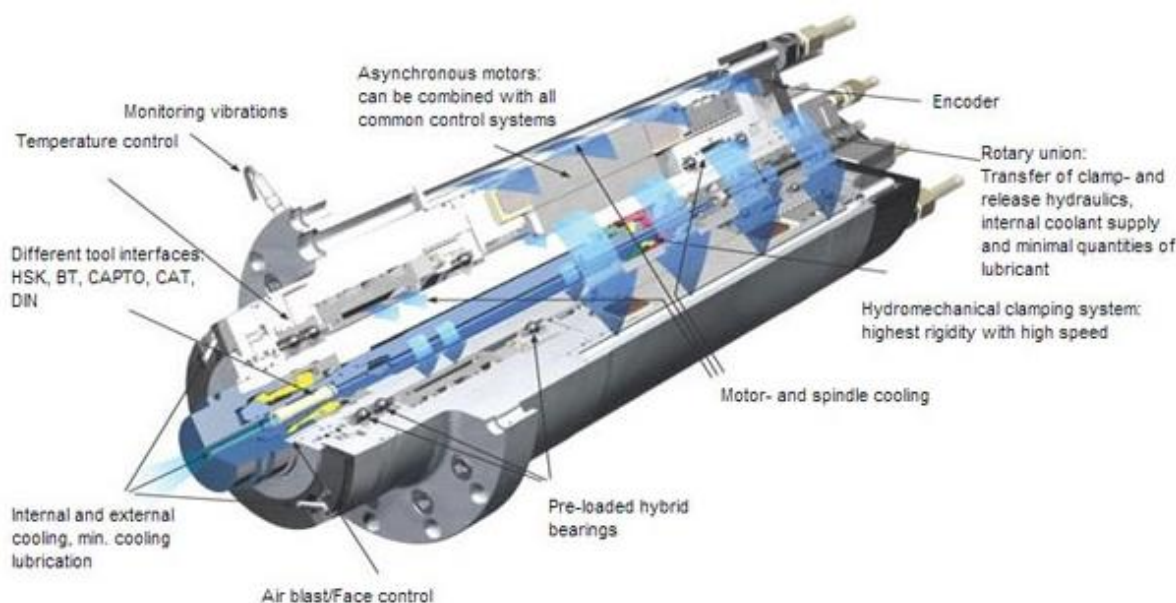
Obr. 22 Ozubené řemeny [8]



Obr. 23 Mikro klínový řemen [8]

3.4.2 Přímý pohon

Přímý pohon může být interní nebo externí. Interní pohon (elektrovřetenem) se skládá z rotoru, který je nalisován přímo na vřeteně, a statoru s chlazením, který je zabudovaný v tělese vřeteníku. Integrovaná elektrovřetená jsou přímé rotační pohony a jako taková nemohou využít výhod, které mají mechanické převodovky s proměnným převodem, tj. výhod konstantního výkonu v celém pracovním rozsahu otáček a vysokých momentů při nejnižších otáčkách. Některé firmy zůstávají u vřeten s mechanikou, většinou dvoustupňovou převodovkou, provedenou v nejvyšší přesnosti a kvalitě. Jiná řešení využívají toho, že z tepelného hlediska je motor omezen velikostí proudu, nikoliv momentem a používají změnu počtu pólů i jiných modifikací vinutí k potřebné modifikaci momentových a výkonových charakteristik. Motory integrovaných vřeten jsou bez výjimky bezkartáčové, s elektronickým přepínáním statorových vinutí během otáčky. Externí pohon je připevněn na těleso skříně vřeteníku a je napřímo spojen s vřeteníkem. Přímý pohon se však u horizontálních vyvrtávaček moc nevyskytuje. [1,10]



Obr. 24 Řez elektrovřetenem [10]

3.5 Mazání

Hlavním důvodem mazání je redukce tření kovového dotyku mezi tělísky ložiska a oběžné dráhy, což má za následek snížení opotřebení ložisek. Dalšími důvody mazání může být redukce vzniklé teploty vlivem tření, tím se zvýší životnost ložiska a sníží se možnost vzniku poruchy ložiska vlivem mechanického poškození. Tloušťka mazacího filmu závisí na mezních frekvencích otáčení, teplotě a viskozitě maziva. Při mazání může vzniknout mezní mazání, kde je malá tloušťka maziva pro oddělení stykových ploch, hydrodynamické mazání, kde dochází k dostatečnému oddělení pohybujících se ploch mazacím filmem, nebo elastohydrodynamické mazání, kde při částečném hydrodynamickém mazání vznikají u zatížených těles i minimální pružné deformace. [1]

3.5.1 Mazání plastickým mazivem

Mazání plastickým mazivem (tukem) je prováděno manuálně při montáži nebo za pomoci maznice po určitém čase. Tuk se skládá z 90 % z minerálního nebo ropného oleje a

zbylých 10 % je zahušťovadlo. Zahušťovadla mohou být vápenatá, sodná nebo lithiová. Jednotlivá ložiska mají svou gramáž potřebného maziva pro správnou funkci, tato gramáž je uvedena v katalogu výrobců ložisek. Trvanlivost tuku závisí na jeho množství, druhu, typu použitého ložiska, použitých otáčkách a teplotě. [1]

3.5.2 Mazání olejem

Používá se hlavně tam, kde potřebujeme také odvést generované teplo z mazané součásti. Pro mazání přesných ložisek je potřeba malé množství oleje pro dobré promazání ložiska. Používají se buď oleje syntetické, nebo ropné. Mazat olejem lze čtyřmi způsoby: přetékajícím olejem, olejovou mlhou, pomocí trysky (vstřikováním), mazání typu olej – vzduch. [1]

Při mazání olejovou mlhou, je olej k ložisku dopravován se stlačeným vzduchem pomocí mazacích trubiček (plastových nebo měděných). U mazání pomocí trysky přivádíme určité množství oleje k ložisku tryskou. V případě mazání typu olej – vzduch se určité množství oleje dopravuje k ložisku díky vzduchu, který se používá pouze jako dopravované médium. [9]

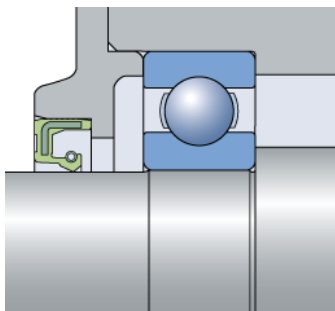
Tab. 2 Porovnání metod mazání vřetenových ložisek [9]

Metóda maslenia	Výhoda	Nevýhoda
Plastickým maslivom	<ul style="list-style-type: none"> - nízka cena - univerzálne použitie 	<ul style="list-style-type: none"> - nižšie otáčky - neodvádza teplo - plastické mastivo má menšiu trvanlivosť ako olej
Olejovou hmlou (oil-mist lubrication)	<ul style="list-style-type: none"> - žiadne zhoršenie trvanlivosti masтива - do priestoru ložísk sa nedostane voda (olejová hmota ju vytlačí) 	<ul style="list-style-type: none"> - znečistenie okolia - množstvo oleja závisí na teplote a viskozite
Olej – tryska (oil jet lubrication)	<ul style="list-style-type: none"> - stabilná teplota ložísk - do priestoru ložísk sa nedostane voda 	<ul style="list-style-type: none"> - vysoký trecí moment - vyššia cena - priesaky oleja pri vertikálnej aplikácii
Olej – vzduch (oil air lubrication)	<ul style="list-style-type: none"> - je environmentálne - do priestoru ložísk sa nedostane voda - žiadne zhoršenie trvanlivosti masтива - stabilná teplota ložísk - nízka generácia tepla z prebytku masтива 	<ul style="list-style-type: none"> - vysoká cena - ťažké určenie množstva oleja

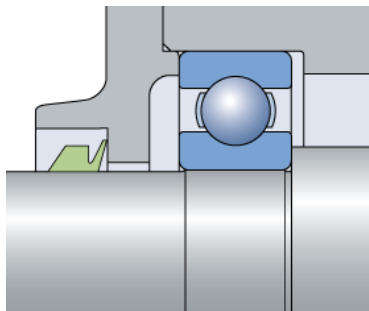
3.6 Těsnění

Těsnění vřeteníku používáme pro zabránění vnikání nečistot a řezné kapaliny do vřeteníku, které by znehodnotily mazivo a následně i poškodily ložiska vřetena. Druhým důvodem je zamezení vytékání maziva (oleje) z vřeteníku. Těsnění používané u vřeten dělíme na kontaktní a bezkontaktní. Představitelé kontaktních těsnění jsou V-kroužky, gufera nebo speciální těsnění. Gufero (hřídelové těsnění) se skládá z kovové výztuže, těla ze syntetické pryže, těsnicího břitů a kovové pružiny. Těsnicí břit je přitlačován k hřídeli kovovou pružinou. Pružné pryžové tělo V-kroužku sevře hřídel a otáčí se s ním, přičemž těsnicí břit doléhá v axiálním směru určitou silou na těsnicí plochu nepohyblivé součásti. Hlavní nevýhodou je, že při kontaktu těsnění s otáčejícím se vřetenem se produkuje teplo, které má negativní vliv při velkých obvodových rychlostech na funkčnost těsnění. Výhodou těchto těsnění jsou menší náklady na výrobu. Kontaktní těsnění se používají pro menší otáčky vřetena. [1,11]

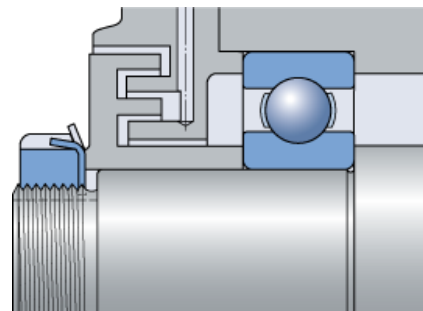
Představiteli bezkontaktních těsnění jsou labyrintové těsnění, ucpávky nebo těsnicí vzduch. Lze je použít i při vysokých frekvencích otáčení, avšak jsou dražší. Při použití těsnicího vzduchu je zabezpečeno že nedojde k vniknutí řezné kapaliny do ložiska předního konce vřetena. Vůle v labyrintu je 0,1 – 0,2 mm. Ve spodní části labyrintu jsou vyvrtané odtokové otvory pro odvedení směsi oleje a řezné kapaliny, která se dostala mezi oba labyrinty. [1]



Obr. 25 Gufero [11]



Obr. 26 "V" kroužek [11]



Obr. 27 Labyrinthové těsnění [11]

3.7 Frézovací hlavy a lící desky

Frézovací hlavy slouží k doplnění horizontky o vřeteno, které má však jinou orientaci než vřeteno hlavní (horizontální). Při použití pouze vřetena hlavního horizontálního, lze obrábět plochy, které mají svislou, popř. šikmou orientaci. Pro obrábění vodorovných ploch musíme použít frézovací hlavu (přídavné zařízení), které bude mít vřeteno ve svislé poloze. Lící desky se používají pro vyvrtávání velkých průměrů pomocí desky, která se otáčí, ve které je upnut vyvrtávací nástroj. Frézovací hlavy a lící desky se připevňují na čelo vyvrtávacího vřeteníku ručně (pomocí šroubů) nebo strojově (automatickými upevňovači). Frézovací zařízení jsou buď jednoosá, nebo natáčecí ve dvou osách. Speciální frézovací hlavy umožňují otočný i výkyvný pohyb, takže lze nástroj natočit do velké škály poloh a tím frézovat i na šikmých plochách. [7]



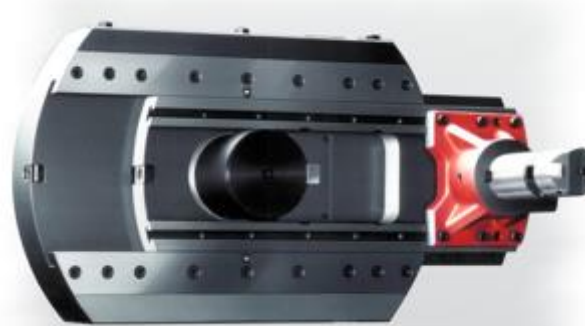
Obr. 28 Frézovací hlava (Fermat) [12]



Obr. 29 Frézovací hlava (TOS Varnsdorf) [4]



Obr. 30 Lící deska (Fermat) [12]



Obr. 31 Lící deska (TOS Varnsdorf) [4]

4 NÁVRH VŘETENÍKU

Pro návrh vřeteníku vycházím z nabídky výrobců horizontálních vyvrtávacích center, kterými jsou např. TOS Varnsdorf, TOS Kuřim, Fermat, atd. Pohon průměrného vyvrtávacího centra má výkon okolo 30 kW a krouticí moment okolo 1200 N.m. Nejvíce se této výkonnostní třídě podobá vyvrtávací centrum Optima z katalogu společnosti TOS Varnsdorf, které má výkon hlavního motoru 28 kW a krouticí moment 1205 N.m.

4.1 Vstupní parametry

Vstupní parametry jsou voleny z frézovací operace, jakožto technologické operace, která může být na stroji často prováděna za pomoci frézovací hlavy. Pro frézování je vybrán nástroj a řezné podmínky, které výkonnostně nejvíce zatíží pohon stroje, aby byl vřeteník použitelný i pro jiné technologické operace a ne jen pro frézování. Pro rovinné frézování je vybrána rovinná fréza 75° MSRS s břitovou destičkou SPMT 1806 EDER-NB2. Jako frézovaný materiál je zvolena ocel 11 500 (E295) s MC kódem P1.1.Z.AN. [13], [14] Vstupní parametry jsou uvedeny podle zvolené frézy a frézovaného materiálu v Tab. 3.

Tab. 3 Vstupní parametry [13], [14]

Průměr frézy	$D_c [mm]$	200 mm
Řezná rychlost	$v_c [m.min^{-1}]$	180 $m.min^{-1}$
Posuv na zub	$f_z [mm]$	0,2 mm
Počet zubů frézy	$z [-]$	10
Hloubka třísky	$a_p [mm]$	6 mm
Šířka záběru	$a_e [mm]$	160 mm
Měrná řezná síla	$k_{c1} [N.mm^{-2}]$	1 800 $N.mm^{-2}$
Nárůst měrné řezné síly	$m_c [-]$	0,25

4.2 Návrh pohonu

Z určených vstupních parametrů si vypočítáme všechny řezné podmínky, ze kterých následně vypočítáme potřebný výkon motoru, krouticí moment na vřetenu a řeznou sílu. [15]

Otáčky vřetena

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 180}{\pi \cdot 200} = 286 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

Rychlost posuvu

$$v_f = f_z \cdot z \cdot n = 0,2 \cdot 10 \cdot 286 = 573 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2)$$

Průměrná tloušťka třísky

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{D}} = 0,2 \cdot \sqrt{\frac{160}{200}} = 0,18 \text{ mm} \quad (3)$$

Skutečná měrná řezná síla

$$k_c = h_m^{-m_c} \cdot k_{c1} = 0,18^{-0,25} \cdot 1\,800 = 2\,768 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4)$$

Řezný výkon

$$P_c = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6} = \frac{6 \cdot 160 \cdot 573 \cdot 2768}{60 \cdot 10^6} = 25,4 \text{ kW} \quad (5)$$

Krouticí moment na vřetenu

$$M_k = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P_c}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 25,7}{2 \cdot \pi \cdot 286} = 857\,244 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6)$$

Řezná síla

$$F_c = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{2 \cdot 858\,260}{200} = 8\,472 \text{ N} \quad (7)$$

Vřeteno bude poháněné asynchronním elektromotorem, který bude spojen s vřetenem přes planetovou převodovku, z důvodu zvětšení maximálního krouticího momentu pro výkonné obrábění. Pohon je realizován nepřímo (viz kap. 3.4.1) přes kinematický řetězec. Jako kinematický řetězec je zvolen ozubený řemen, který má za úkol pouze vyrovnat nesouosost vřetena a hlavního pohonu, nijak dále nebude měnit výkonové parametry pohonu.

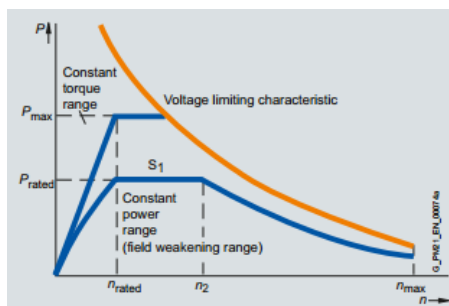
4.2.1 Volba motoru

Elektromotor je zvolen z katalogu firmy Siemens. Označení 1PH8 znamená, že jde o elektromotor, která se používá pro hlavní pohony obráběcích strojů, z důvodu širokého výkonostního spektra, skvělým výkonostním vlastnostem a nízké hlučnosti nabízených elektromotorů. Motor byl zvolen asynchronní, chlazený vzduchem, se zádržnou brzdou. Otáčky motoru budou ovládány řídicím systémem přes frekvenční měnič. Parametry motoru jsou uvedeny v Tab. 4. [17, str. 5/14]

Tab. 4 Parametry motoru [17]

Simotics M – 1PH8165 – D				
P_N [kW]	n_N [min ⁻¹]	M_N [N.m]	n_{NI} [min ⁻¹]	n_{max} [min ⁻¹]
31	1150	257	4850	6500

Kde P_N [kW] je jmenovitý výkon elektromotoru, n_N [min⁻¹] jmenovité otáčky, M_N [N.m] jmenovitý krouticí moment, n_{NI} [min⁻¹] maximální otáčky konstantního výkonu a n_{max} [min⁻¹] maximální otáčky elektromotoru.



Obr. 32 Výkonová charakteristika motoru ovládaného frekvenčním měničem [17]

4.2.2 Volba planetové převodovky

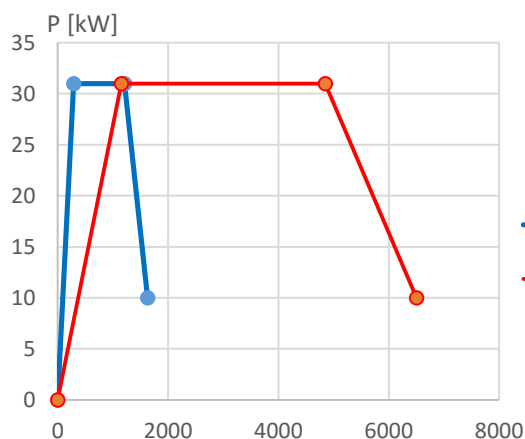
Dvourychlostní planetová převodovka je vybrána od firmy Stöber, používá se na obráběcích strojích, pro rychlou změnu mezi vysokými otáčkami při dokončování a vysokým

kroučícím momentem pro hrubování. Toto zvětšení kroučícího momentu zajišťuje druhý převodový stupeň. Volbu zařazeného stupně má za úkol řídicí systém stroje, z požadovaných otáček. [18]

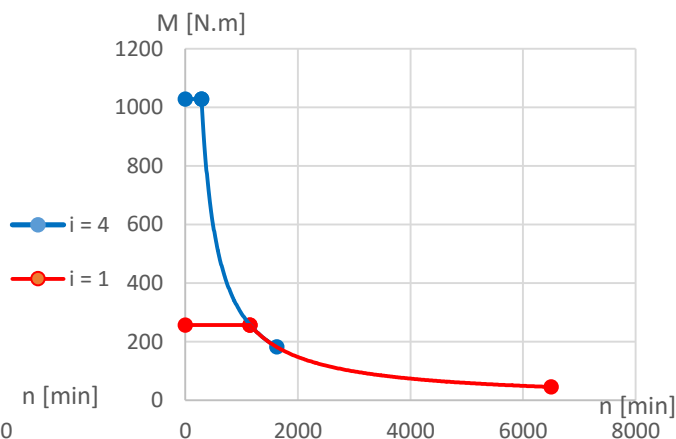
Tab. 5 Parametry planetové převodovky [18]

Planetová převodovka PS 3001					
$i_1 [-]$	$i_2 [-]$	$P_j [kW]$	$M_{in_max} [N.m]$	$M_{out_max} [N.m]$	$n_{in_max} [min^{-1}]$
1	4	47	400	2200	7000

Kde $i_1 [-]$ je převodový poměr prvního stupně, $i_2 [-]$ převodový poměr druhého stupně, $P_j [kW]$ maximální vstupní výkon, $M_{in_max} [N.m]$ maximální vstupní kroučící moment, $M_{out_max} [N.m]$ maximální výstupní kroučící moment a $n_{in_max} [min^{-1}]$ maximální vstupní otáčky do převodovky.



Obr. 33 Výkonová charakteristika pohonu



Obr. 34 Momentová charakteristika pohonu

4.2.3 Volba kinematického řetězce

Převod kroučícího momentu od převodovky na vřeteno stroje zajišťuje ozubený (synchronní) řemen s ozubenými řemenicemi. Toto provedení je zvoleno na základě možnosti ovládání osy C tj. natočení sklíčidla na požadovaný úhel, při kterém je potřeba zajistit neproklouznutí řemene na řemenici. Pro ovládání osy C však je potřeba zvolit hlavní pohon jako synchronní servomotor.

Pro výpočet synchronního řemene je použit výpočtový program MITCalc pro technické výpočty [19]. Výpočtem je zvolen ozubený řemen 8M (PowerGrip GT2), součinitel využití řemene je 0,48 a jeho šířka je 85 mm. Vypočítána řemenice s 80 zuby a roztečným průměrem 203,72 mm přenese výkon až 110 kW. Radiální síla řemenice na vřeteno vychází 6 905 N. Podrobný výpočet je obsažen v příloze.

Vybraná řemenice s vypočítanými parametry je volena z nabídky firmy Tyma s.r.o., označení řemenice je 80 – 8M – 85, ozubený řemen je zvolen od firmy Contitech s.r.o., označení řemene je 8M – 1600 – 85. [20]

4.2.4 Výpočet pera řemenice na otlačení

Přenos kroučícího momentu z převodovky na řemenici budou zajišťovat 3 pera. Výpočet těchto per na otlačení je provedeno podle literatury. [23]

$$F_{\check{r}} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{\check{r}}} = \frac{2 \cdot 857\,244}{40} = 42\,862 \text{ N} \quad (8)$$

$$p_{\check{r}} = \frac{F_{\check{r}}}{n_{\check{r}} \cdot t_1 \cdot (l_1 - b_1)} = \frac{42\,862}{3 \cdot 3,1 \cdot (63 - 12)} = 90,4 \text{ MPa} \quad (9)$$

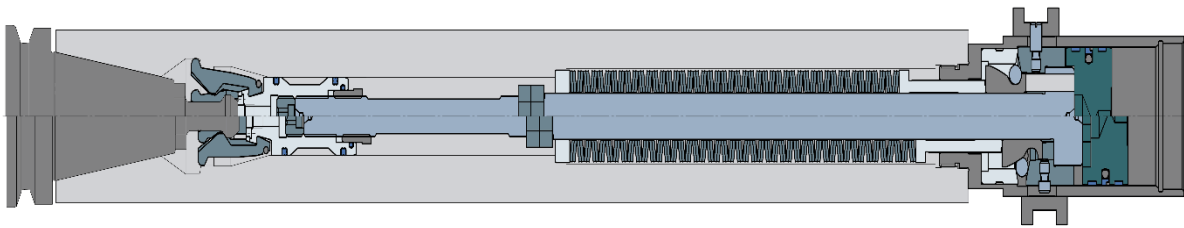
$$p_{D\check{r}} = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$p_{\check{r}} \leq p_{D\check{r}} \quad (11)$$

Kde $F_{\check{r}}$ [N] je síla působící na bok drážky pera řemenice, $d_{\check{r}}$ [mm] je průměr výstupní hřídele převodovky, $p_{\check{r}}$ [MPa] je napětí v tlaku na bok drážky pera, $n_{\check{r}}$ [-] je počet použitých per, t_1, l_1, b_1 [mm] jsou rozměry pera, $p_{D\check{r}}$ [MPa] je dovolené napětí na otlacení a p_0 [MPa] je základní hodnota tlaku.

4.3 Upínací zařízení

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.2, existuje více způsobů upnutí nástrojové stopky do vřetena. Nejčastějšími způsoby jsou ISO (SK), HSK, Coromant Capto, Big plus. Pro naše vřeteno bylo zvoleno upínání na kužel ISO 50. Upínání má na starost upínací zařízení od firmy OTT-Jakob. Uvolňovací jednotka je vně vřetena – typ ES (obr. 35). Upínací zařízení je složeno z upínací kleštiny, držáku, tažné tyče, upínacích talířových pružin a uvolňovací jednotky. [21]



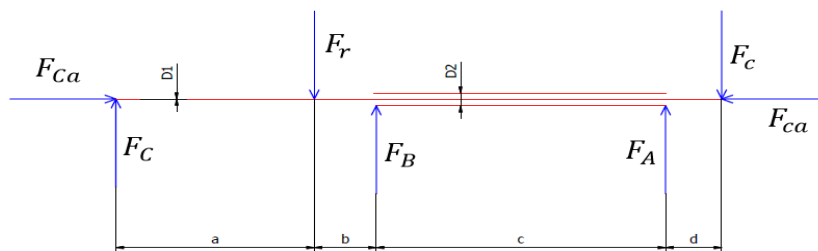
Obr. 35 Upínací zařízení OTT-Jakob [21]

4.4 Uložení vřetena

V problému uložení je řešen výpočet reakcí na vřeteno, které je uloženo s jednou statickou neurčitostí, volba vhodných ložisek a následně výpočet trvanlivosti zvolených ložisek.

4.4.1 Reakce

Výpočet reakcí v uložení vřetena je provedeno v programu Mathcad. Kompletní výpočet je uveden v příloze. Uložení je se třemi podporami (jedna statická neurčitost) a na vřeteno působí zatěžující síla od řemenice F_r a řezná síla F_c od řezné operace na konci vřetena.



Obr. 36 Uložení vřetena

Tab. 6 Zadané hodnoty pro uložení

Řezná síla	$F_c [N]$	8 472 N
Řezná síla axiální	$F_{ca} [N]$	8 472 N
Zatěžující síla od řemenice	$F_r [N]$	6 905 N
Vnější průměr vřetena	$D_1 [mm]$	100 mm
Vnitřní průměr vřetena	$d_1 [mm]$	35 mm
Vnější průměr tubusu vřetena	$D_2 [mm]$	160 mm
Vzdálenosti mezi silami	$a [mm]$	1 045 mm
	$b [mm]$	108 mm
	$c [mm]$	1168 mm
	$d [mm]$	100 mm

Tab. 7 Vypočítané hodnoty uložení

Reakce v předním ložisku	$F_A [N]$	9 136 N
Reakce v ložisku uprostřed	$F_B [N]$	5 657 N
Reakce v zadním ložisku	$F_C [N]$	584 N
Reakce v zadním ložisku axiální	$F_{Ca} [N]$	8 472 N

Pro uložení vřetena jsou zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem od společnosti SKF [22]. Z důvodu možnosti výsuvu vřetena z vřeteníku je vyvrtávací vřeteno vsunuto do dutého frézovacího vřetena, které je uloženo v tělese vřeteníku čtyřmi ložisky s označením 71928 ACD/P4AL. Vřeteno je uloženo třemi podporami, což má za následek jednu statickou neurčitost. Hlavní uložení (uložení dutého vřetena) předního konce je provedeno dvěma ložisky do soustavy „T“ a také uložení u řemenice je provedeno do soustavy „T“, ale s opačným směrem pro zachycení axiální síly v obou směrech (viz kap. 2.3.1) tzn., že duté vřeteno je uloženo soustavou do „O“, toto uložení má však zachycovat hlavně radiální síly, proto je stykový úhel malý a to 15°. [22]

Zadní konec zachycuje velké axiální síly způsobené výrobní operací, z toho důvodu je zadní konec vřetena uložen třemi kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem do soustavy „OT“. Tyto ložiska nesou označení 7016 ACD/P4AL se stykovým úhlem 25° pro větší zatížitelnost ložisek v axiálním směru. [22]

4.4.2 Trvanlivost

Pro výpočet trvanlivosti ložisek je potřeba znát základní dynamickou únosnost použitých ložisek. Je proveden výpočet pro soustavu ložisek na předním konci vřetena, kde působí pouze radiální síla a následně i pro soustavu na konci zadním, kde uložení zachycuje radiální i axiální sílu.

Tab. 8 Dynamická únosnost ložisek a soustav [22]

Přední konec	$C_{P1} = 124 \text{ kN}$	$k_1 = 1,62$	$C_P = C_{P1} \cdot k_1 = 124 \cdot 1,62 = 201 \text{ kN}$ (12)
Zadní konec	$C_{Z1} = 62 \text{ kN}$	$k_2 = 2,16$	$C_Z = C_{Z1} \cdot k_2 = 62 \cdot 2,16 = 134 \text{ kN}$ (13)

Kde C_{P1} [N] je dynamická únosnost ložiska na předním konci, C_{Z1} [N] je dynamická únosnost ložiska na zadním konci, $k_{1(2)}$ [-] je koeficient pro výpočet dynamické únosnosti ložiskové soustavy, $C_{P(Z)}$ [N] je dynamická únosnost ložiskové soustavy na předním (zadním) konci.

$$L_{10P} = \left(\frac{C_P}{F_A}\right)^{a_1} \cdot 10^6 = \left(\frac{201}{9,136}\right)^3 \cdot 10^6 = 1,065 \cdot 10^{10} \quad (14)$$

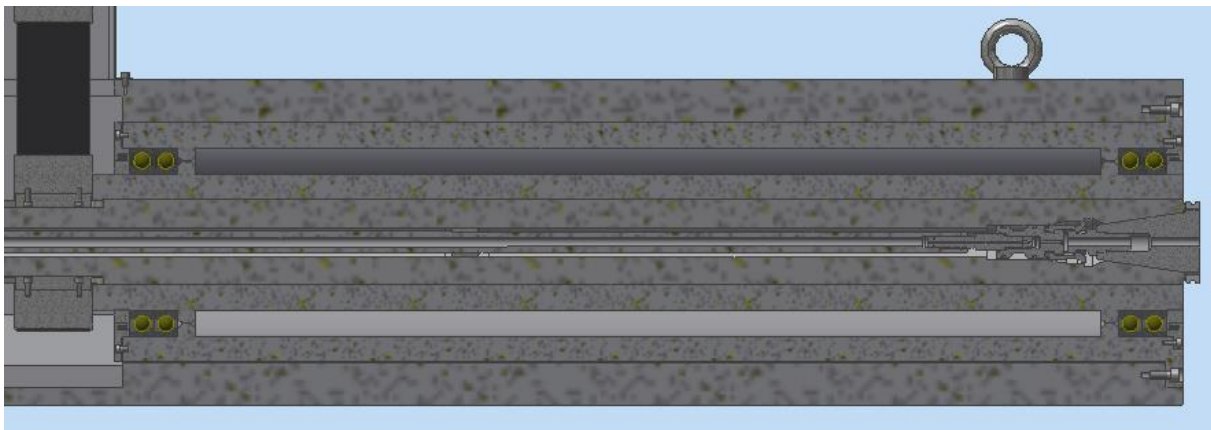
$$L_{10hP} = \frac{L_{10P}}{60 \cdot n} = \frac{1,065 \cdot 10^{10}}{60 \cdot 286} = 620\,587 \text{ hod} \quad (15)$$

$$P = X \cdot F_C + Y \cdot F_{Ca} = 0,41 \cdot 584 + 0,87 \cdot 8\,583 = 7\,706 \text{ N} \quad (16)$$

$$L_{10Z} = \left(\frac{C_Z}{P}\right)^{a_1} \cdot 10^6 = \left(\frac{134\,000}{7\,706}\right)^3 \cdot 10^6 = 5,258 \cdot 10^9 \quad (17)$$

$$L_{10hZ} = \frac{L_{10Z}}{60 \cdot n} = \frac{1,28 \cdot 10^9}{60 \cdot 286} = 306\,415 \text{ hod} \quad (18)$$

Kde $L_{10P(Z)}$ [-] je základní výpočtová trvanlivost přední (zadní) ložiskové soustavy v počtech otáček, $L_{10hP(Z)}$ [hod] je hodinová výpočtová trvanlivost přední (zadní) ložiskové soustavy, P [N] je dynamické ekvivalentní zatížení, a_1 [-] koeficient pro typ ložiska a X, Y [-] jsou výpočtové součinitele ekvivalentního zatížení pro uspořádání ložisek do tandemu. [22], [23]



Obr. 37 Uložení dutého frézovacího vřetena

4.5 Výsuv vřetena (osa W)

Výsuv je realizován synchronním servomotorem a kuželovou planetovou převodovkou, která je přímo spojená s kuličkovým šroubem. Kuličkový šroub s maticí převede otáčivý pohyb na pohyb přímočarý, díky tomu se bude pohybovat celý zadní ložiskový domek a tím i vřeteno. Výsuvné vyvrtávací vřeteno je kluzně uloženo v nevýsuvném dutém vřetenu, pro vzájemný translační pohyb. Duté nevýsuvné vřeteno se otáčí stejnými otáčkami jako výsuvné vyvrtávací vřeteno a je uloženo na kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem.

4.5.1 Pohon výsuvu

Pohon je realizován synchronním servomotorem s kuželovou převodovkou pro zvýšení krouticího momentu, z důvodu použití menšího motoru. Je vybrán od společnosti Siemens,

s označením Simotics S-1FK7. Tyto pohony se používají pro přesná polohování u obráběcích strojů a v robotice. Maximální nepřesnost v natočení hřídele bývá do 12 úhlových minut. [17]

Tab. 9 Servomotor s kuželovou převodovkou [17]

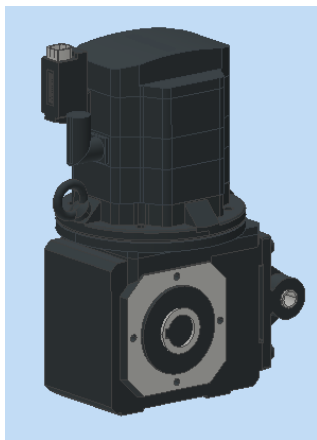
Simotics S-1FK7083-5AF71-1DV5-ZB32				
P_2 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [N.m]	M_{2max} [N.m]	i_3 [-]
2,22	500	42,5	87	6

Kde P_2 [kW] je jmenovitý výkon servomotoru, n_2 [min⁻¹] jmenovité výstupní otáčky, M_2 [N.m] jmenovitý krouticí moment, M_{2max} [N.m] maximální krouticí moment, i_3 [-] převodový poměr kuželové převodovky.

Kuličkový šroub a matice jsou vybrány od společnosti KSK Precise motion, je určen pro malé rychlosti a přesné polohování. Pro zvýšení přesnosti je matice předepnutá, označení APR. Je použitý šroub o průměru 40 mm a stoupání 5 mm. Maximální statická únosnost šroubu je 22 500 N. Šroub je uložen v ložiskových jednotkách s kuličkovými ložisky firmy SKF, statická únosnost ložisek je 20 kN. [22], [24]

4.5.2 Vedení

Vedení ložiskového domku s vyvrtávacím vřetenem je realizováno pomocí přesného vedení s profilovou tyčí LLR od firmy SKF. Přesnost vedení je 5 μm na 1000 mm, statická únosnost vedení je 85 000 N. Jsou použity 2 profilové tyče a 4 pojezdové vozíky, které jsou zesponu přikrouceny k ložiskovému domku. [22]



Obr. 38 Servomotor s kuželovou převodovkou [17]



Obr. 39 Vedení s profilovou tyčí [22]

5 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo provést návrh konstrukce vřeteníku pro horizontální vyvrtávací centrum. Vypracovat rešerši v oblasti vřeteníku, zvolit technické parametry vřeteníku, udělat potřebné konstrukční výpočty, zhotovit 3D model a výkres sestavení vřeteníku.

V úvodu byla vytvořena rešerše v oblasti horizontálních vyvrtávaček a rešerše hlavních částí vřeteníku pro vyvrtávací stroje, kde byly uvedeny typy horizontálních vyvrtávaček a jednotlivé konstrukční prvky, z nichž se vřeteník skládá.

Při volbě parametrů se vycházelo z nabídky výrobce horizontálních vyvrtávacích center TOS Varnsdorf, ale i dalších výrobců (Fermat, TOS Kuřim). Výpočty byly provedeny na základě literatury uvedené v seznamu použitých zdrojů. Prvním úkolem bylo navrhnout hlavní pohon, který je realizován asynchronním elektromotorem, planetovou převodovkou a ozubeným řemenem, který pohání vřeteno. Vřeteno je uloženo na velmi přesných valivých ložiscích s kosoúhlým stykem, počítaných pro největší zatížení, které vzniká při hrubování, s možností výsuvu vřetena z vřeteníků pro dokončovací operace (osa W). Výsuv má na starost servomotor s kuželovou převodovkou pro zvětšení krouticího momentu za účelem zmenšení použitého servomotoru. Tento pohon pohání kuličkový šroub, který přeměňuje rotační pohyb na pohyb translační matice a ložiskového domku, kde je uloženo vřeteno. Výsuvné vřeteno je pro výsuv kluzně uloženo v dutině tubusu, který se otáčí s výsuvným vřetenem a je uložen na již zmíněných valivých ložiscích. Upínání nástrojových držáků do vřetena zajišťuje upínací jednotka s talířovými pružinami a uvolňovací jednotka pro bezpečné odepnutí. Nástrojový držák je vystředěn ve vřeteni pomocí upínacího kužele ISO 50.

Dalším úkolem bylo vytvořit 3D model celého vřeteníku se všemi částmi v programu Autodesk Inventor Professional 2016. Ze 3D modelu byl následně vygenerován výkres sestavení s kusovníkem, s pozicemi pro všechny části.

Cíle bakalářské práce jsem se snažil splnit ve všech bodech, avšak vřeteník obráběcího centra je komplexně velmi složitá konstrukční sestava, na které pracují celé týmy pro úspěšnou realizaci v praxi, s nejlepšími programy pro výpočty a konstrukční analýzy. Tato práce pro úspěšnou realizaci do praxe by musela být doplněna dalšími konstrukčními výpočty a zdokonaleními.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. 2014. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2., přeprac. vyd. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0361-6.
- [3] HUMÁR, Antonín. *Technologie 1: Technologie obrábění - 2. část* [online]. 2004 [cit. 2016-11-09]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf
- [4] *TOS Varnsdorf* [online]. [cit. 2016-11-09]. Dostupné z: <http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/>
- [5] PLÁNIČKA, František. Precizní upínače zvyšují přesnost i produktivitu. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2015 [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/precizni-upinace-zvysuji-presnost-i-produktivitu.html>
- [6] *SKF S2M Magnetic Bearings boost turboexpander performance for Turbogaz* [online]. [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/news-and-media/news-search/2014-03-25-skf-s2m-magnetic-bearings-boost-turboexpander-performance-for-turbogaz.html>
- [7] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů* [online]. 2012 [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: http://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf
- [8] KOLOUCH, Sasha. Specifika řemenových převodů u obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2014 [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/specifika-remenovych-prevodu-u-obrabecich-stroju.html>
- [9] 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.
- [10] Obráběcí stroje: Integrovaná vřetena obráběcích strojů. *Průmysl* [online]. 2012 [cit. 2016-11-23]. Dostupné z: <http://www.prumysl.cz/obrabeci-stroje-integrovana-vretena-obrabecich-stroju/>
- [11] *Vnější těsnění* [online]. [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/design-considerations/sealing-solutions/external-seals/index.html>
- [12] *Fermat* [online]. [cit. 2016-12-01]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/>
- [13] Hoffmann Group. *Hoffmann Group* [online]. 2016 [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: https://landingpages.hoffmann-group.com/ecat/index.html?country=eng_CZ_CZE/catalogs/&catalog=band1#page_490

- [14] *Sandvik Coromant* [online]. 2017 [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/>. 1.
- [15] *Vzorce pro frézování - Innotool* [online]. 2014 [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: http://www.taegutec.cz/innotool/prirucka_obrabeni_2114.pdf
- [16] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-751-2.
- [17] Katalog Siemens. *Siemens* [online]. 2016 [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/cat_pm_21_2013_en.pdf
- [18] *Stöber: Two-Speed Gearboxes PS* [online]. 2016 [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: http://www.stoerber.de/en/stoerber_global/getriebe/produkt_detail_seite_getriebe_2568.html
- [19] *MITCalc: Ozubené řemeny* [online]. [cit. 2017-03-05]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/>
- [20] *Tyma s.r.o.: Řemeny a převody* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/>
- [21] Upínací zařízení: Steep taper. *Spanntechnik* [online]. [cit. 2017-04-08]. Dostupné z: http://www.ott-jakob.de/en/steep_taper/
- [22] *SKF: Ložiska a vedení* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [23] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIAM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [24] *KSK Precise motion: Kuličkové šrouby* [online]. 2017 [cit. 2017-05-09]. Dostupné z: <http://www.ksk-pm.cz/>

7 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

h_m	[mm]	Průměrná tloušťka třísky
C_P	[kN]	Dynamická únosnost ložiskové soustavy na předním konci
C_{P1}	[kN]	Dynamická únosnost ložiska na předním konci
C_Z	[kN]	Dynamická únosnost ložiskové soustavy na zadním konci
C_{Z1}	[kN]	Dynamická únosnost ložiska na zadním konci
D_1	[mm]	Vnější průměr vřetena
D_2	[mm]	Vnější průměr tubusu vřetena
D_c	[mm]	Průměr frézy
$F_{\ddot{r}}$	[N]	Síla působící na bok drážky pera řemenice
F_A	[N]	Reakce v předním ložisku
F_B	[N]	Reakce v ložisku uprostřed
F_C	[N]	Reakce v zadním ložisku
F_{Ca}	[N]	Reakce v zadním ložisku axiální
F_c	[N]	Řezná síla
F_{ca}	[N]	Axiální řezná síla
F_r	[N]	Zatěžující síla od řemenice na vřeteno
L_{10hP}	[hod]	Hodinová výpočtová trvanlivost přední ložiskové soustavy
L_{10hZ}	[hod]	Hodinová výpočtová trvanlivost zadní ložiskové soustavy
L_{10P}	[–]	Základní výpočtová trvanlivost přední ložiskové soustavy
L_{10Z}	[–]	Základní výpočtová trvanlivost zadní ložiskové soustavy
M_2	[N. m]	Jmenovitý krouticí moment pohonu výsuvu
M_{2max}	[N. m]	Maximální krouticí moment pohonu výsuvu
M_N	[N. m]	Jmenovitý krouticí moment elektromotoru
M_{in_max}	[N. m]	Maximální vstupní krouticí moment planetové převodovky
M_k	[N. mm]	Krouticí moment vřetena
M_{out_max}	[N. m]	Maximální výstupní krouticí moment planetové převodovky
P_2	[kW]	Jmenovitý výkon servomotoru
P_N	[kW]	Jmenovitý výkon elektromotoru
P_c	[kW]	Řezný výkon
P_j	[kW]	Maximální vstupní výkon planetové převodovky
a_1	[–]	Koeficient pro typ ložiska
a_e	[mm]	Šířka záběru
a_p	[mm]	Hloubka třísky
b_1	[mm]	Šířka pera řemenice
d_1	[mm]	Vnitřní průměr vřetena
$d_{\ddot{r}}$	[mm]	Průměr výstupní hřídele planetové převodovky

f_z	[mm]	Posuv na zub
i_1	[–]	Převodový poměr prvního stupně planetové převodovky
i_2	[–]	Převodový poměr druhého stupně planetové převodovky
i_3	[–]	Převodový poměr kuželové převodovky
k_1	[–]	Koeficient výpočtu dynamické únosnosti ložiskové soustavy 1
k_2	[–]	Koeficient výpočtu dynamické únosnosti ložiskové soustavy 2
k_c	[N.mm ⁻²]	Skutečná měrná řezná síla
k_{c1}	[N.mm ⁻²]	Měrná řezná síla
l_1	[mm]	Délka pera řemenice
m_c	[–]	Nárůst měrné řezné síly
n_2	[min ⁻¹]	Jmenovité výstupní otáčky pohonu výsuvu
$n_{\check{r}}$	[–]	Počet použitých per řemenice
n_N	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky elektromotoru
n_{N1}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky konstantního výkonu elektromotoru
n_{in_max}	[min ⁻¹]	Maximální vstupní otáčky do planetové převodovky
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky elektromotoru
p_0	[MPa]	Základní hodnota tlaku
$p_{\check{r}}$	[MPa]	Napětí v tlaku na bok drážky pera řemenice
$p_{D\check{r}}$	[MPa]	Dovolené napětí na otlacení pera
t_1	[mm]	Výška pera v náboji
v_c	[m.min ⁻¹]	Řezná rychlost
v_f	[mm.min ⁻²]	Rychlost posuvu
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení
X	[–]	Součinitel ekvivalentního zatížení pro radiální sílu
Y	[–]	Součinitel ekvivalentního zatížení pro axiální sílu
a	[mm]	Vzdálenost mezi silou F_C a F_r
b	[mm]	Vzdálenost mezi silou F_r a F_B
c	[mm]	Vzdálenost mezi silou F_B a F_A
d	[mm]	Vzdálenost mezi silou F_A a F_C
n	[min ⁻¹]	Otáčky vřetena
z	[–]	Počet zubů frézy

8 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výkres sestavení – 1 x formát A1

Příloha 2 – Kusovník – 4 x formát A4

Příloha 3 – CD:

- Elektronická verze bakalářské práce – pdf
- Výkres sestavení – pdf
- Kusovník – pdf
- 3D model vřeteníku – step
- Výpočet ozubeného řemenu – xls
- Výpočet reakcí na vřeteno – xmcd