



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

Zdeněk Kovács

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Zdeněk Kovács**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Dominik Hermanský**
Akademický rok: 2015/16

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:

Student provede rešerši v oblasti vřeteníků pro horizontální vyvrtávací stroje. Na základě rešerše a po dohodě s vedoucím zvolí technické parametry vřeteníku. Provede potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci vřeteníku v 3D CAD systému. Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy vřeteníku. Práce bude realizována v spolupráci s výzkumným centrem Intemac Solutions, s.r.o. a společností TOS Kuřim a.s.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti vřeteníku pro horizontální vyvrtávací centra
Zvolení technických parametrů vřeteníku
Potřebné konstrukční výpočty
Konstrukce v 3D modelu
Výkres sestavy vřeteníku

Seznam literatury:

MAREK, J. (2014): Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Publishing, Praha
JANÍČEK, P., MAREK, J. (2013): Expertní inženýrství v systémovém pojetí, Grada, Praha
BORSKÝ, V. (1986): Základy stavby obráběcích strojů. Vysoké učení technické, Brno
www stránky výrobců obráběcích strojů:
Infozdroje, www.infozdroje.cz, přístup 4. prosince 2015
MM Průmyslové spektrum, <http://www.mmspektrum.com/>, přístup 4. prosince 2015

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit konstrukční návrh vřeteníku horizontálního vyvrtávacího centra. Nejdřív byla provedena rešerše týkající se vřeteníků horizontálních vyvrtávacích center, kde byly jednotlivě rozebrány důležité konstrukční uzly. Dále bylo stručně pojednáno o automatické výměně nástrojů. Poslední část práce obsahuje konstrukční návrh vřeteníku a jeho realizaci formou 3D modelu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vyvrtávání, horizontální vyvrtávací centra, vřeteník, vřeteno, uložení vřetena.

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis was to do the design of headstock used in horizontal boring centre. At the beginning was carried out the search of important headstock parts which are found in horizontal boring centres. After that was dealt with automatic tool change. The last part this thesis concern with design of headstock and its realization in 3D.

KEYWORDS

Boring, horizontal boring centres, headstock, spindle, spindle bearing.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOVÁCS, Z. Konstrukce vřeteníku pro horizontální vyvrtávací centrum. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 64 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Dominik Hermanský.



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 20. května 2016

.....

Zdeněk Kovács



PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat panu Ing. Dominiku Hermanskému za odborné vedení a poskytnutí cenných rad, které mi byly přínosem při psaní této práce.



OBSAH

Úvod	11
1 Vytváření	12
2 Horizontální vytvářecí stroje	13
2.1 Stolové vytvářecí stroje	14
2.2 Křížové vytvářecí stroje	14
2.3 Deskové vytvářecí stroje	14
2.4 Souřadnicové vytvářecí stroje	14
2.5 Rozpor v určení stolových a křížových vytvářecích	15
3 Vřeteník	16
3.1 Způsob zástavby vřetení	16
3.2 Požadavky kladené na vřetení	17
3.2.1 Přesnost chodu vřetení	17
3.2.2 Tuhost vřetení	17
3.3 Nástrojová soustava	18
3.4 Uložení vřetení	19
3.4.1 Valivá ložiska	20
3.4.2 Kluzná ložiska	21
3.4.3 Montáž ložisek	22
3.4.4 Předpětí ložisek	22
3.5 Náhon vřetení	23
3.5.1 Nepřímý pohon	24
3.5.2 Přímý pohon	25
3.6 Mazání	25
3.7 Těsnění	27
3.8 Chlazení	27
3.9 Přídavná zařízení	28
3.10 Výsuv vytvářacího vřetení	29
3.11 Senzory	29
4 Automatická výměna nástrojů	30
4.1 Zásobník	30
4.2 Výměník	31
4.3 Manipulátor	31
5 Konstrukční návrh	32
5.1 Volba vstupních parametrů	32
5.2 Výpočet základních parametrů	33



5.2.1	Maximální otáčky vřetena [25].....	33
5.2.2	Výpočet momentu, řezné síly a výkonu	33
5.3	Volba koncepce.....	34
5.4	Zvolená koncepce	36
5.4.1	Volba motoru a převodovky	36
5.4.2	Přenos točivého momentu na vřeteno.....	37
5.4.3	Upínací systém	40
5.5	Předběžný návrh vřetena.....	40
5.6	Uložení vřetena	41
5.6.1	Optimální vzdálenost mezi ložisky.....	42
5.6.2	Výsledná deformace vřetena na předním konci a tuhost vřetena	44
5.6.3	Reakce v ložiscích	44
5.6.4	Výpočet trvanlivosti ložisek	46
5.7	Určení bezpečnosti vřetena vůči meznímu stavu pružnosti.....	48
5.7.1	Určení průběhu momentů	48
5.7.2	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě maximálního ohybového momentu	50
5.7.3	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v kritickém místě.....	51
6	3D model	53
	Závěr.....	55
	Použité informační zdroje.....	56
	Seznam použitých symbolů	59
	Seznam příloh.....	64



ÚVOD

Horizontální vyvrtávací centra jsou považována za víceúčelové obráběcí stroje, které se nesoustředí pouze na vyvrtávání, ale pomocí vhodně zvolených nástrojů lze provádět i jiné druhy obráběcích operací.

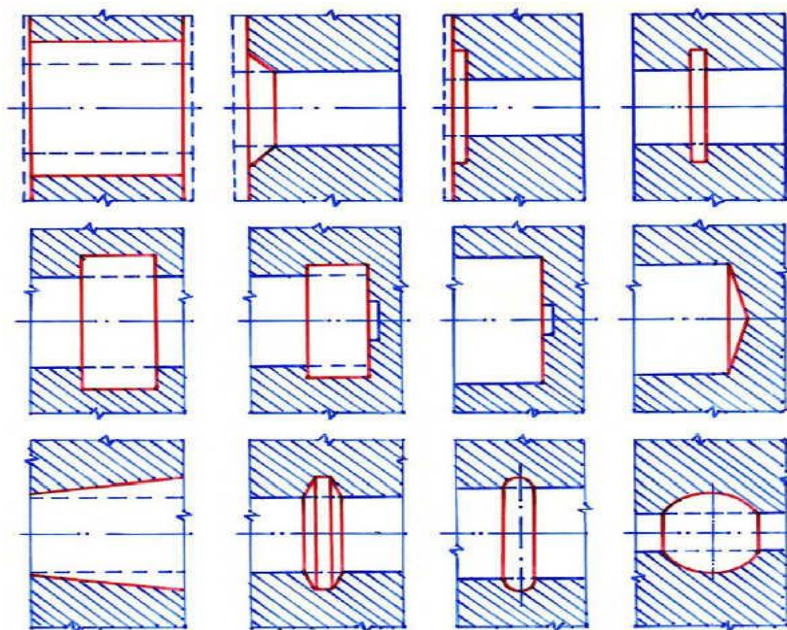
Obsah této bakalářské práce se dá rozdělit na úvod do problematiky s teoretickým popisem jednotlivých prvků, které se nacházejí ve vřeteních těchto strojů a na konstrukční návrh vřeteníku horizontálního vyvrtávacího centra.

První kapitola pojednává o obráběcí operaci zvané vyvrtávání. V další je proveden popis horizontálních vyvrtávacích strojů, jejich rozdělení, uvedení základních charakteristik jednotlivých typů a obecné příklady použití. Důležitější kapitolou je až řešerše z oblasti vřeteníků horizontálních vyvrtávacích center, která se zaměřuje na popis jednotlivých částí, hlavně však na uložení vřeten. Uložení vřeten je v této práci zvýšená pozornost, protože se jedná o důležitý krok při návrhu vřeteníku, který má velký vliv na přesnost a životnost. Jak již bylo uvedeno, horizontální vyvrtávačky se nesoustředí pouze na oblast vyvrtávání, ale také na jiné obráběcí operace. Z toho důvodu je u těchto strojů nutné počítat také s automatickou výměnou nástrojů, kdy vzniká potřeba výměny opotřebovaného nástroje nebo druhu nástroje. Tomuto tématu je věnována jedna kapitola.

Poslední částí práce je konstrukční návrh vřeteníku a jeho výsledná realizace formou 3D modelu. Konstrukční návrh obsahuje stanovení konkrétního účelu stroje, z něhož vychází určení vstupních parametrů, následuje volba koncepce, volba pohonu, upínacího systému a také způsob uložení vřeten. Tento návrh je doplněn o výpočet trvanlivosti ložisek a určení bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

1 VYVRTÁVÁNÍ

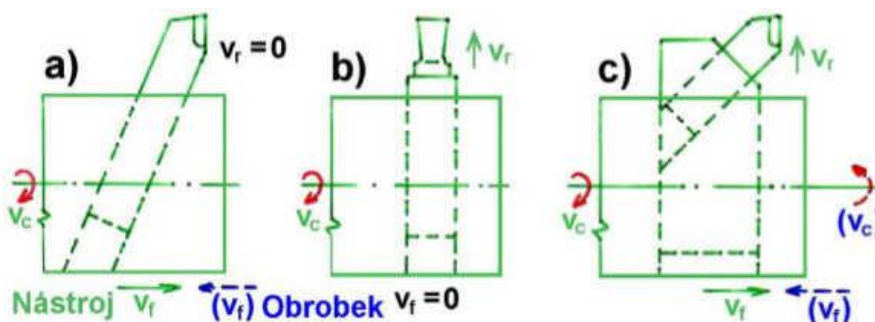
Vyvrtávání je jedním z několika způsobů obrábění, kdy dochází ke zvětšování průměru, případně i ke zvyšování kvality předpřipravených děr. Předpřipravené díry je možné vytvořit některou z obráběcích metod, tvářecích metod nebo při samotném odlévání. Vyvrtávací stroje umožňují opracovávat nejen vnitřní, ale i vnější plochy obrobku (obr. 1). [8]



Obr. 1 Příklady ploch obráběných vyvrtáváním [8]

Vyvrtávání může být realizováno některým ze 3 základních způsobů, jehož kinematika je znázorněna na obr. 2:

- řezný pohyb v_c koná nástroj, posuvový pohyb v_f koná nástroj nebo obrobek, pohyb v radiálním směru v_r je nulový;
- řezný pohyb v_c koná nástroj, pohyb v radiálním směru v_r koná vysouváním z nástroje vyvrtávací nůž, posuvový pohyb v_f je nulový;
- řezný pohyb v_c koná nástroj nebo obrobek, posuvový pohyb v_f koná nástroj nebo obrobek, pohyb v radiálním směru v_r koná nůž vysouváním z nástroje. [8]



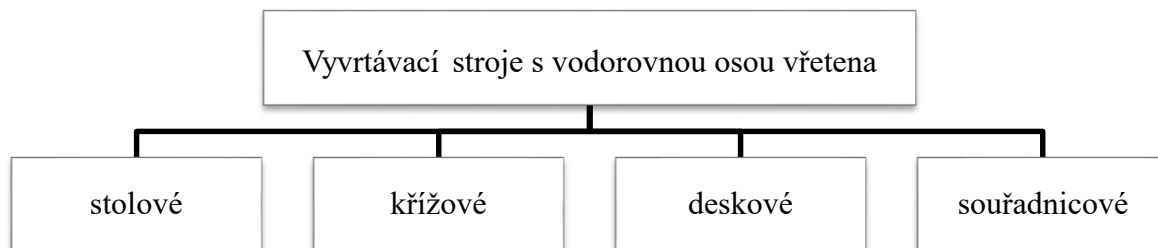
Obr. 2 Kinematika vyvrtávání [8]

2 HORIZONTÁLNÍ VYVRTÁVACÍ STROJE

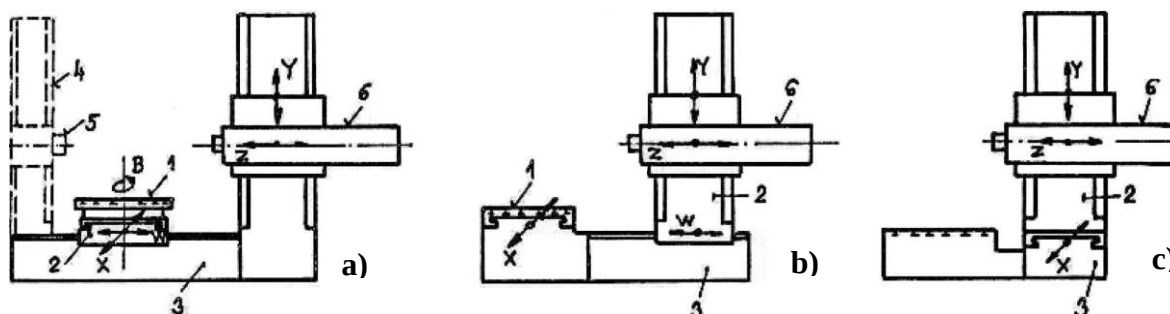
Horizontální vyvrtávačky jsou považovány za všestranně zaměřené obráběcí stroje, na kterých se provádí obrábění složitých součástí. Používají se především v kusové a malosériové výrobě. Jejich předností je možnost provedení několika různých operací až z pěti stran obrobku při jednom jeho upnutí. Tyto stroje nabízejí použití širokého sortimentu běžného i speciálně zkonstruovaného příslušenství a přídatných zařízení. Díky tomu je možné použít vodorovné vyvrtávačky k operacím jako je vrtání, vyvrtávání, vystružování, zahlubování, soustružení, frézování, v určitých případech protahování, obrážení a dokonce i broušení. Řezný pohyb obvykle vykonává nástroj, který rotuje a je upnutý v pracovním vřetenu. [1]

Dělení horizontálních vyvrtávacích strojů

Existuje několik konstrukčních koncepcí horizontálních vyvrtávacích strojů, jejichž základní rozdělení je možné vidět na obr. 3. Je však potřeba zmínit, že v některých literaturách a nabídkách výrobců horizontálních vyvrtávaček existují určité rozdíly v definicích stolových a křížových vyvrtávaček. Popis jednotlivých typů tedy vychází z informací uvedených v literaturách [1], [2], [3], které nejsou ve vzájemném rozporu. Nalezené rozdíly jsou poté shrnuty v kapitole 2.5.



Obr. 3 Základní rozdělení horizontálních CNC vyvrtávacích strojů [1]



Obr. 4 Koncepční varianty horizontálních vyvrtávaček a) stolové, b) křížové, c) deskové [3]

2.1 STOLOVÉ VYVRTÁVAČKY

Stolové vyvrtávačky mají křížový stůl, který dovoluje pohyb ve dvou na sebe kolmých směrech. Otočný stůl dovoluje na jedno upnutí obrábět obrobek ze čtyř stran. Pokud je stroj vybaven úhlovou hlavou a obrobek splňuje určité rozměrové parametry stroje, tak je možné na jedno upnutí obrábět obrobek z pěti stran. Stolové vyvrtávačky se provádějí v menších velikostech, průměry jejich vyvrtávacích vřeten jsou do 110 až 130 mm a hmotnosti obrobků nepřesahují 15 000 kg. [1]

2.2 KŘÍŽOVÉ VYVRTÁVAČKY

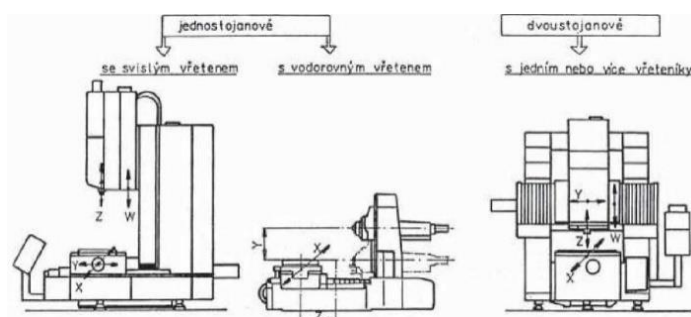
Pro křížové vyvrtávačky je typické to, že stůl je s obrobkem pohyblivý jen v příčném směru a stojan po loži ve směru kolmém. Tyto stroje se uplatňují zejména při frézování dlouhých rovinných ploch obrobků. Zpravidla se jedná o vyvrtávačky středních rozměrů, jejichž průměry vřeten se pohybují v rozmezí od 80 do 160 mm. [1]

2.3 DESKOVÉ VYVRTÁVAČKY

Vřeteník těchto vyvrtávaček se posouvá po svislém vedení stojanu a stojan se pohybuje po loži kolmo k ose vřeten. Obrobek je obvykle nepohyblivě upnut na litinovou desku s T-drážkami. Větší počet řízených os u vzájemných posuvových pohybů nástroje a obrobku je dosaženo použitím otočného stolu nebo otočného stolu, který je pohyblivý ve směru osy vřeten. Deskové vyvrtávačky jsou určeny pro největší obrobky a průměry jejich vyvrtávacích vřeten dosahují 130 až 315 mm. [1]

2.4 SOUŘADNICOVÉ VYVRTÁVAČKY

Tento druh strojů nachází uplatnění při tvorbě přesných děr v roztečích s odchylkou 0,002 mm, které mohou dosáhnout tolerančního stupně IT4. Konstrukce souřadnicových vyvrtávaček je ovlivněna požadavky na vysokou přesnost řezných a posuvových pohybů, dynamickou stabilitu a teplotní stabilitu. Rozlišujeme dva typy konstrukce. U prvního se pohybuje stůl podélně po loži a v příčném směru se nastavují souřadnice vřeteníkem posouvaným po příčnici. U druhého jsou souřadnice v obou směrech nastavovány podélným a příčným stolem, vřeteník se může posouvat pouze ve svislém směru po stojanu. Odměrování souřadnic obvykle probíhá za pomoci optického systému, u moderních CNC strojů se využívají řídicí systémy. [8], [1]



Obr. 5 Přehled koncepcí souřadnicových vyvrtávaček [1]



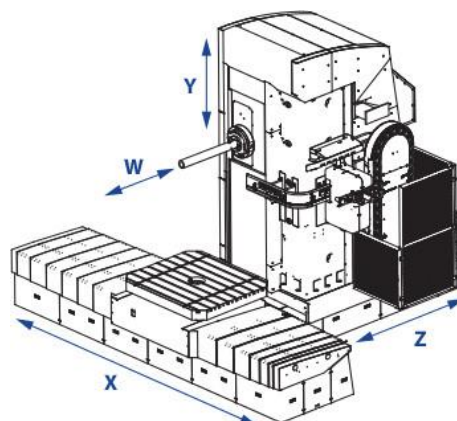
2.5 ROZPOR V URČENÍ STOLOVÝCH A KŘÍŽOVÝCH VYVRTÁVAČEK

V literatuře [1] (str. 433) je uvedeno, že stojan malých stolových horizontálních vyvrtávaček je obvykle nepohyblivý a u větších strojů je uložen na loži, kde se pohybuje ve směru osy vřetena. Literatura [2] (str. 188) zmiňuje ve své definici stolové vyvrtávačky také pohyblivý stojan po loži ve směru osy vřetena. Těmto tvrzením však neodpovídá definice vyjádřená v literatuře [3] (str. 78), kde o pohybu stojanu není zmínka. Navíc kinematický náčrt z této literatury (obr. 4) možnost pohybu stojanu rovněž neznázorňuje.

V nabídkách některých výrobců horizontálních vyvrtávaček je také možné najít nesrovnalosti týkající se zařazení určitého typu stroje do skupiny stolových nebo křížových horizontálních vyvrtávaček. Pro ukázkou byli vybráni výrobci TOS Varnsdorf a Fermat, kteří ve svých nabídkách, ať už katalogových ([10], [11]) nebo uvedených na jejich internetových stránkách zřejmě nerespektují názvosloví, které je uváděno v literaturách, jež definuje určitý typ stroje dle kinematiky jeho jednotlivých částí. Tito výrobci řadí křížové vyvrtávačky do obecné kategorie stolových a teprve v popisu mají někdy uvedenu poznámku, že se jedná o stolovou variantu s křížovým uspořádáním loží.



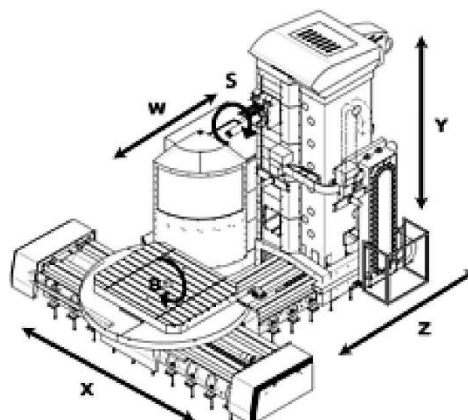
Obr. 6 Stolová horizontální vyvrtávačka s křížovým uspořádáním loží WHN 110/130 (Q, MC) (TOS Varnsdorf) [10]



Obr. 7 Stolová horizontální vyvrtávačka s křížovým uspořádáním loží WHN 110/130 (Q, MC) (TOS Varnsdorf) [10]



Obr. 8 Stolová horizontální vyvrtávačka WFT 13 CNC (Fermat) [11]



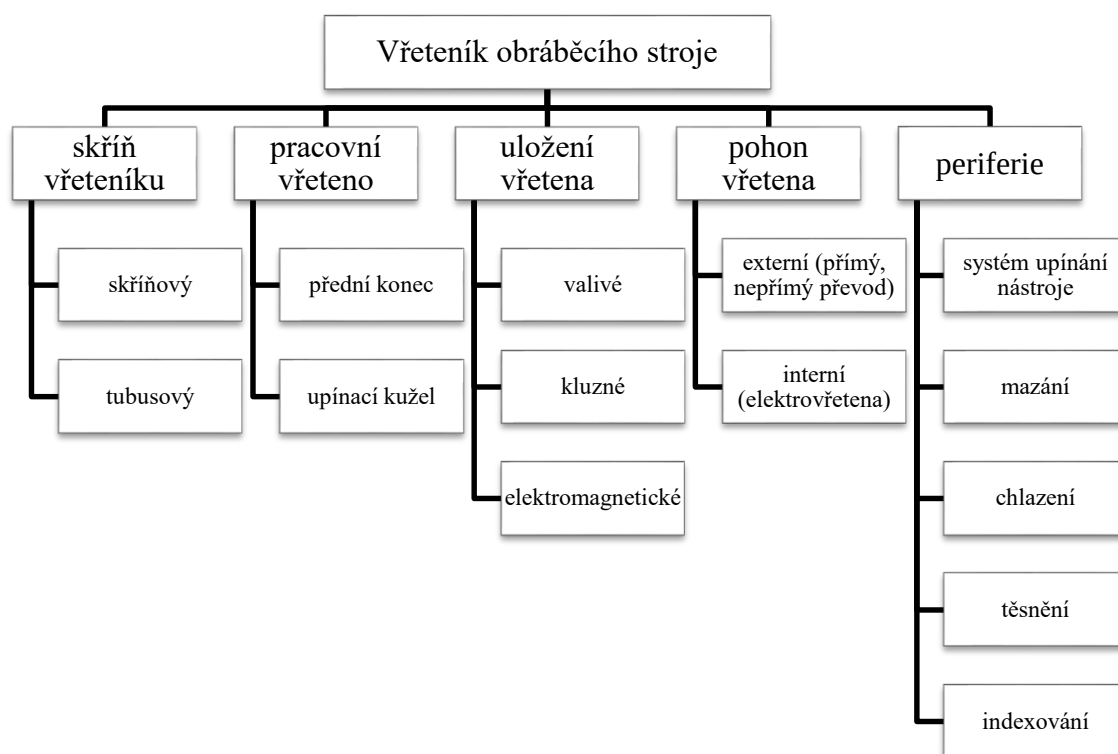
Obr. 9 Stolová horizontální vyvrtávačka WFT 13 CNC (Fermat) [11]

3 VŘETENÍK

Vřeteník může být definován jako konstrukční uzel skříňového nebo tubusového provedení, jehož hlavní úlohou je v případě vyvrtávaček, zajištění přesného otáčivého pohybu nástroje tak, aby se dráhy jednotlivých bodů nástroje lišily od kružnice v přípustném rozsahu. Vřeteník se systémem vřetena a jeho uložením, náhon, způsob zástavby, kinematická vazba a jiné periferie mají významný vliv na přesnost a výrobnost obráběcího stroje. Z toho důvodu je provedení vřeteníku vždy závislé na technických požadavcích konkrétního obráběcího stroje. [1]

Vřeteník se skládá z několika částí, a proto jej považujeme za komplexní systém, který má výrazný vliv na zabezpečení požadovaných funkcí. Mezi základní části vřeteníku zahrnujeme skříň vřeteníku, vřeteno s předním koncem, systém uložení vřetena a systém uchycení nástroje. Mezi periferie řadíme interní nebo externí pohony vřetena, mazání ložisek, chlazení, indexování vřetena a monitorování. [1]

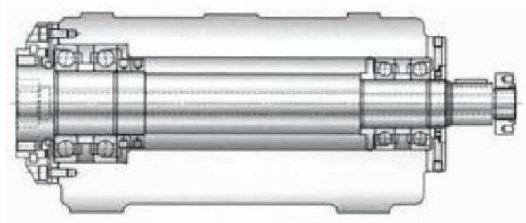
Horizontální vyvrtávačky používají zvláštní konstrukci výsuvných vřeten. Jejich motor je obvykle umístěn mimo osu vřetena, kde pohání přes převodovku a převod řemeny nebo ozubenými koly dutou hřídel, ze které se vysouvá vřeteno. [12]



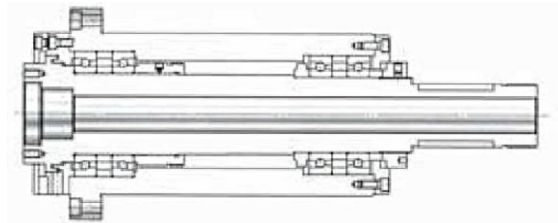
Obr. 10 Morfologie vřeteníku [1]

3.1 ZPŮSOB ZÁSTAVBY VŘETENA

Navzdory rozdílným konstrukčním variantám existují dva základní způsoby zástavby vřetena do nosné struktury stroje. Prvním způsobem je zástavba do tělesa skříňového tvaru (obr. 11), druhým do tělesa rotačního tvaru tzv. tubusu (obr. 12). [2]



Obr. 11 Skříň vřetena (NSK) [2]



Obr. 12 Tubus vřetena (NSK) [2]

3.2 POŽADAVKY KLADENÉ NA VŘETENA

Vřeteno je důležitým prvkem obráběcího stroje, z toho důvodu jsou na jeho konstrukci kladeny náročné požadavky:

- přesnost chodu – velikost radiálního a axiálního házení;
- dokonalé vedení – zabezpečení toho, aby vřeteno neměnilo polohu v prostoru při změně směru a smyslu jeho zatížení;
- schopnost vymezovat vůli v uložení vřetena, která vznikla opotřebením;
- minimální ztráty v uložení vřetena (účinnost, oteplování a tepelné dilatace, změna polohy a funkce);
- dostatečná tuhost vřetena – jeho deformace a přesnost chodu mají značný vliv na přesnost práce stroje. [4]

3.2.1 PŘESNOST CHODU VŘETENA

Přesnost chodu vřetena se kontroluje na předním konci vřetena na té ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení nástroje. [4]

Výsledné radiální házení je dáno těmito třemi složkami:

- nepřesnostmi vzniklými otáčením vřetena, kdy se mění poloha osy vřetena mezi dvěma krajními body během jedné otáčky;
- nesouosostí plochy, na které se provádí měření, s osou otáčení;
- neokrouhlým tvarem příslušné plochy. [4]

Poslední dvě příčiny se dají omezit zmenšením přípustných výrobních tolerancí. Za nepřesnosti vzniklé otáčením vřetena může radiální házení ložisek. [4]

Axiální házení je měřeno na čelní ploše vřetena. Příčinou je axiální házení ložiska a nedokonalá kolmost čelní plochy k ose otáčení. [4]

3.2.2 TUHOST VŘETENA

Jak již bylo výše zmíněno, tuhost vřetena má velký vliv na přesnost a také na dynamickou stabilitu stroje. Tuhost vřetena se určuje na jeho předním konci, který slouží k upevňování nástrojů, protože zde se vyskytující deformace mají přímý vliv na jakost práce. [4]

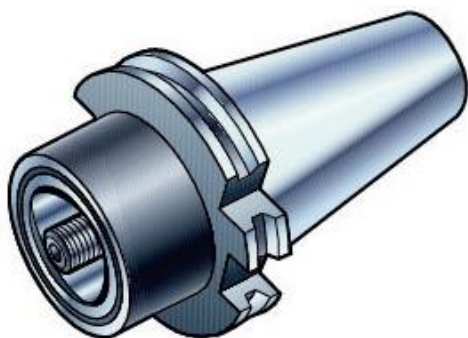


3.3 NÁSTROJOVÁ SOUSTAVA

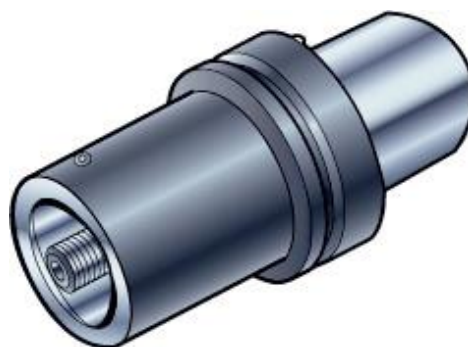
Konec vřetená vyčnívající ze skříně vřeteníku se nazývá předním koncem. Tvar a provedení tohoto konce je závislý na druhu stroje, velikosti stroje a požadované přesnosti. Úprava předního konce je normalizovaná a slouží pro nasazení či upnutí nástroje. Při návrhu vřetená je třeba klást důraz na vhodnou úpravu tohoto konce kvůli zabezpečení optimálního uchycení nástroje. Spojení se musí vyznačovat dostatečnou rychlostí, přesností, tuhostí a spolehlivostí. [1]

Podle dutiny vřetená umístěné na pracovní straně, rozeznáváme následující nástrojové držáky:

- kuželová stopka ISO s kuželovitostí 7:24 (obr. 13);
- krátká kuželová stopka HSK s kuželovitostí 1:10; šest různých provedení, které se značí písmeny A až F (obr. 14);
- válcová stopka;
- speciální profil, např. trojúhelníkový Sandvik Coromant Capto;
- BIG Plus (obdoba ISO sedící na čele). [1], [2]



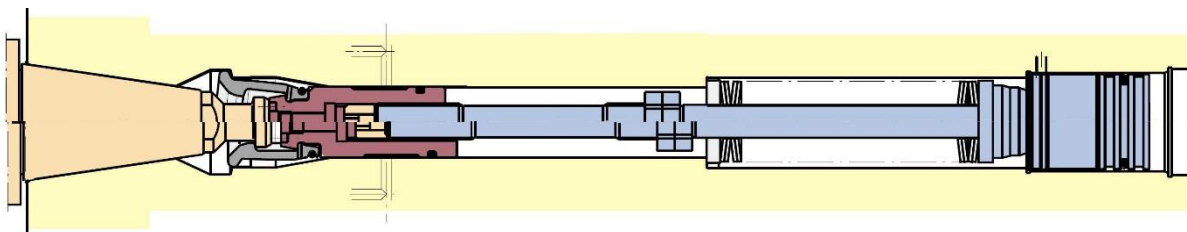
Obr. 13 Kuželová stopka ISO [13]



Obr. 14 Krátká kuželová stopka HSK [13]

Rozdíl mezi ISO a HSK konci je ten, že u ISO se nástroj upíná jen v kuželové dutině a u HSK je stopka nástroje upnutá i na čele držáku. Další výhodou upínání HSK je to, že odstředivé síly působící na kleštinu upínače působí v příznivém směru vzhledem k upínací stopce. Z toho vyplývá, že při zvyšujících se otáčkách dochází k lepšímu a bezpečnějšímu upnutí nástroje. [1], [2]

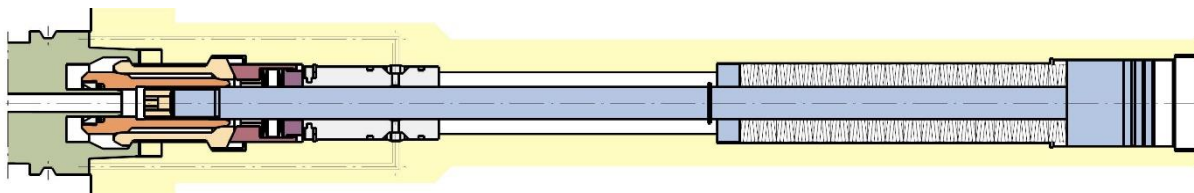
Na obr. 15 je znázorněno upnutí svazkem talířových pružin přes kuličky, které vtahují nástrojový držák ISO do dutiny přes upínací šroub, jež je našroubovaný do zadní části nástrojového držáku. [2]



Obr. 15 Upínání kužele ISO (OTT Jakob) [29]



Upínání HSK kužele za vnitřní dutinu je realizováno táhly a předepjatými talířovými pružinami (obr. 16). [2]



Obr. 16 Upínání kužele HSK (OTT Jakob) [29]

Uvolnění v obou případech nastane za pomoci hydraulického válce, který stlačí sloupec talířových pružin. S dlouhým šroubem, který prochází vřetenem se můžeme setkat i u velmi přesných aplikací. Hydraulický válec může být proveden jako vestavný nebo nástavný v tzv. uvolňovací jednotce. Uvolňovací jednotka se stará nejen o přívod oleje, ale také o přívod chladicí (řezné) kapaliny, čistícího a kontrolního vzduchu. Upínací kleštiny obsahují mechanický násobič síly, aby nebyl svazek talířových pružin příliš velký. [2]

Pro představu jsou v tabulce 1 uvedeny dosažitelné otáčky na vřetenu pro vybrané typy kuželů.

Tab. 1 Otáčky vřetena v závislosti na typu kužele [2]

Typ kužele	Otáčky vřetena [min^{-1}]	Poznámka
ISO (SK)	10 000	ISO 40
	8 000	ISO 50
HSK	24 000	HSK 63
	15 000	HSK 100
Coromant Capto	11 000	C6
	8 000	C8
BIG Plus	11 000	BIG Plus 50

3.4 ULOŽENÍ VŘETENA

Nejvýznamnější úlohou při návrhu vřeteníku je způsob uložení vřetena. Rozlišujeme tři základní způsoby uložení (valivé, kluzné a elektromagnetické). Kluzné a elektromagnetické uložení se používá jen v určitých případech, hlavně při vysokých nárocích na tuhost nebo maximální frekvence otáčení. Nejrozšířenějším uložením je valivé, které bývá realizováno ve více než 90 % případů. Pokud se porovná valivé uložení s kluzným, tak se dojde k závěru, že valivé je vysoce efektivní a při dodržení provozních podmínek i dostatečně spolehlivé. Přední podpora uložení slouží i k zachytávání axiálních sil, zadní zase dovoluje teplotní dilataci vřetena. Obecně platí, že čím je větší průměr ložisek, tím menší jsou jejich maximální povolené frekvence otáčení. [1]

Optimální volby a uspořádání ložisek pro vymezený účel se dosáhne především dobrým zvážením předpětí, tuhostí, stykového úhlu, velikostí a materiálu kuliček, vzdáleností ložisek, utěsnění a postupem při dimenzování uložení. [30]

Vřetena horizontálních vyvrtávaček jsou obvykle ukládána do valivých ložisek. Většinou se jedná o speciální vřetenová ložiska kuličková s kosoúhlým stykem v různých kombinacích. [9]



3.4.1 VALIVÁ LOŽISKA

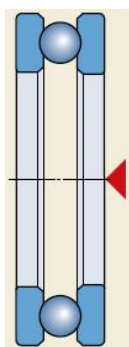
Tato ložiska jsou určena k přenosu čistě radiálních nebo axiálních sil. Je však možné setkat se s uspořádáním, které umožňuje přenos radiálních a axiálních sil současně. [1]

Tab. 2 Vlastnosti valivých ložisek [9]

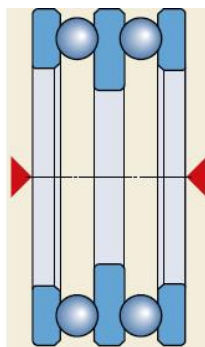
Výhody	Nevýhody
malé tření, malé pasivní odpory a malé oteplování	nutnost přesné výroby
vysoká tuhost, lze je předpínat	větší citlivost na rázy
možnost vymezování vůle	špatně tlumí chvění
vysoké otáčky	—

Přenos axiálních sil

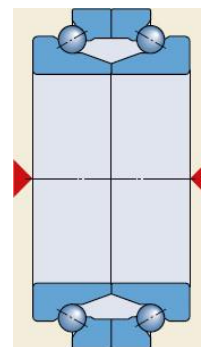
Axiální kuličková ložiska mohou přenášet nejvyšší axiální zatížení v jednom nebo v obou směrech. Axiálně kuličková ložiska s kosoúhlým stykem umožňují přenos čistě axiálního zatížení v obou směrech a také dosahují vyšších frekvencí otáčení, což je na úkor velikosti přenášené axiální síly. Jsou rozebíratelná a určena k montáži s válečkovými ložisky, které jsou schopné zachytávat radiální síly. [1]



Obr. 17 Axiální kuličkové ložisko jednosměrné [14]



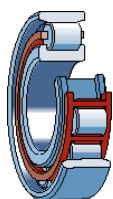
Obr. 18 Axiální kuličkové ložisko obousměrné [14]



Obr. 19 Axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [14]

Přenos radiálních sil

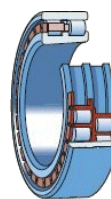
Přenos radiálních sil je uskutečňován jednořadými nebo dvouřadými válečkovými ložisky, které jsou vyráběné s vůlí. Jsou rozebíratelné a válečky mohou být vedeny na vnitřním kroužku (typ N, NN) nebo vnějším kroužku (typ NU, NNU). Pro tato ložiska je charakteristická malá výška průřezu. Kvůli možnosti vymezit vůli, případně vyvodit předpětí v ložisku se ložiska pro uložení vřeten vyrábí s kuželovou dírou (1:12). [1]



Obr. 20 Typ N [15]



Obr. 21 Typ NU [15]



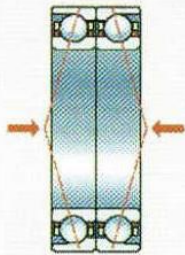
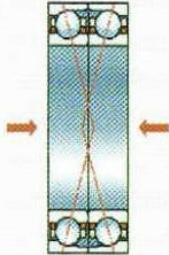
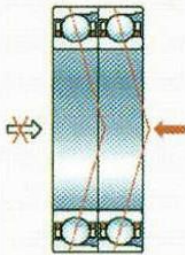
Obr. 22 TYP NN [15]



Obr. 23 TYP NNU [15]

Přenos kombinovaného zatížení

U ložisek schopných přenášet síly jen v axiálním nebo jen v radiálním směru je nutné v jedné z podpor uložení užít kombinaci obou typů ložisek. Přenos kombinovaného zatížení je také možné dosáhnout sdružením ložisek do vhodných ložiskových soustav. Zahrnujeme sem kuželíková ložiska a radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. [1]

Spôsoby združovania	Združenie do „O“	Združenie do „X“	Združenie do „T“
Schéma zobrazenia ložiska			
Príklad označenia	7204B O	7204B X	7204B T
Vlastnosti	– veľká tuhosť proti naklopeniu – radiálne zaťaženie prenášajú obidve ložiská – tzv. „tvarové“ usporiadanie umožňuje prenášať obojsmerné axiálne zaťaženie	– malá tuhosť proti naklopeniu – radiálne zaťaženie prenášajú obidve ložiská – tzv. „tvarové“ usporiadanie umožňuje prenášať obojsmerné axiálne zaťaženie	– radiálne zaťaženie prenášajú obidve ložiská – tzv. „smerové“ usporiadanie umožňuje prenášať jednosmerné axiálne zaťaženie

Obr. 24 Sdružování ložiskových dvojic [1]

Radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou nejčastěji používána k uložení vřeten obráběcích strojů. Důvodem jsou jejich široké možnosti v kompromisu mezi mezními otáčkami a maximální tuhostí. [1]

3.4.2 KLUZNÁ LOŽISKA

Kluzná ložiska se dělí na hydrostatická, aerostatická, hydrodynamická a aerodynamická. Hydrostatická a aerostatická ložiska je možné zatěžovat i při nulových frekvencích otáčení, avšak hydrodynamická a aerodynamická až při dosažení určité frekvence otáčení. Nosným médiem je v závislosti na druhu ložiska kapalina nebo vzduch. Vzduchová ložiska nacházejí uplatnění v uložení s nejvyššími frekvencemi otáčení a pro uložení s menšími nároky na tuhost. Jedná se především o broušení vnitřních otvorů. Hydrostatická ložiska se naopak využívají pro uložení vřeten, kde vzniká požadavek na nižší frekvence otáčení a potřebu vyšší tuhosti. Tok kapaliny u těchto ložisek navíc umožňuje tepelnou stabilizaci vřetena. [1]

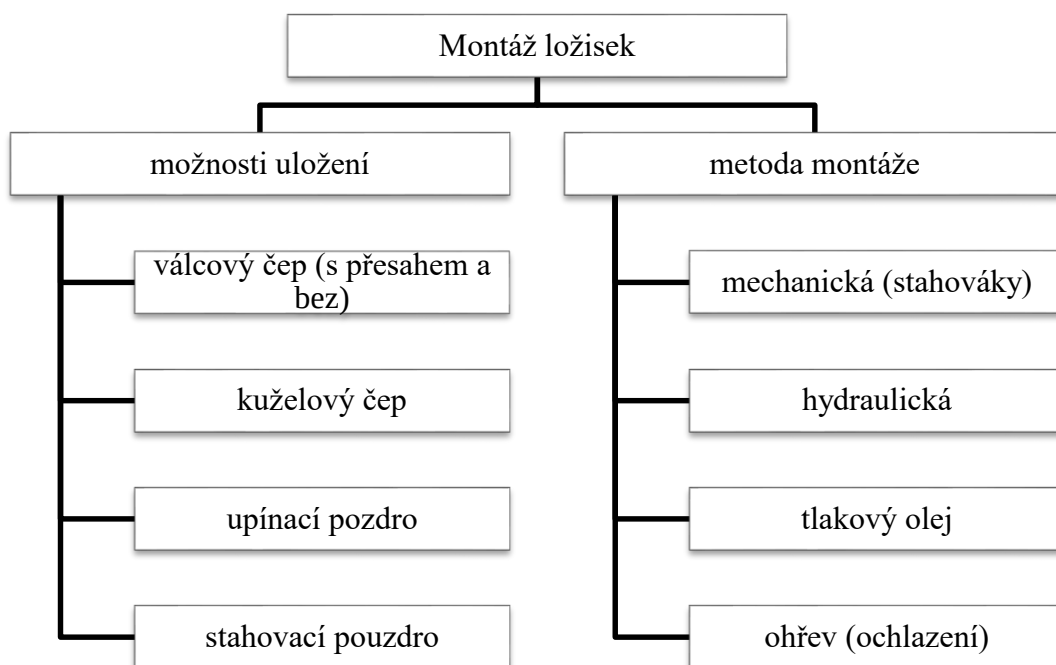


Tab. 3 Výhody a nevýhody hydrostatických ložisek [9]

Výhody	Nevýhody
vysoká tuhost	komplikace s přívody a olejovým hospodářstvím
klidný chod	nákladnější provoz
malý součinitel tření	—
minimální opotřebení	—
tlumicí schopnosti	—

3.4.3 MONTÁŽ LOŽISEK

Způsob montáže ložisek se nesmí opomíjet, protože se také řadí mezi významné činnosti, které výrazně ovlivňují životnost uložení vřetena a jeho přesnost. Ložisko je ve většině případů montováno na vřeteno nebo do skříně vřeteníku s přesahem. Postup montáže je závislý na typu ložiska a konstrukce uložení, přičemž konkrétní doporučení určuje výrobce ložisek. [1]



Obr. 25 Možnosti uložení a metody montáže [1]

3.4.4 PŘEDPĚTÍ LOŽISEK

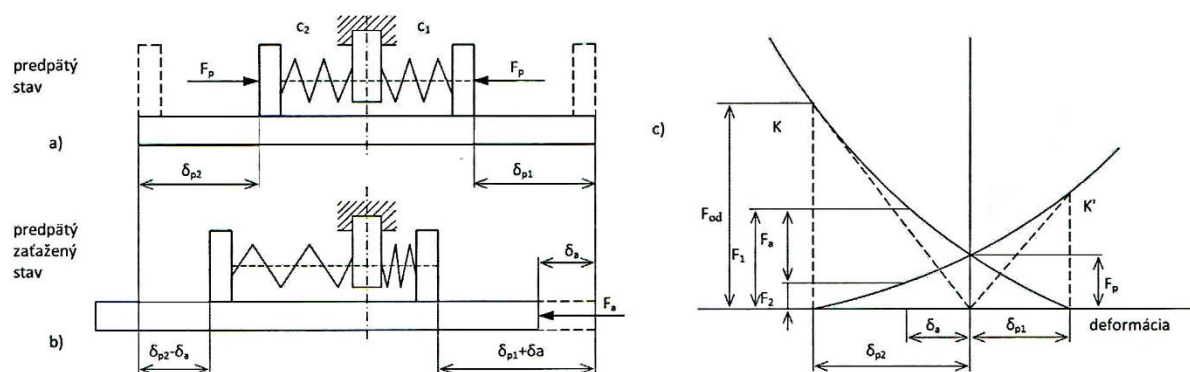
Hlavním účelem předpětí ložisek je:

- zvýšení tuhosti – v předpjatém ložisku je v určitém rozsahu pružná deformace způsobená zatížením menší než v nepředpjatém;
- snížení hlučnosti – čím menší je provozní vůle v ložisku, tím lépe jsou vedena valivá tělesa v nezátížené oblasti a z toho vyplývající tišší chod ložiska;
- zvýšení přesnosti uložení – pro hřídel uloženou na předpjatých ložiscích je charakteristické přesnější vedení, protože průhyb hřídele od zatížení je menší;

- kompenzace opotřebení uložení za provozu a usazení za provozu – z důvodu opotřebení a usazení se vyskytuje vzrůst vůle, která je vyrovnávána předpětím;
- dosažení dlouhé provozní trvanlivosti – předpjatá uložení s valivými ložisky můžou v určitých případech zvyšovat provozní spolehlivost a prodlužovat provozní trvanlivost. [32]

Zvýšené předpětí má ovšem za následek vznik teploty v ložisku, což má negativní vliv na mezní frekvence otáčení ložiska nebo ložiskové soustavy, a proto je nutné dodržet velikost správného předpětí. [1]

Na obr. 26 je vidět, že při zatížení předpjaté ložiskové soustavy axiální silou F_A , vzniká osová deformace δ_a . Tato deformace začíná v bodě 0 a pokračuje ve směru působení venkovní síly po jedné z přerušovaných čar (zde na levou stranu). Zatížení směrově uspořádaných ložisek skupiny 1 bude narůstat a směrově uspořádaných ložisek 2 klesat. [1]



Obr. 26 Náhradní schéma předpjaté axiálně zatížené sestavy ložiskové podpory [1]

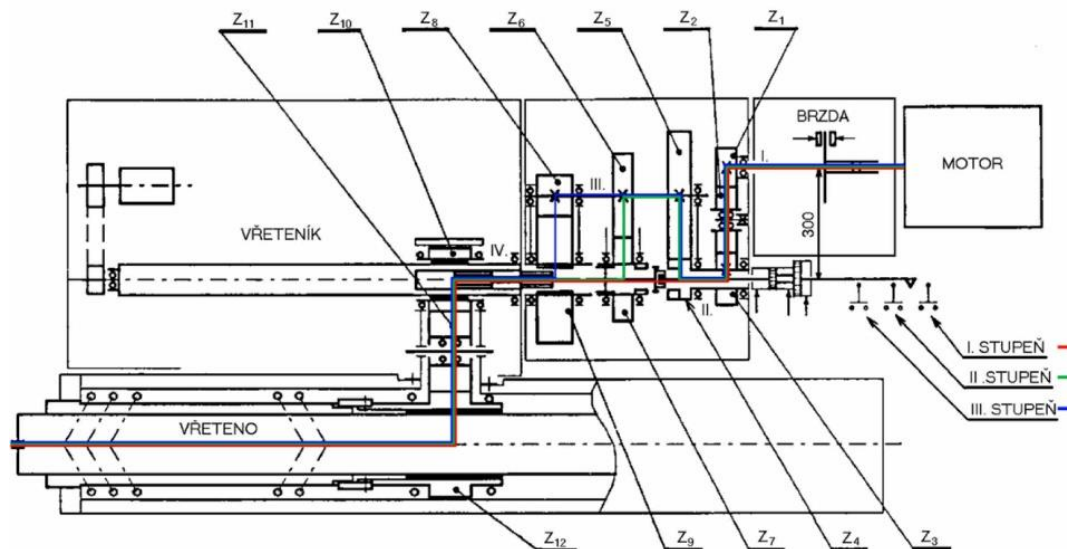
3.5 NÁHON VŘETENA

Pohonný systém se skládá z hnacího členu a z převodového mechanismu. Hnací člen transformuje vstupní energii v energii mechanickou a převodový mechanismus zajišťuje změnu rozsahu výstupních veličin. Mezi základní parametry pohonného systému lze zařadit:

- úhlovou rychlost ω a kroutící moment M_k ;
- celkový převodový poměr pohonu i_c ;
- celkovou účinnost pohonu η_c ;
- celkovou životnost pohonu L_h . [9]

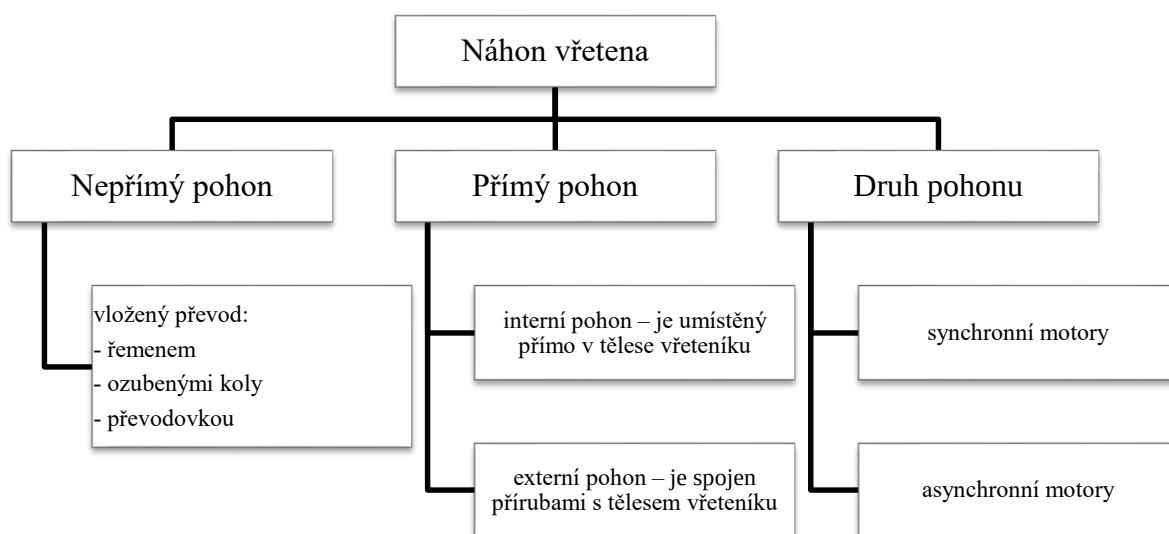
Základní částí pohonného systému je motor, který musí splňovat nejen požadavky energetické, ale i ekonomické, ekologické a další. Mezi výstupní parametry hnacího členu řadíme kroutící moment M_k a jmenovité otáčky n_n . Tyto výstupní hodnoty většinou přímo nevyhovují, a proto je potřeba rozsah momentů a otáček zajistit pomocí převodových mechanismů. [9]

Hlavním pohonem horizontálních vyvrtávaček bývá elektromotor, který je v případě velkých strojů doplněn o dvoustupňovou, popř. třístupňovou převodovku. Tento pohon bývá umístěn ve vřeteníku stroje, což je z hlediska omezeného prostoru konstrukčně náročné. Vzhledem k tomu, že se vřeteník pohybuje po stojanu, je důležité navrhnout hlavní pohon z hlediska tuhosti a hmotnosti. [9]



Obr. 27 Schéma hlavního pohonu horizontální vyvrtávačky (ŠMT Plzeň) [9]

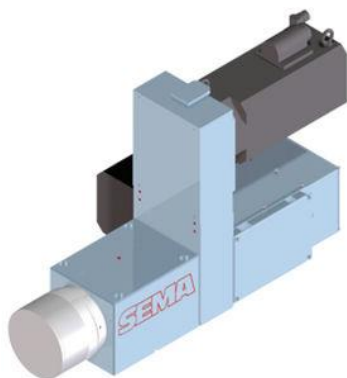
Náhonový motor spojený s vřetenem zabezpečuje přenos řezného výkonu na nástroj. Jak je patrné z obr. 28, existuje několik způsobů náhonů. [1]



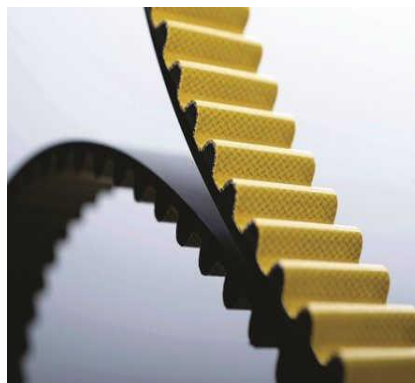
Obr. 28 Druhy náhonu vřetena [1]

3.5.1 NEPŘÍMÝ POHON

U nepřímého pohonu je mezi pohon a vřeteno vložen kinematický řetězec. Poslední prvek tohoto řetězce (ozubené kolo, řemenice,...) je možné umístit na vřeteno mezi zadní a přední podporu nebo za zadní podporu. Pro velké kroutící momenty a nízké otáčky vřeten se používá náhon s vloženým ozubeným převodem jako předloha nebo dvoustupňová převodovka. Ozubené řemeny se používají v případech, kdy vzniká potřeba přenosu velkých výkonů, přičemž nesmí docházet k prokluzu řemenu. Poly V řemeny jsou vhodné pro vyšší frekvence otáčení a středně vysoké hodnoty kroutících momentů. Tyto řemeny mají malou výšku průřezu a dostatečně velkou stykovou plochu. [1]



Obr. 29 Nepřímý pohon řemenem [16]



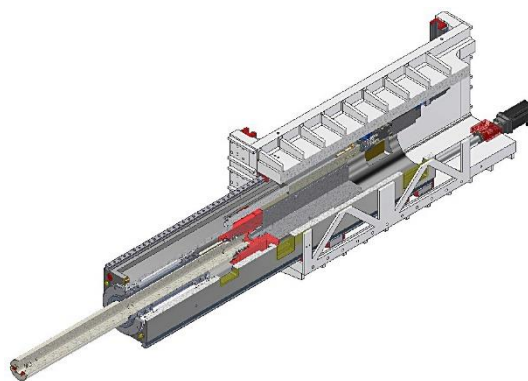
Obr. 30 Ozubený řemen [17]

3.5.2 PŘÍMÝ POHON

Přímý pohon není u horizontálních vyvrtávaček obvyklý, avšak existuje. Vřeteník s integrovaným elektromotorem Bosch, který obsahuje výsuvné vřeteno, je možné nalézt u firmy Fermat (obr. 31) [23]. Další zmínka o přímém pohonu je v diplomové práci Ing. Pavla Vondráka, kde stručně popisuje prototyp tohoto typu vřeteníku (obr. 32), na kterém pracuje opět firma Fermat [18]. Jelikož je tato práce z roku 2011 a žádné další informace o tomto konceptu nebyly nalezeny, tak je těžké posoudit, jestli se dostal do praxe.



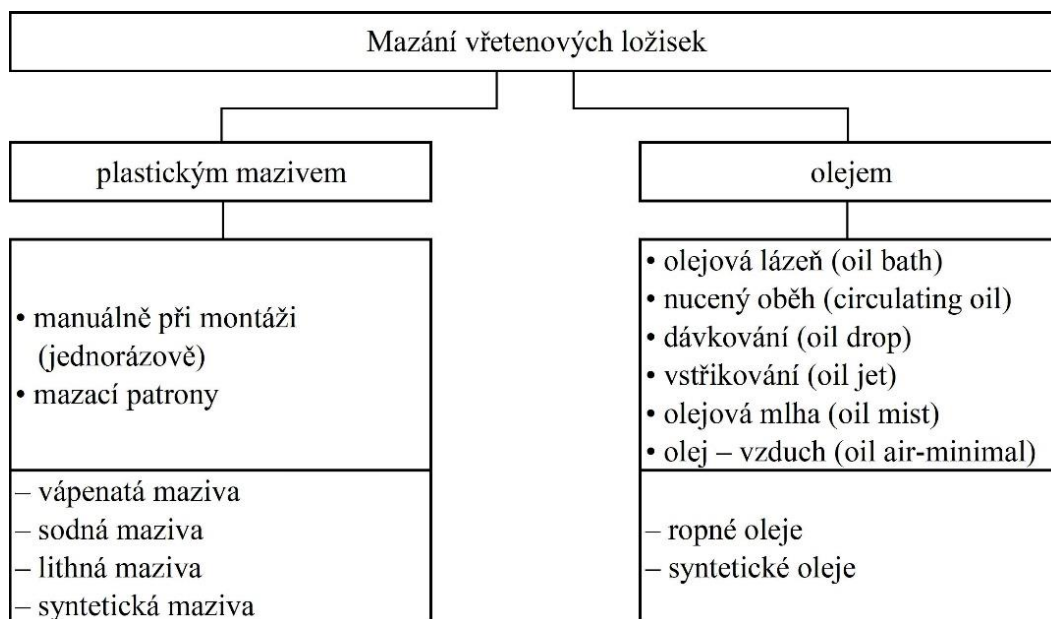
Obr. 31 Vřeteník EV 3400 (Fermat) [23]



Obr. 32 Vřeteník V200 [18]

3.6 MAZÁNÍ

Mazání slouží k redukci tření a tím ke snížení opotřebení vlivem styku kovových valivých ploch. Z toho plyne, že správné mazání ložisek prodlužuje jejich životnost, snižuje riziko poruchy vlivem mechanického poškození a také odvádí teplo. Existují různé způsoby mazání, které závisí na konkrétních provozních podmínkách. Používané způsoby lze vidět na obr. 33. [1]



Obr. 33 Způsoby mazání vřetenových ložisek [2]

Tloušťka mazacího filmu je závislá na frekvencích otáčení, provozní teplotě a viskozitě maziva. U mazání vřetenových ložisek může vzniknout:

- mezní mazání – tloušťka maziva je k oddělení stykových ploch malá;
- hydrodynamické mazání – vzájemně se pohybující povrchy jsou odděleny mazivem;
- elastohydrodynamické mazání – existence minimálních pružných deformací zatíženého tělesa při částečném hydrodynamickém mazání. [1]

Nejpoužívanějším způsobem mazání je mazání tukem, který obsahuje 90% minerálního nebo ropného oleje a 10% zahušťovadla. Zahušťovadlo může být vápenaté, sodné, lithné nebo barnaté mýdlo. Jednotlivé typy ložisek mají rozdílné potřeby na množství maziva, které udává sám výrobce. Trvanlivost plastického maziva je závislá na jeho množství, druhu, typu ložiska a frekvencích otáčení. [1]

Mazání olejem se používá v případech, kdy je potřeba odvádět teplo z uložení. Mazání olejovou mlhou probíhá tak, že olejová mlha je dopravována k ložisku pomocí stlačeného vzduchu a trubiček. Jiným způsobem je mazání pomocnou tryskou, kdy je přesné množství oleje dopravováno tryskou k ložisku. [1]

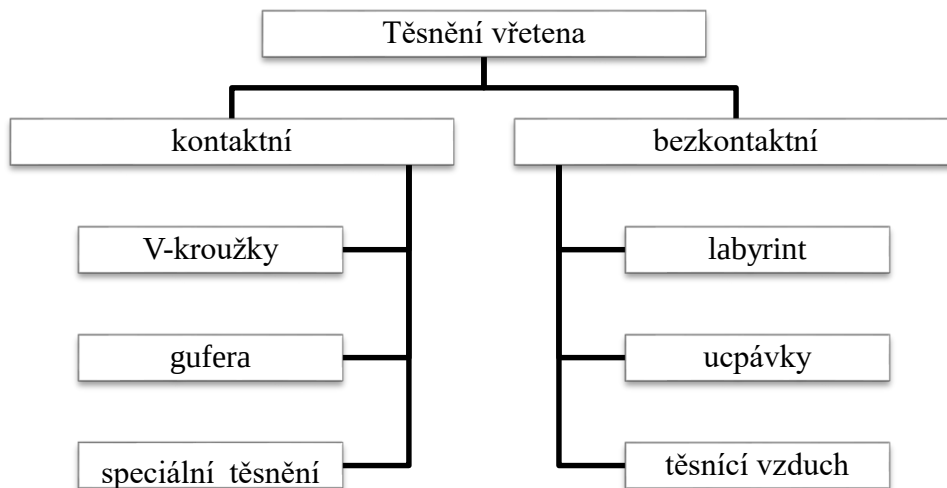
Metóda masenia	Vyobrazenie	Výhoda	Nevýhoda
Plastickým masivom		– nízka cena – univerzálne použitie	– nižšie otáčky – neodvádza teplo – plastické masivo má menšiu trvanlivosť ako olej
Olejovou hmlou (oil-mist lubrication)		– žiadne zhoršenie trvanlivosti masiva – do priestoru ložísk sa nedostane voda (olejová hmota ju vytlačí)	– znečistenie okolia – množstvo oleja závisí na teplote a viskozite
Olej – tryska (oil jet lubrication)		– stabilná teplota ložísk – do priestoru ložísk sa nedostane voda	– vysoký trecí moment – vyššia cena – priesaky oleja pri vertikálnej aplikácii
Olej – vzduch (oil air lubrication)		– je environmentálne – do priestoru ložísk sa nedostane voda – žiadne zhoršenie trvanlivosti masiva – stabilná teplota ložísk – nízka generácia tepla z prebytku masiva	– vysoká cena – ťažké určenie množstva oleja

Obr. 34 Porovnání metod mazání vřetenových ložisek [1]



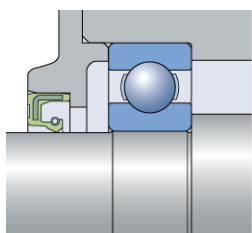
3.7 TĚSNĚNÍ

Těsnění je prvek, který zabraňuje vnikání nečistot, což by mělo za následek znehodnocení maziva a následné poškození ložiska. Na obr. 35 jsou uvedené různé typy těsnění. [1]

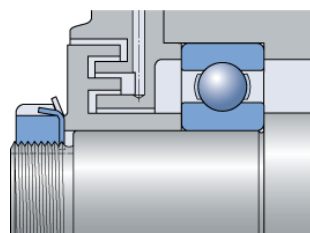


Obr. 35 Druhy těsnění vřeten (SKF) [1]

Kontaktní těsnění (obr. 36) vytváří díky třecí síle v kontaktu s vřetenem teplo, které není příznivé pro velké obvodové rychlosti na těsnicí ploše. Bezkontaktní těsnění (obr. 37) je náročnější na výrobu, ale je mnohem příznivější než kontaktní. U bezkontaktní těsnění může být použit přetlakový vzduch, který zabráni vniknutí řezné kapaliny do některého z ložisek. Vůle v labyrintu je 0,1–0,2 mm a pro vodorovné vřeteno musí být ve spodní části labyrintu vytvořeny odtokové otvory pro odvod směsi oleje a řezné kapaliny. Přední labyrint je přetlakován vzduchem z důvodu větší bezpečnosti a účinnosti ochrany vnitřního prostoru vřeteníku. [1]



Obr. 36 Příklad kontaktního těsnění (SKF) [19]



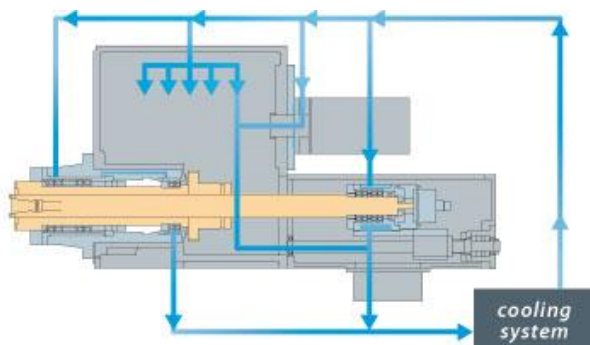
Obr. 37 Příklad axiálního bezkontaktního těsnění (SKF) [19]

3.8 CHLAZENÍ

Chlazení má za úkol odvádět teplo z prostoru obrábění, pomáhat odvodu třísek z obrobené plochy a zvyšovat mazací účinek. Mezi chladicí kapaliny řadíme vodní roztoky, minerální a mastné organické oleje nebo emulzní kapaliny. [9]

Odvod tepla z místa vzniku jeho generování je u horizontálních vyvrtávaček důležitý a slouží k tomu chladiče oleje. Vyvrtávací vřeteno udržuje teplotu pomocí chlazení, které je propojeno

s teplotními čidly, díky čemuž dochází k minimalizaci změn délky. Celá teplotní stabilizace je velmi sofistikovaným mechatronickým systémem, který ovlivňuje vlastnosti celého stroje. [1]



Obr. 38 Systém chlazení vřetena (AWEA) [20]

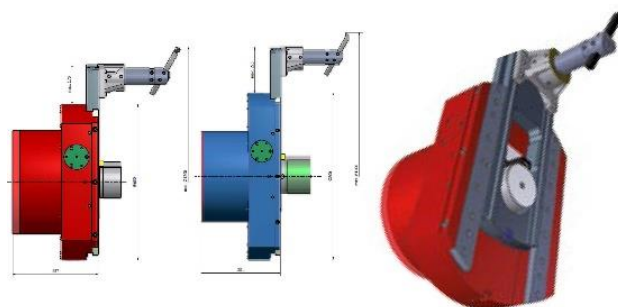
3.9 PŘÍDAVNÁ ZAŘÍZENÍ

Přídavným zařízením se v případě horizontálních vyvrtávaček nejčastěji rozumí frézovací a vyvrtávací zařízení. Přídavná frézovací zařízení dovolují obrábět obrobky pomocí širokého spektra nástrojů. Bývají připevněny šrouby nebo automatickými upevňovači na čelo smykadla. Můžou být jednoosá, natáčecí ve dvou osách a některé z nich dovolují otočný i výkyvný pohyb, což značně rozšiřuje jejich možnosti natáčení. Vyvrtávací zařízení se používají k vyvrtávání otvorů o velkém průměru. [9]

Tato zařízení bývají na pracovištích horizontálních vyvrtávacích center ukládána do speciálních úložišť a odtud automaticky nabírána a upínána. [9]



Obr. 39 Přídavná frézovací zařízení ze sortimentu ŠMT Plzeň [9]



Obr. 40 Lící deska FH 65/80 (Fermat) [11]

3.10 VÝSUV VYVRTÁVACÍHO VŘETENA

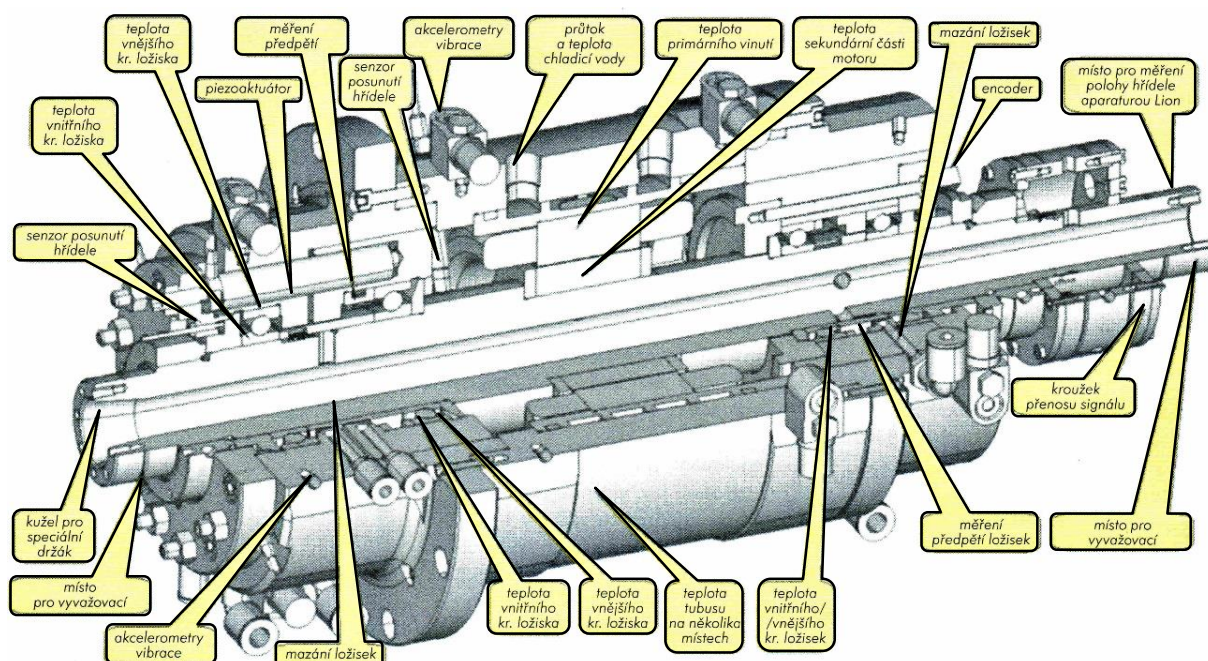
Pro horizontální vyvrtávačky je typickou součástí výsuvný frézovací vřeteník s výsuvnou pinolou. Frézovací vřeteno je nevýsuvně uloženo v tělese pohyblivého vřeteníku (smykadla). Vyvrtávací vřeteno (pinola) je uloženo v přesných ložiscích v dutém frézovacím vřetenu a spolu s ním v tělese vřeteníku nebo přímo ve vřeteníku. Osově nevýsuvné frézovací vřeteno se používá u menších strojů s pohyblivým stojanem, tudíž výsuv frézovacího vřetena postrádá smysl. Uložení výsuvné pinoly ve frézovacím vřeteníku umožňuje její lepší podepření při jeho vyložení, bývá uložena v kluzných ložiscích nebo hydrostaticky. Frézovací i vyvrtávací vřeteno má vlastní náhon. Pohon vřeten je často realizován motorem přes převodovku, která rozšiřuje regulační rozsah. Výsuv vyvrtávacích vřeten zabezpečuje samostatný servomotor a mechanismus pro vyvození translačního pohybu. Jelikož u těchto strojů vznikají velké nároky na přesnost, nevyskytují se zde nepřímé způsoby odměřování, ale vyvrtávací vřeteno a frézovací vřeteník mají vlastní přímé odměřování (lineární pravítka). [1]



Obr. 41 Výsuvné vřeteno (Fermat) [11]

3.11 SENZORY

Přítomností senzorů se dá docílit zvýšení ochrany, přesnosti a spolehlivosti. Senzory ve vřetenících plní nejrůznější úkoly. Příkladem je měření předpětí ložisek, teploty vnějšího a vnitřního kroužku ložiska, průtoku a teploty chladicí vody atd. [1], [2]

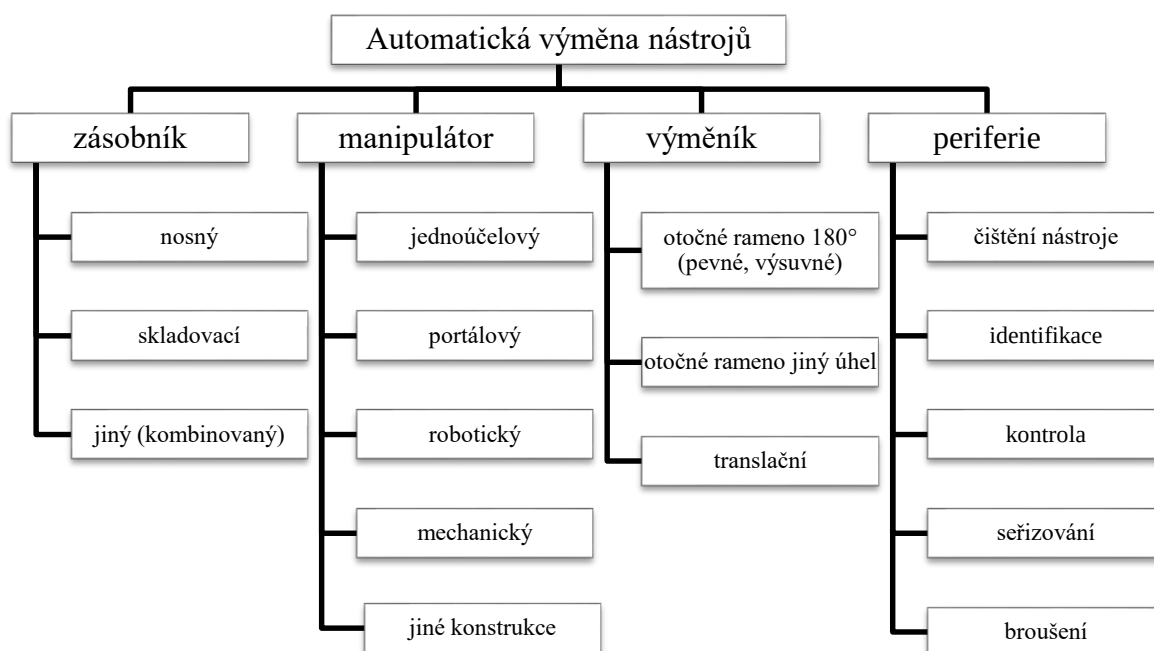


Obr. 42 Příklady užití senzorů [2]



4 AUTOMATICKÁ VÝMĚNA NÁSTROJŮ

Automatická výměna nástrojů slouží k odkládání, manipulaci, polohování a upnutí nástrojových jednotek v obráběcích centrech bez užití lidské síly. U horizontálních vyvrtávaček se jedná o důležitý doplněk, který je tvořen rozsáhlým sortimentem konstrukčních řešení kvůli ideální skladbě pro dané použití. Nejčastější řešení v případě horizontálních vyvrtávacích center je použití manipulátoru a výměníku nástrojů. Hlavním důvodem výměny nástrojů je vznik potřeby výměny opotřebovaného nástroje a potřeba provést novou operaci, pro kterou není stávající nástroj vhodný. Nespornou výhodou automatické výměny nástrojů je zvýšení produktivity stroje zkrácením mezioperačního času. [1], [9]



Obr. 43 Morfologie automatické výměny nástrojů a její typy [1]

Na systém automatické výměny nástrojů je kladeno několik požadavků:

- dostatečná rychlost výměny nástroje;
- z důvodů velkých četností výměn a vysoké ceně musí být zajištěna vysoká funkční spolehlivost;
- optimální kapacita zásobníku stroje;
- velikost zastavěné plochy by měla být co nejmenší;
- musí být navržena tak, aby nezasahovala do pracovního prostoru obráběcího stroje;
- zamezení znečištění vlivem třísek, prachu a kapalin;
- v místě výměny je kladen důraz na zvýšenou přesnost ustavení polohy nástroje. [1]

4.1 ZÁSOBNÍK

Řešení zásobníku se odvíjí od typu stroje, typu používaných nástrojů, počtu nástrojů, způsobu upínání, hmotností nástrojů a jejich orientací v době výměny a při skladování [1]



Nosné zásobníky

Nosné zásobníky přenášejí řezné síly od nástroje do rámu stroje. Typickým provedením je revolverová hlava, do které se upínají jednotlivé nástroje. U frézovacích strojů se vyskytují revolverové hlavy s poháněnými nástroji, což jsou vysoce sofistikovaná zařízení. [1]

Skladovací zásobníky

Na rozdíl od nosným zásobníků nepřenáší řezné síly a slouží jen ke skladování nástrojů. U skladovacích zásobníků jde především o bezpečné uložení a zajištění nástroje na určené místo. U tohoto druhu zásobníku rozeznáváme výměnu přímou (pick-up); zásobník – výměník – vřeteno (nástrojový držák); zásobník – manipulátor – výměník – vřeteno (nástrojový držák); výměnu více vřetenových hlav a další. [1]

Kombinované zásobníky

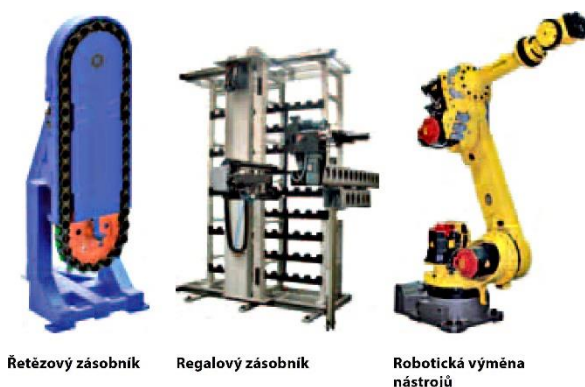
Kombinované zásobníky vznikají kombinací obou výše uvedených zásobníků. Tyto zásobníky mají jeden nebo více skladovacích zásobníků a jednu nebo více vřetenových hlav. [21]

4.2 VÝMĚNÍK

Výměník je prvek vstupující mezi stroj a zásobník v případě, že nelze provést přímou výměnu. Toho se například využívá, pokud osa nástroje v zásobníku a osa vřetena svírají úhel 90 stupňů. [1]

4.3 MANIPULÁTOR

Účelem manipulátoru je doprava požadovaného nástroje do místa výměny. S manipulátory se můžeme setkat u skladovacích zásobníků. [21]



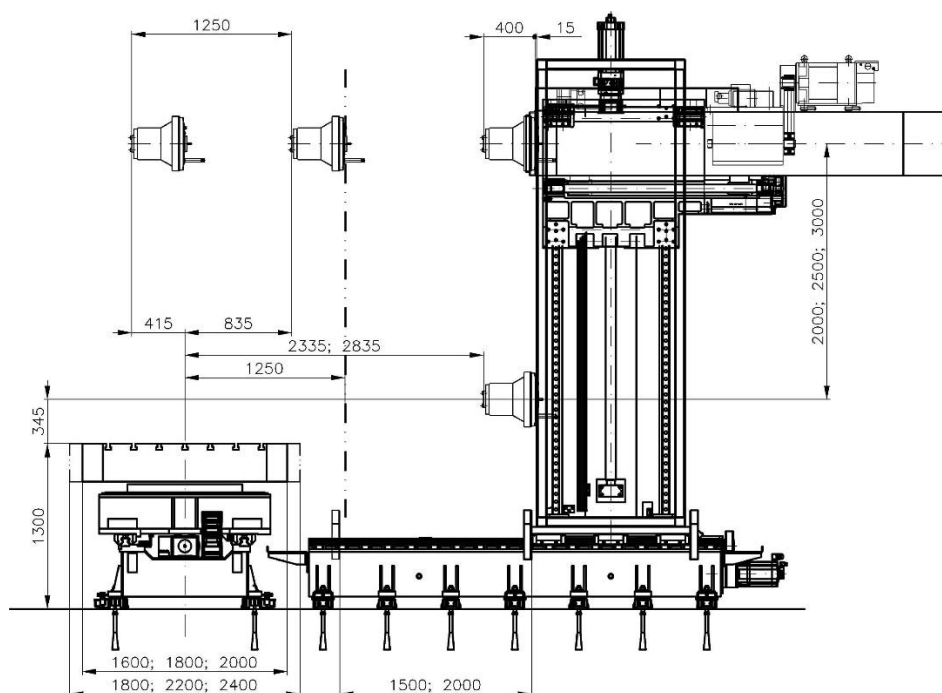
Obr. 44 Prvky automatické výměny nástrojů (TOS Varnsdorf) [10]



Obr. 45 Automatická výměna frézovacích hlav (TOS Varnsdorf) [22]

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Konstrukční návrh vřeteníku vychází z koncepce horizontálního obráběcího centra TOS FUT od společnosti TOS Kuřim, jehož vřetení je nevýsuvné a poháněné motorem o výkonu 37 kW. Tato koncepce je nezvyklá svou absencí výsuvného vřetení, které se dá považovat za typickou součást horizontálních vyvrtávaček. Někteří výrobci těchto strojů (TOS Kuřim, Fermat) však v určitých případech upouští od klasického uspořádání a přiklání se k této podobě za účelem snižování nákladů. Další výhodou tohoto uspořádání jsou lepší tuhostní parametry a dynamika [33].



Obr. 46 TOS FUT (TOS Kuřim) [34]

5.1 VOLBA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2, horizontální vyvrtávačky jsou všestranně zaměřené stroje, které se v dnešní době neomezují pouze na vyvrtávání, ale také na mnoho jiných obráběcích operací. Z toho důvodu je nutné počítat s tím, že vřetení tohoto stroje se také nebude soustředit pouze na jedinou operaci, ale měl by umožnit využití celé škály nástrojů, a tím značně rozšířit své technologické možnosti.

Pro výpočet základních parametrů byl zvolen nástroj z katalogu Sandvik Coromant [24]. U tohoto nástroje se předpokládá, že na základě zvolených vstupních parametrů budou získány hodnoty, které nejvíce zatěžují vřetení. Tím by měl vzniknout prostor k použití i jiných nástrojů, což bude mít za následek zvýšení produktivity obrábění, protože při jednom upnutí obrobku se bude moci využít různých druhů obráběcích operací.

Zvoleným nástrojem je CoroMill 490, který je určený pro čelní frézování a frézování do rohu. Průměry tohoto nástroje jsou nabízeny v rozmezí od 20 do 250 mm. Hodnoty jsou voleny pro hrubovací operace a obráběným materiálem bude vysokolegovaná ocel.



Tab. 4 Hodnoty vstupních parametrů [24]

CoroMill 490		
Průměr nástroje	$D_c [mm]$	20–250
Řezná rychlost	$v_c [m \cdot min^{-1}]$	180
Posuv na zub	$f_z [mm]$	0,2
Měrná řezná síla	$k_{c1} [N \cdot mm^{-2}]$	1 950
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r [^\circ]$	90
Hloubka řezu	$a_p [mm]$	10
Šířka pracovního záběru	$a_e [mm]$	250
Konstanta měrné řezné síly	$m_c [-]$	0,25
Počet zubů největšího průměru nástroje	$z [-]$	12

5.2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ

Výpočet základních parametrů je proveden pro stanovení hodnoty maximálních otáček, krouticího momentu, řezné síly a výkonu. Tyto hodnoty budou použity v následujících kapitolách při návrhu jednotlivých částí vřeteníku.

5.2.1 MAXIMÁLNÍ OTÁČKY VŘETENA [25]

Otáčky vřetení jsou závislé na řezné rychlosti a průměru nástroje. Pro dosažení maximálních otáček byl vybrán nejmenší průměr nástroje.

$$n_{max} = \frac{10^3 \cdot v_c}{\pi \cdot D_c} = \frac{10^3 \cdot 180}{\pi \cdot 20} = 2\,865 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

kde $n_{max} [min^{-1}]$ jsou maximální otáčky vřetení.

5.2.2 VÝPOČET MOMENTU, ŘEZNÉ SÍLY A VÝKONU

Pro stanovení maximálního momentu, největší řezné síly a potřebného výkonu byly vybrány velikosti vstupních hodnot, které nejvíce zatěžují vřetení, tzn. frézování s nástrojem o největším průměru, největší šířkou řezu, odpovídající měrné řezné síle a největší možné hloubky řezu, kterou v tomto případě dovoluje břitová destička nástroje. Výpočet vychází ze vzorců pro čelní frézování uvedených v [25].

Otáčky pro průměr nástroje 250 mm

$$n = \frac{10^3 \cdot v_c}{\pi \cdot D_c} = \frac{10^3 \cdot 180}{\pi \cdot 250} = 229 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

kde $n [min^{-1}]$ jsou otáčky pro průměr nástroje 250 mm.



Rychlost posuvu

$$v_f = f_z \cdot n \cdot z_c = 0,2 \cdot 229 \cdot 6 = 274,8 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3)$$

kde v_f [$\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$] je rychlost posuvu a z_c [–] počet efektivních zubů.

Průměrná tloušťka třísky

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{D_c}} = 0,2 \cdot \sqrt{\frac{250}{250}} = 0,2 \text{ mm} \quad (4)$$

kde h_m [mm] je průměrná tloušťka třísky.

Specifická řezná síla

$$k_c = k_{c1} \cdot h_m^{-m_c} = 1950 \cdot 0,2^{-0,25} = 2\,916 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (5)$$

kde k_c [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] specifická řezná síla.

Výkon vřeten

$$P_c = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6} = \frac{10 \cdot 250 \cdot 274,8 \cdot 2\,916}{60 \cdot 10^6} = 33,4 \text{ kW} \quad (6)$$

kde P_c [kW] je výkon vřeten.

Krouticí moment

$$M_K = \frac{P_c \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n} = \frac{33,4 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 229} = 1\,393 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

kde M_K [$\text{N} \cdot \text{m}$] je krouticí moment.

Řezná síla

$$F_c = \frac{2 \cdot M_K}{D_c} = \frac{2 \cdot 1\,393}{250 \cdot 10^{-3}} = 11\,144 \text{ N} \quad (8)$$

kde F_c [N] je velikost řezné síly.

5.3 VOLBA KONCEPCE

Volba koncepce je provedena v několika krocích, které postupně navazují na nejlépe hodnocenou variantu a tím ji vhodně rozšiřují. Celé hodnocení je provedeno pomocí metody vážených hodnot, kde je každá z variant posuzovaná vybranými kritérii. Výchozími variantami v prvním kroku jsou planetová převodovka s řemenem a čelní převodovka paralelní se spojkou.



Tab. 5 Volba koncepce

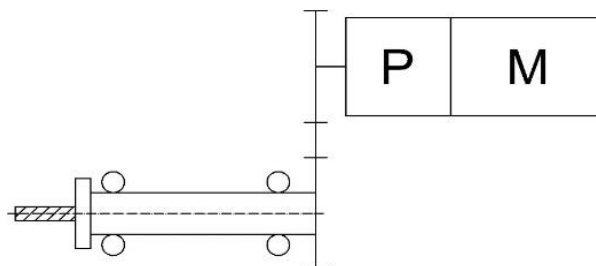
KROK I					
		Planetová převodovka + řemen		Čelní převodovka paralelní + spojka	
Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
Pořizovací cena	4	0	0	1	4
Složitost konstrukce vřeteníku	3	1	3	0	0
Účinnost převodovky	2	1	2	0	0
Přístup k převodovce	1	1	1	0	0
Suma			6		4
$6 > 4$					
KROK II					
		Ozubený řemen		Klínový řemen	
Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
Údržba	6	1	6	0	0
Zatížení hřídelů a ložisek	5	1	5	0	0
Cena	4	0	0	1	4
Účinnost	3	1	3	0	0
Vibrace při záběru	2	0	0	1	2
Prokluz	1	1	1	0	0
Suma			15		6
$15 > 6$					
KROK III					
		Převod řemenem na konci vřetená		Převod řemenem uprostřed vřetená	
Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
Složitost konstrukce	2	1	2	0	0
Rozměry vřeteníku	1	0	0	1	1
Suma			2		1

Je vhodné dodat, že volba koncepce a následné hodnocení variant většinou vzniká z požadavků zákazníka nebo výrobce, který svým výrobkem cílí na určitou skupinu klientů. Z toho důvodu se váhy kritérií mohou v konkrétních případech značně lišit, popř. vstupovat do hodnocení zcela nové faktory.



5.4 ZVOLENÁ KONCEPCE

Vřeteník skříňového typu bude tuhým odlitkem z šedé litiny, na který budou navazovat další části stroje. Pohon bude zajišťovat asynchronní elektromotor spojený s planetovou převodovkou. Tyto části budou připevněny na vřeteník a přenos točivého momentu na vřeteno bude realizovaný ozubeným řemenem a řemenicemi.



Obr. 47 Zvolená koncepce náhonu vřetena

5.4.1 VOLBA MOTORU A PŘEVODOVKY

Na základě hodnot vypočítaných v kapitole 5.2, které jsou shrnuty v tabulce 6, byl proveden výběr motoru a převodovky k pohonu vřetena obráběcího stroje.

Tab. 6 Hodnoty pro volbu motoru

Maximální otáčky	Kroutící moment	Výkon
$2\,865\text{ min}^{-1}$	$1\,393\text{ N} \cdot \text{m}$	$33,4\text{ kW}$

Motor byl vybrán z nabídky asynchronních motorů firmy Siemens. Jedná se o vodou chlazený elektromotor, který spadá do produktové řady SIMOTICS M-1PH8 a dle výrobce je vhodným k použití pro hlavní pohony obráběcích strojů. Tyto motory se vyznačují flexibilním modulárním systémem, širokým rozsahem výkonů, jednoduchou integrací, vynikajícími výkonnostními charakteristikami a nízkou hlučností. [26]

Motor bude doplňovat dvoustupňová planetová převodovka ZF Duoplan 2K600. Tato převodovka je stejně jako motor vhodná pro použití v obráběcích strojích, kde umožňuje zachovat vysoké otáčky ($i = 1$) pro menší zatížení nebo zvětšit kroutící moment ($i = 4$) a zároveň snížit otáčky ve stejném poměru pro větší zatížení. Převodovka bude připevněna pomocí příruby přímo k motoru, jehož hřídel se vsune do adaptéru centrálního kola převodovky, který má stejný vnitřní průměr jako tato hřídel a slouží nejen k přenosu točivého momentu, ale také k vyrovnaní malých nepřesností. Výstupní konec převodovky je standardně dodáván s možností připevnění řemenic pomocí šroubů. [27]

Tab. 7 Parametry motoru 1PH8184 a převodovky 2K600 [26], [27]

SIMOTICS M 1PH8184-1-C2				
$P_m\text{ [kW]}$	$M_m\text{ [N} \cdot \text{m]}$	$n_m\text{ [min}^{-1}\text{]}$	$n_2\text{ [min}^{-1}\text{]}$	$n_{max1}\text{ [min}^{-1}\text{]}$
38	454	800	2 900	5 000
ZF Duoplan 2K600				
i [—]	$n_{IN\,MAX}$ [min ⁻¹]	$M_{IN\,S1}$ [N · m]	n_p [min ⁻¹]	M_{OUT} [N · m]
4	5 000	600	1 000	2 400

Požadovaný výkon motoru [1]

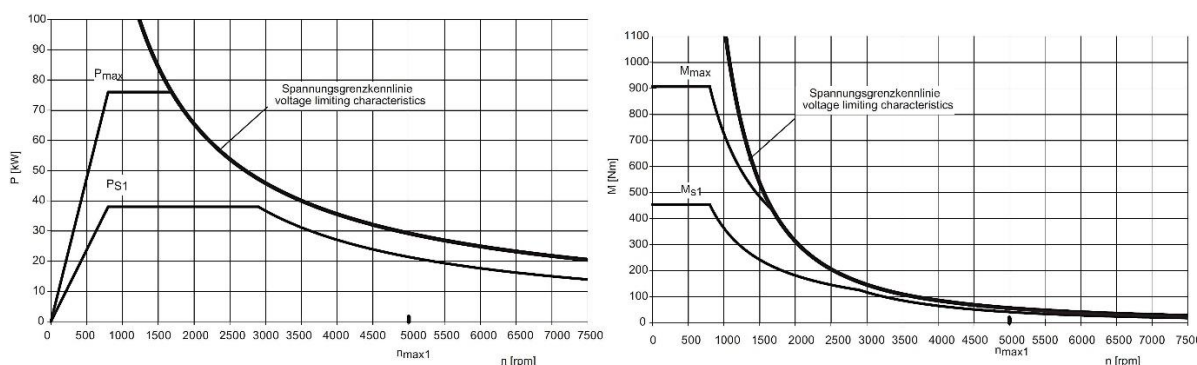
$$P_m > \frac{P_c}{\eta} > \frac{33,4}{0,885} > 37,740 \text{ kW} \quad (9)$$

kde P_m [kW] je jmenovitý výkon motoru a η [–] účinnost motoru (hodnota udávaná výrobcem v jeho katalogu je 0,885 [26]).

Velikost momentu na výstupu z převodovky [1]

$$i = \frac{M_{vřet}}{M_m} \Rightarrow M_{vřet} = M_m \cdot i = 454 \cdot 4 = 1\,816 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10)$$

kde i [–] je převodový poměr převodovky, $M_{vřet}$ [N · m] velikost momentu na výstupu z převodovky a M_m [N · m] jmenovitý moment motoru.



Obr. 48 Výkonová a momentová charakteristika motoru [26]

5.4.2 PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU NA VŘETENO

Z důvodu umístění motoru mimo osu vřetena je potřeba zabezpečit přenos točivého momentu na vřeteno vhodným členem kinematického řetězce. Přenos bude zabezpečen pomocí ozubeného řemenu Optibelt Omega 14M a řemenic příslušných rozměrů. Tyto řemeny se vyznačují zvýšenou odolností proti minerálním olejům, sníženou úrovní hluku a dobrou účinností. [28]

Návrh řemenu a řemenic byl proveden na základě informací a doporučených výpočtů uvedených v technickém manuálu výrobce Optibelt [28].

Celkový koeficient zatížení

$$c_2 = c_0 + c_3 + c_6 = 1,9 + 0 + 2 = 2,1 \text{ [–]} \quad (11)$$

kde c_2 [–] je celkový koeficient zatížení, c_0 [–] základní koeficient zatížení (tabelovaná hodnota 1,9 volena pro obráběcí stroje), c_3 [–] koeficient převodového poměru (tabelovaná hodnota 0 volena pro převodový poměr $i_f = 1$) a c_6 [–] provozní koeficient (volena hodnota 0,2 pro více než 16 hodinový provoz).

Ekvivalentní výkon

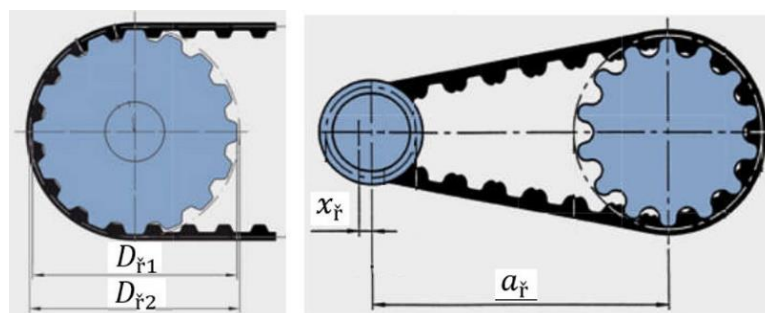
$$P_e = P_m \cdot c_2 = 38 \cdot 2,1 = 79,8 \text{ kW} \quad (12)$$

kde P_e [kW] je ekvivalentní výkon.

Na základě vypočítaného ekvivalentního výkonu byl v katalogu proveden předběžný výběr řemenu (vybrán Optibelt Omega 14M). Zároveň byl proveden výběr řemenic, převodového poměru a předběžná volba osové vzdálenosti. Tyto hodnoty jsou shrnuty v tabulce 8.

Tab. 8 Předběžná volba parametrů [28]

Převodový poměr	Počet zubů hnací a hnané řemenice	Vnější průměr řemenic	Roztečný průměr řemenic	Předběžná osová vzdálenost
$i_{\check{r}}$ [mm]	$Z_{\check{r}}$ [–]	$D_{\check{r}1}$ [mm]	$D_{\check{r}2}$ [mm]	$a_{\check{r}1}$ [mm]
1	48	211,11	213,90	500



Obr. 49 Řemenice [28]

Délka řemenu

$$L_{\check{r}1} = 2 \cdot a_{\check{r}1} + \frac{\pi \cdot (D_{\check{r}2} + D_{\check{r}1})}{2} + \frac{(D_{\check{r}2} - D_{\check{r}1})^2}{4 \cdot a_{\check{r}1}} \quad (13)$$

$$L_{\check{r}1} = 2 \cdot 500 + \frac{\pi \cdot (213,9 + 213,9)}{2} + \frac{(213,9 - 213,9)^2}{4 \cdot 400} = 1\,672 \text{ mm}$$

kde $L_{\check{r}1}$ [mm] je předběžná délka řemenu.

Na základě vypočítané předběžné délky řemenu byla provedena volba délky řemenu standardní velikosti, kterou má výrobce ve své katalogové nabídce.

Zvoleno: Optibelt Omega 14M, délka řemenu $L_{\check{r}} = 1\,680 \text{ mm}$; počet zubů $z_{\check{r}} = 120 \text{ zubů}$.

Stanovení osové vzdálenosti

$$K = \frac{L_{\check{r}}}{4} - \frac{\pi \cdot (D_{\check{r}2} + D_{\check{r}1})}{8} = \frac{1\,680}{4} - \frac{\pi \cdot (213,9 + 213,9)}{8} = 252 \text{ mm} \quad (14)$$

kde K [mm] vyjadřuje hodnotu délky k určení skutečné osové vzdálenosti.



$$a_f = K + \sqrt{K^2 - \frac{(D_{f2} - D_{f2})^2}{8}} \quad (15)$$

$$a_f = 252 + \sqrt{252^2 - \frac{(213,9 - 213,9)^2}{8}} = 504 \text{ mm}$$

kde a_f [mm] je osová vzdálenost.

Minimální vzdálenost pro napnutí řemenu

$$x_f = 0,004 \cdot a_f = 0,004 \cdot 504 = 2,016 \text{ mm} \quad (16)$$

kde x_f [mm] je minimální délka napnutí řemenu.

Počet zubů v záběru

$$z_z = \frac{Z_f}{6} \cdot \left(3 - \frac{D_{f2} - D_{f2}}{a_f} \right) = \frac{48}{6} \cdot \left(3 - \frac{213,9 - 213,9}{504} \right) = 24 [-] \quad (17)$$

kde z_z [-] je počet zubů v záběru.

Šířka řemenu

$$P_f \cdot c_1 \cdot c_7 \cdot c_8 \geq P_e \quad (18)$$

$$31,6 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 3,47 \geq 79,8 \Rightarrow 104,17 \geq 79,8 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde P_f [kW] je tabelovaná hodnota výkonu pro řemen o šířce 40 mm, c_1 [-] koeficient záběru zubů (tabelovaná hodnota pro $z_z > 6$ je dle výrobce rovna 1), c_7 [-] koeficient délky řemenu (tabelovaná hodnota pro řemeny délky od 1 610 mm do 1 890 mm je rovna 0,95), c_8 [-] koeficient šířky řemenu (tabelovaná hodnota pro řemeny šířky 115 mm je rovna 3,47).

Zvolená šířka řemenu, která vychází z koeficientu c_8 je 115 mm.

Stanovení délky pera řemenice

Obvodová síla [5]

$$F_{Oh} = \frac{2 \cdot M_k}{D_h} = \frac{2 \cdot 1\,393}{110 \cdot 10^{-3}} = 25\,327 \text{ N} \quad (19)$$

kde F_{Oh} [N] je obvodová síla na povrchu hřídele a D_h [mm] je průměr zadní části vřetena.

Dovolený tlak na bocích drážek [5]

$$p_D = g_0 \cdot p_o = 0,7 \cdot 150 = 105 \text{ MPa} \quad (20)$$

kde p_D [MPa] je dovolený tlak na bocích drážek, g_0 [-] součinitel základní hodnoty tlaku (zvoleno 0,7 pro těsná pera a drážkové spoje dle [5], str. 1 081) a p_o [MPa] je základní hodnota tlaku (zvoleno 150 MPa pro oceli a oceli na odlitky dle [5], str. 1 081).

Výpočet délky pera [5]

$$p_D \geq \frac{F_{Oh}}{t_1(l_p - b_d)} \quad (21)$$

$$105 \geq \frac{25\,327}{6,1(l_p - 28)}$$

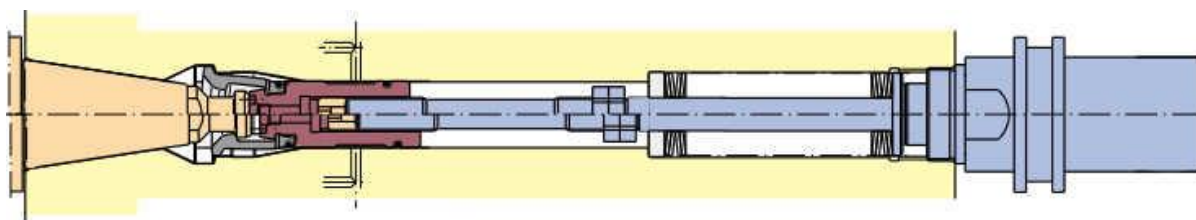
$$l_p = 67,5 \text{ mm}$$

kde t_1 [mm] je hloubka drážky (dle ČSN 02 2562 [6]), b_d [mm] je šířka drážky (dle ČSN 02 2562 [6]) a l_p [mm] je délka pera.

Minimální délka pera dle ČSN 02 2562 je 80 mm. [6]

5.4.3 UPÍNACÍ SYSTÉM

Pro upínání nástrojových držáků bude sloužit upínací systém ES 50 s nastavnou uvolňovací jednotkou LE 60 od firmy OTT Jakob, kuželová dutina ISO 50. Volba tohoto rozměru vycházela především z katalogových informací výrobců horizontálních vyvrtávaček.



Obr. 50 Upínací systém ES 50 [29]

Tab. 9 Parametry upínacího systému ES 50 [29]

Maximální otáčky vřetena	Plocha pístu	Objem oleje	Maximální uvolňovací tlak
[min^{-1}]	[cm^2]	[cm^3]	[bar]
6 000	18,1	31,7	160

Tab. 10 Parametry hydraulického válce LE 60 [29]

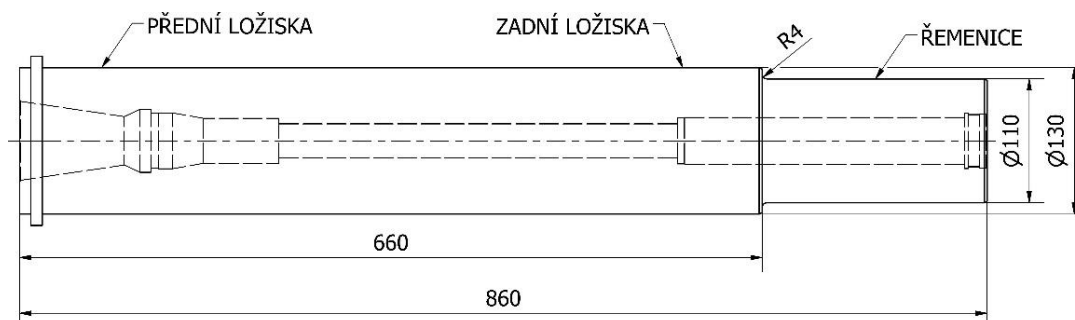
Plocha pístu (odepínání)	Odepínací tlak	Plocha pístu (upínání)	Upínací tlak
[cm^2]	[bar]	[cm^2]	[bar]
5,8	160	5,8	5

5.5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH VŘETENA

V předběžném návrhu vřetena je zohledněno použití upínacího systému ES 50 a náhon vřetena motorem umístěným mimo jeho osu pomocí ozubeného řemenu. Vřeteno bude uloženo ve



valivých ložiscích a bude mít průměr 130 mm. Průměr vřetena vychází především z údajů, uvedených v nabídkách výrobců horizontálních vyvrtávaček, které se vyznačují podobnými parametry.



Obr. 51 Předběžný návrh vřetena

5.6 ULOŽENÍ VŘETENA

Na základě provedené rešerše bylo vybráno valivé uložení vřetena. Vřeteno bude uloženo v několika kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem, které jsou dle výrobce vhodné pro uložení vřeten [30]. V přední části vřetena se bude nacházet sestava tří těchto ložisek a v zadní části sestava dvou ložisek. Zvolená varianta je schematicky znázorněna na obr. 52. Mazání bude řešeno trvalou tukovou náplní.

Výrobce těchto ložisek vydal těsně před odevzdáním práce novou revizi katalogu, kde jsou nabízeny stejné typy ložisek s pozměněnými parametry. Původní verze katalogu je proto k nalezení na příloženém CD.

Por. č.	Usporiadanie		$K_f = n_z \cdot d \cdot 10^6$ [mm.min ⁻¹]	Charakteristika	Použitie
	Zadný ložiskový uzol	Predný ložiskový uzol			
7.	 $i_1=2, i_2=0$	 $i_1=3, i_2=0$	0,3 – 0,6	– vysoké axiálne zaťaženie – stredné radiálne zaťaženie	– frézovanie – vyvrtávanie

Obr. 52 Uložení vřetena [1]

Tab. 11 Parametry zvolených ložisek [30]

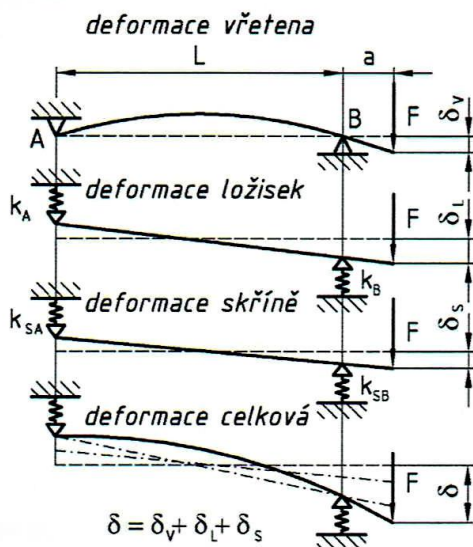
	Přední (B)	Zadní (A)
Typ ložiska	719 USS 130	719 USS 130
Vnitřní průměr	$d_B = 130 \text{ mm}$	$d_A = 130 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D_B = 180 \text{ mm}$	$D_A = 180 \text{ mm}$
Šířka	$B_B = 24 \text{ mm}$	$B_A = 24 \text{ mm}$
Statická únosnost	$C_{0B} = 92\,500 \text{ N}$	$C_{0A} = 92\,500 \text{ N}$
Dynamická únosnost	$C_B = 83\,000 \text{ N}$	$C_A = 83\,000 \text{ N}$
Síla předpětí	$F_{vB} = 2\,020 \text{ N}$	$F_{vA} = 2\,020 \text{ N}$
Radiální tuhost	$k_{rB} = 1\,270 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$k_{rA} = 1\,270 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$

5.6.1 OPTIMÁLNÍ VZDÁLENOST MEZI LOŽISKY

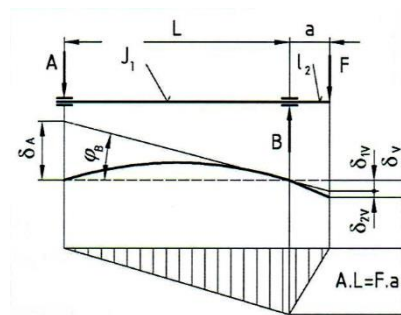
Optimální vzdálenost mezi ložisky je důležitá z důvodu výsledné deformace na konci vřetena. Tuto vzdálenost je možné určit, pokud se uvažuje, že celková deformace vřetena je definována vztahem (22). [2]

$$\delta = \delta_V + \delta_L + \delta_S \quad (22)$$

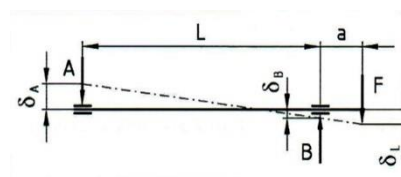
kde δ [m] je celková deformace vřetena, δ_V [m] deformace vřetena, δ_L [m] deformace ložisek a δ_S [m] deformace tělesa skříně.



Obr. 53 Deformace vřetena – vliv tuhosti vřetena, ložisek, skříně [2]



Obr. 54 Vliv poddajnosti vřetena [2]



Obr. 55 Vliv poddajnosti ložisek [2]

Za předpokladu dokonale radiálně tuhých ložisek (jejich naklopení je dovoleno) je možné velikost deformace δ_V určit ze vztahu (23). Tento vztah je možné popsat tak, že se vřeteno rozdělí na dvě části, a to na část mezi ložisky délky L a moment setrvačnosti plochy J_1 a na převislý konec délky a a moment setrvačnosti plochy J_2 . Výsledný průhyb zapříčiněný silou F je tedy vyjádřen vztahem (23). [2]

$$\delta_V = \delta_{1V} + \delta_{2V} \quad (23)$$

kde δ_{1V} [m] je složka průhybu zapříčiněná deformací vřetena mezi ložisky a δ_{2V} [m] je průhyb převislého konce.

Myšlený průhyb části vřetena mezi ložisky δ_A (obráz. 54) je uvažován pro případ, že by tato část byla v ložisku B vetknuta a na konci A zatížena reakcí ložiska A. V tomto případě by byl výsledný průhyb vřetena na jeho konci v místě působení síly F vyjádřen vztahem (24). [2]

$$\delta_V = \frac{F \cdot a^2}{3E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \quad (24)$$

kde E [MPa] je Youngův modul pružnosti v tahu a a [mm] délka převislého konce vřetena.



Tuhost vřetena ovlivňuje také tuhost uložení (deformacemi obou ložisek způsobenými reakcemi). Pokud je známá tuhost ložisek k_{rA} , k_{rB} nebo jejich poddajnost C_A , C_B , tak je možné určit vliv jejich deformace na úhrnnou deformaci vřetena ze vztahu (25). [2]

$$\delta_L = \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (25)$$

Poslední část celkové deformace δ_S je zapříčiněná poddajností skříně (tělesa vřeteníku). Tuto deformaci je možné analyticky vyjádřit jen pro geometricky velmi jednoduchá tělesa. V ostatních případech je vhodné použít metodu konečných prvků. Tato složka deformace se tedy nezahrne do vzorce (26) a dosadí se do něj pouze rovnice (24) a (25). [2]

$$\delta = \delta_V + \delta_L = \frac{F \cdot a^2}{3E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (26)$$

Po úpravě výrazu, provedením derivace δ podle L a položením rovno 0, vznikne kubická rovnice pro optimální vzdálenost ložisek (27). [4]

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (27)$$

kde $q = -\frac{6E \cdot J_1}{a} \cdot C_B$ a $r = -6E \cdot J_1(C_A + C_B)$

Rovnice (27) má tři kořeny, ale pouze jeden z nich má reálný význam. Tímto kořenem je výraz (28). [4]

$$x_1 = u + v \quad (28)$$

kde

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}}$$

(29) [4]

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}}$$

(30) [4]

$$z = \frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3$$

(31) [4]

Před vyčíslením rovnice (26) je ještě potřeba spočítat moment setrvačnosti plochy J_1 [m^4] a J_2 [m^4] a určit poddajnost předního a zadního ložiska C_A [$m \cdot N^{-1}$], C_B [$m \cdot N^{-1}$].

Tab. 12 Vybrané hodnoty potřebné k výpočtu

Youngův modul pružnosti v tahu	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Vnější průměr vřetena (mezi ložisky)	$D_1 = 0,13 \text{ m}$
Vnitřní průměr vřetena (mezi ložisky)	$d_1 = 0,35 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena (převís)	$D_2 = 0,13 \text{ m}$
Vnitřní průměr vřetena (převís)	$d_2 = 0,055 \text{ m}$
Délka převislého konce vřetena	$a = 0,091 \text{ m}$
Působící síla	$F = F_c = 11\,144 \text{ N}$

$$J_1 = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64} - \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,13^4}{64} - \frac{\pi \cdot 0,035^4}{64} = 1,395 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4 \quad (32)$$



$$J_2 = \frac{\pi \cdot D_2^4}{64} - \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,13^4}{64} - \frac{\pi \cdot 0,055^4}{64} = 1,357 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4 \quad (33)$$

$$C_A = \frac{1}{k_{rA}} = \frac{1}{1\,270 \cdot 10^6} = 7,874 \cdot 10^{-10} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1} \quad (34)$$

$$C_B = \frac{1}{k_{rB}} = \frac{1}{1\,270 \cdot 10^6} = 7,874 \cdot 10^{-10} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1} \quad (35)$$

Dosazením do vztahu (28) se získá hodnota optimální vzdálenost mezi ložisky:

$$x_1 = 0,480 \text{ m}$$

5.6.2 VÝSLEDNÁ DEFORMACE VŘETENA NA PŘEDNÍM KONCI A TUHOST VŘETENA

Výsledná deformace vřetena na předním konci je tedy po dosazení do vzorce (26):

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] = 1,876 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Deformace předního konce byla vypočítaná pro zatížení o velikosti $F = 11\,144 \text{ N}$. Dá se tvrdit, že s rostoucí silou F bude přesnost obrábění nižší a naopak.

Tuhost vřetena na předním konci [2]

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{11\,144}{1,876 \cdot 10^{-5}} = 5,941 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (36)$$

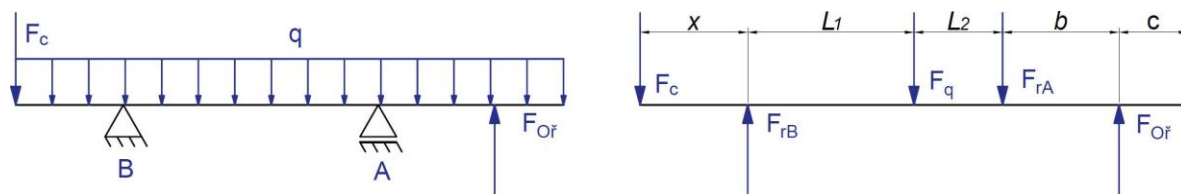
kde $k [N \cdot m^{-1}]$ je tuhost vřetena.

5.6.3 REAKCE V LOŽISCÍCH

Stanovení radiálních reakcí v ložiscích

Při určování radiálních reakcí v ložiscích byla do výpočtu zahrnuta řezná síla F_c , obvodová síla F_{of} , která vzniká vlivem přenosu točivého momentu na vřeteno a spojitě zatížení od tíhy jednotlivých prvků q , které působí na podpory (ložiska). Toto zatížení je při uvažování gravitačního zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ve výpočtu vyjádřeno staticky ekvivalentní silou F_q , která je umístěna v těžišti spojitěho zatížení. Hmotnosti jednotlivých prvků (vřeteno, řemenice, pero, upínací systém,...) byly určeny pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2015. Hmotnosti nástroje a držáku byly vybrány z katalogů Sandvik Coromant [24],[31].

Ve výpočtech je uvažováno rovnoměrné rozložení spojitěho zatížení, kde reálně jednotlivé prvky zatěžují určité části různě, avšak s nijak výraznými rozdíly. Toto zjednodušení je zavedeno hlavně z důvodu následného určování průběhů momentů v kapitole 5.7, kde by se muselo zohlednit mnoho různých zatížení s malými odchylkami a celý výpočet by se tak výrazně prodloužil kvůli zanedbatelným rozdílům.



Obr. 56 Reakce ložisek v radiálním směru

Velikost převíslého konce

$$x = a + l_n = 0,091 + 0,116 = 0,207 \text{ m} \quad (37)$$

kde a [mm] je délka převíslého konce vřetena a l_n [mm] je délka nástroje včetně délky držáku stanovené z katalogu výrobce ([24], [31]).

Určení zatěžující síly od hmotností jednotlivých prvků F_q

$$F_q = \sum_{i=1}^n m_i \cdot g = 132,591 \cdot 9,81 = 1\,301 \text{ N} \quad (38)$$

kde F_q [N] je síla rovná ploše zatěžovacího obrazce, která je umístěná do těžiště spojitěho zatížení a $\sum_{i=1}^n m_i$ [kg] je součet hmotností jednotlivých prvků.

Určení velikosti spojitěho zatížení q na 1 m délky

$$\frac{q}{1} = \frac{F_q}{x + L_1 + L_2 + b + c} \Rightarrow q = \frac{1\,301}{0,976} = 1\,333 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (39)$$

kde L_1, L_2, b, c [mm] jsou vzdálenosti mezi silami a reakcemi v podporách.

Obvodová síla

$$F_{Oř} = \frac{M_K}{\frac{D_{ř2}}{2}} = \frac{1\,393}{\frac{213,9 \cdot 10^{-3}}{2}} = 13\,025 \text{ N} \quad (40)$$

kde $F_{Oř}$ [N] je obvodová síla.

Rovnice statické rovnováhy

$$\sum F_y = F_{rB} + F_{Oř} - F_c - F_q - F_{rA} = 0 \quad (41)$$

$$\sum M_B = F_c \cdot x - F_q \cdot L_1 - F_{rA} \cdot (L_1 + L_2) + F_{Oř} \cdot (L_1 + L_2 + b) = 0 \quad (42)$$

Velikost radiální reakce v místě A

$$F_{rA} = \frac{F_c \cdot x - F_q \cdot L_1 + F_{Oř} \cdot (L_1 + L_2 + b)}{L_1 + L_2} \quad (43)$$



$$F_{rA} = \frac{11\,144 \cdot 0,207 - 1\,301 \cdot 0,281 + 13\,025 \cdot (0,281 + 0,199 + 0,170)}{0,281 + 0,199}$$

$$F_{rA} = 21\,682\,N$$

Velikost radiální reakce v místě B

$$F_{rB} = F_c + F_q + F_{rA} - F_{O\check{r}} = 11\,144 + 1\,301 + 21\,682 - 13\,025 \quad (44)$$

$$F_{rB} = 21\,102\,N$$

Stanovení axiálních reakcí v ložiscích

Na přední a zadní ložiska působí v axiálním směru předpínací síla ložisek.

Velikost axiální síly v místě B

$$F_{aB} = F_{vB} = 2\,020 = 2\,020\,N \quad (45)$$

kde $F_{aB} [N]$ je axiální síla působící na přední ložiska.

Velikost axiální síly v místě A

$$F_{aA} = F_{vA} = 2\,020\,N \quad (46)$$

kde $F_{aA} [N]$ je axiální síla působící na zadní ložiska.

5.6.4 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

Výpočet trvanlivosti předních a zadních ložisek je proveden pro případ čelního frézování. Dá se předpokládat, že hodinová trvanlivost ložisek bude ve skutečnosti vyšší, protože se ve výrazech uvažují hodnoty pro největší zatížení.

Hodinová trvanlivost ložisek [1]

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \quad (47)$$

kde $L_{h10} [h]$ je hodinová trvanlivost ložisek, $P [N]$ ekvivalentní dynamické zatížení, $C [N]$ dynamická únosnost ložiska, exponent $p = 3 [-]$ je hodnota pro kuličková ložiska [1] a $n_s [min^{-1}]$ střední frekvence otáček ložiska.

Ekvivalentní dynamické zatížení P

Pro sestavy radiálních kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem není sjednocená metodika výpočtu ekvivalentního zatížení. Jelikož vřetenová ložiska přenáší radiálně–axiální zatížení, tak se používá přepočet na tzv. ekvivalentní dynamické zatížení, které je vyjádřené vztahem (48). [1]



$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (48)$$

kde $X [-]$ je radiální koeficient, $F_r [N]$ radiální síla, $Y [-]$ axiální koeficient a $F_a [N]$ axiální síla.

Trvanlivost předních ložisek

Dynamická únosnost přední sestavy ložisek [30]

$$C_{B \text{ group}} = f_i \cdot C_B = 2,16 \cdot 83\,000 = 179\,280 \text{ N} \quad (49)$$

kde $C_{B \text{ group}} [N]$ je dynamická únosnost předních ložisek v sestavě a $f_i [-]$ koeficient k vyjádření dynamické únosnosti ložisek v sestavě (tab. 13)

Tab. 13 Hodnoty koeficientu f_i [30]

i	2	3	4
$f_i = i^{0,7}$	1,62	2,16	2,64

Bezrozměrná hodnota pro stanovení koeficientů X, Y [30]

$$e = \frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{2\,020}{21\,102} = 0,1 [-] \quad (50)$$

kde $e [-]$ je bezrozměrná hodnota pro stanovení koeficientů X, Y .

Tab. 14 Hodnoty koeficientů X a Y pro ložiska řady 719 USS [30]

e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
0,57	X	Y	X	Y
	1	0	0,43	1

Ekvivalentní dynamické zatížení [1]

$$P = X \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 1 \cdot 21\,102 + 0 \cdot 2\,020 = 21\,102 \text{ N} \quad (51)$$

Hodnota základní trvanlivosti [1]

$$L_{h10B} = \left(\frac{C_{B \text{ group}}}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} = \left(\frac{179\,280}{21\,102} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 229} = 44\,631 \text{ h} \quad (52)$$

kde $L_{h10B} [h]$ je hodnota základní trvanlivosti předních ložisek.

Trvanlivost zadních ložisek

Dynamická únosnost dvou ložisek v sestavě [30]

$$C_{A \text{ group}} = f_i \cdot C_A = 1,62 \cdot 83\,000 = 134\,460 \text{ N} \quad (53)$$

kde $C_{A \text{ group}} [N]$ je dynamická únosnost zadních ložisek v sestavě.



Bezrozměrná hodnota pro stanovení koeficientů X, Y [30]

$$e = \frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{2\,020}{21\,682} = 0,1 [-] \quad (54)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení [1]

$$P = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA} = 1 \cdot 21\,682 + 0 \cdot 2\,020 = 21\,682 \text{ N} \quad (55)$$

Hodnota základní trvanlivosti [1]

$$L_{h10A} = \left(\frac{C_{A \text{ group}}}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} = \left(\frac{134\,460}{21\,682} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 229} = 17\,358 \text{ h} \quad (56)$$

kde L_{h10A} [h] je hodnota základní trvanlivosti zadních ložisek.

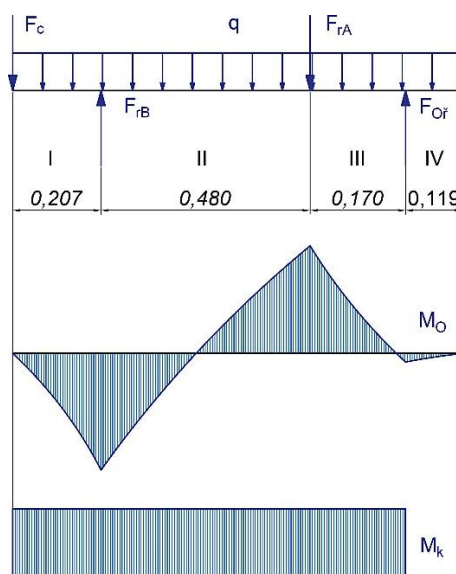
5.7 URČENÍ BEZPEČNOSTI VŘETENA VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Vřeteno je v průběhu obrábění namáháno ohybem a krutem, kde ohyb má proměnnou hodnotu a krut konstantní. Bezpečnost bude vypočítána v místě s největším ohybovým momentem a kritickém místě, kde dochází ke skokové změně průřezu.

Tab. 15 Mechanické vlastnosti materiálu vřetena [7]

Materiál vřetena	ČSN 12 060.6
Mez kluzu R_e	420 MPa
Mez pevnosti R_m	700 ÷ 800 MPa

5.7.1 URČENÍ PRŮBĚHU MOMENTŮ



Obr. 57 Průběh momentů



Interval I (zleva): $0 \leq x_1 \leq 0,207$

$$M_{OI} = -F_c \cdot x_1 - \frac{q}{2} \cdot x_1^2 \quad (57)$$

pro $x_1 = 0$:

$$M_{OI} = -11\,144 \cdot 0 - \frac{1\,333}{2} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

pro $x_1 = 0,207$:

$$M_{OI} = -11\,144 \cdot 0,207 - \frac{1\,333}{2} \cdot 0,207^2 = -2\,335 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Interval II (zleva): $0,207 \leq x_2 \leq 0,687$

$$M_{OII} = -F_c \cdot x_2 - \frac{q}{2} \cdot x_2^2 + F_{rB} \cdot (x_2 - 0,207) \quad (58)$$

pro $x_2 = 0,207$:

$$M_{OII} = -11\,144 \cdot 0,207 - \frac{1\,333}{2} \cdot 0,207^2 + 21\,102 \cdot (0,207 - 0,207) = -2\,335 \text{ N} \cdot \text{m}$$

pro $x_2 = 0,687$:

$$M_{OII} = -11\,144 \cdot 0,687 - \frac{1\,333}{2} \cdot 0,687^2 + 21\,102 \cdot (0,687 - 0,207) = 2\,158 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Interval III (zprava): $0 \leq x_3 \leq 0,119$

$$M_{OIII} = -\frac{q}{2} \cdot x_3^2 \quad (59)$$

pro $x_3 = 0$:

$$M_{OIII} = -\frac{1\,333}{2} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

pro $x_3 = 0,119$:

$$M_{OIII} = -\frac{1\,333}{2} \cdot 0,119^2 = -9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Interval IV (zprava): $0,119 \leq x_4 \leq 0,289$

$$M_{OIV} = -\frac{q}{2} \cdot x_4^2 + F_{O\ddot{r}} \cdot (x_4 - 0,119) \quad (60)$$



pro $x_4 = 0,119$:

$$M_{OIV} = -\frac{1\,333}{2} \cdot 0,119^2 + 13\,025 \cdot (0,119 - 0,119) = -9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

pro $x_4 = 0,289$:

$$M_{OIV} = -\frac{1\,333}{2} \cdot 0,289^2 + 13\,025 \cdot (0,289 - 0,119) = 2\,158 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.7.2 BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI V MÍSTĚ MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

Výpočet bezpečnosti bude vycházet z literatury [7]. Vstupní hodnoty ve vzorcích jsou zadane pro místo, kde se nachází maximální ohybový moment.

Napětí v ohybu pro maximální ohybový moment

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oI}}{W_{oB}} = \frac{M_{oI}}{\frac{\pi}{32 \cdot D_B} \cdot (D_B^4 - d_B^4)} = \frac{2\,335 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32 \cdot 130} \cdot (130^4 - 44^4)} = 10,97 \text{ MPa} \quad (61)$$

kde σ_{oB} [MPa] je hodnota napětí v místě B, W_{oB} [mm³] je modul průřezu v ohybu v místě B a D_B , d_B [mm] představují hodnotu vnějšího a vnitřního průměru vřetena v místě B.

Napětí v krutu

$$\tau_{kB} = \frac{M_k}{W_{kB}} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16 \cdot D_B} \cdot (D_B^4 - d_B^4)} = \frac{1\,393 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16 \cdot 130} \cdot (130^4 - 44^4)} = 3,27 \text{ MPa} \quad (62)$$

kde τ_{kB} [MPa] je hodnota napětí v místě B a W_{kB} [mm³] je modul průřezu v krutu v místě B.

Redukované napětí podle podmínky HMM

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 3 \cdot \tau_{kB}^2} = \sqrt{10,97^2 + 3 \cdot 3,27^2} = 12,35 \text{ MPa} \quad (63)$$

kde σ_{redB} [MPa] je redukované napětí v místě B.

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

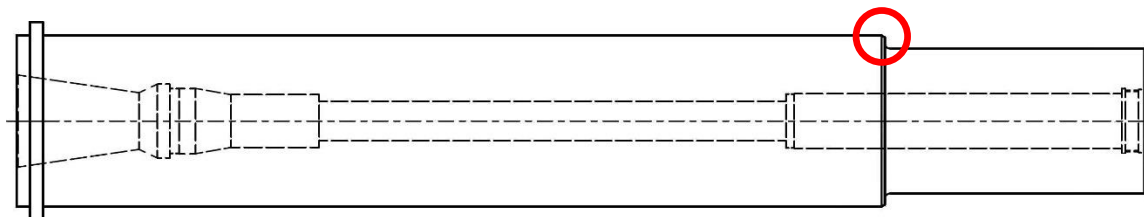
$$k_B \leq \frac{R_e}{\sigma_{redB}} = \frac{420}{12,35} = 34 [-] \quad (64)$$

Vyhovuje. Hodnota bezpečnosti k_B [-] byla stanovena ve výši 1,8 na základě literatury [7] a vůči meznímu stavu pružnosti je vysoká.



5.7.3 BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI V KRITICKÉM MÍSTĚ

Výpočet bezpečnosti bude vycházet z literatury [7]. Vstupní hodnoty ve vzorcích jsou zadány pro místo, kde dochází ke skokové změně průřezu vřetena (obr. 58). Ve výpočtu bude uvažován součinitel koncentrace (tvarový součinitel).



Obr. 58 Kritické místo vřetena

Velikost ohybového momentu v kritickém místě

$$M_{o\ kr} = -\frac{q}{2} \cdot x_{kr}^2 + F_{O\check{r}} \cdot (x_{kr} - 0,119) \quad (65)$$

$$M_{o\ kr} = -\frac{1\ 333}{2} \cdot 0,2^2 + 13\ 025 \cdot (0,2 - 0,119) = 1\ 028\ N \cdot m$$

kde $M_{o\ kr}$ [$N \cdot m$] je ohybový moment v kritickém místě a x_{kr} [m] je vzdálenost od zadního konce vřetena ke kritickému místu.

Napětí v ohybu pro kritické místo

$$\sigma_{o\ kr} = \frac{M_{o\ kr}}{W_{o\ kr}} = \frac{M_{o\ kr}}{\frac{\pi}{32 \cdot D_{kr}} \cdot (D_{kr}^4 - d_{kr}^4)} = \frac{1\ 028 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32 \cdot 110} \cdot (110^4 - 41,5^4)} = 8,03\ MPa \quad (66)$$

kde $\sigma_{o\ kr}$ [MPa] je hodnota napětí v kritickém místě, $W_{o\ kr}$ [mm^3] modul průřezu v ohybu v kritickém místě a D_{kr} , d_{kr} [mm] jsou hodnoty vnějšího a vnitřního průměru vřetena v kritickém místě.

Napětí v krutu v kritickém bodu

$$\tau_{k\ kr} = \frac{M_{k\ kr}}{W_{k\ kr}} = \frac{M_{k\ kr}}{\frac{\pi}{16 \cdot D_{kr}} \cdot (D_{kr}^4 - d_{kr}^4)} = \frac{1\ 393 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16 \cdot 110} \cdot (110^4 - 41,5^4)} = 5,44\ MPa \quad (67)$$

kde $\tau_{k\ kr}$ [MPa] je hodnota napětí v kritickém místě a $W_{k\ kr}$ [mm^3] je modul průřezu v krutu v kritickém místě.

Redukované napětí podle podmínky HMM

$$\sigma_{red\ kr} = \sqrt{(\alpha_o \cdot \sigma_{oB})^2 + 3 \cdot (\alpha_k \cdot \tau_{kB})^2} = \sqrt{(2 \cdot 8,03)^2 + 3 \cdot (1,8 \cdot 5,44)^2} \quad (68)$$

$$\sigma_{red\ kr} = 18,8\ MPa$$

kde $\sigma_{red\ kr}$ [MPa] je redukované napětí v kritickém místě a α_o , α_k [–] je tvarový součinitel ohybu a krutu (hodnoty jsou získány z grafů uvedených v [7]).

**Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti**

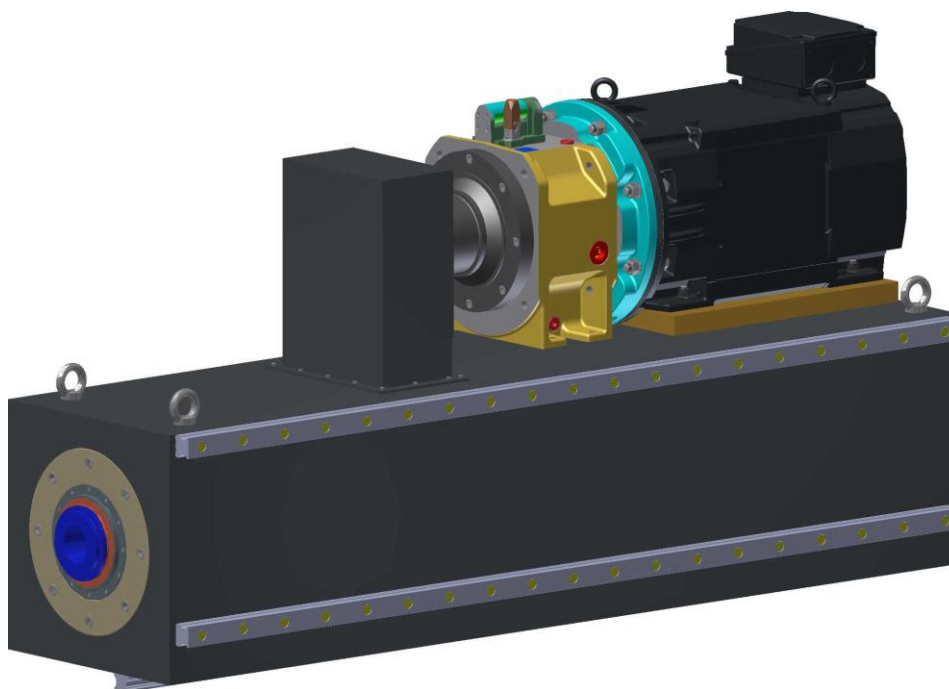
$$k_{kr} \leq \frac{R_e}{\sigma_{red\ kr}} = \frac{420}{18,8} = 22,3 [-] \quad (69)$$

Vyhovuje. Hodnota bezpečnosti $k_{kr} [-]$ byla stanovena ve výši 1,8 na základě literatury [7] a vůči meznímu stavu pružnosti se dá považovat za dostatečně velkou.

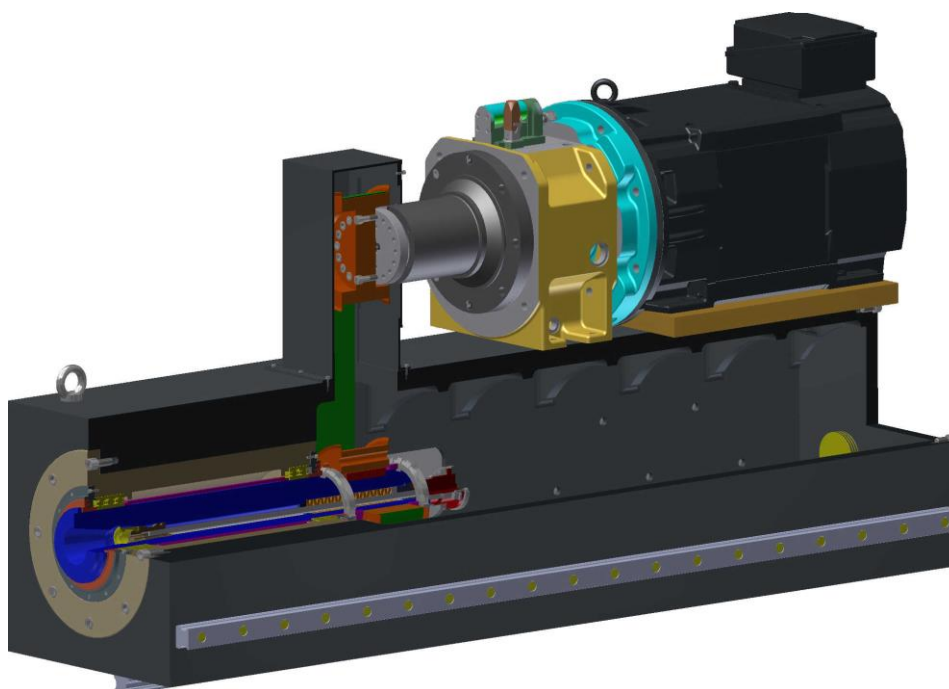


6 3D MODEL

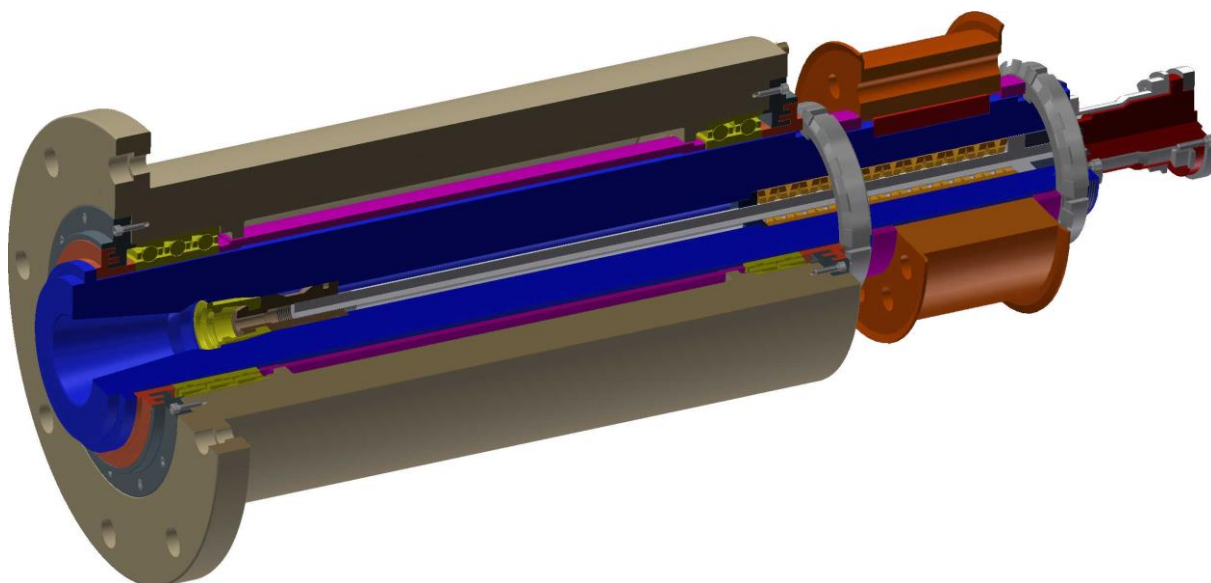
Tvorba 3D modelu byla provedena v programu Autodesk Inventor Professional 2015. Zjednodušený model motoru byl získaný pomocí služby CAD CREATOR, která je volně přístupná na stránkách výrobce Siemens. Použitá planetová převodovka je také výrobcem poskytnutý zjednodušený model.



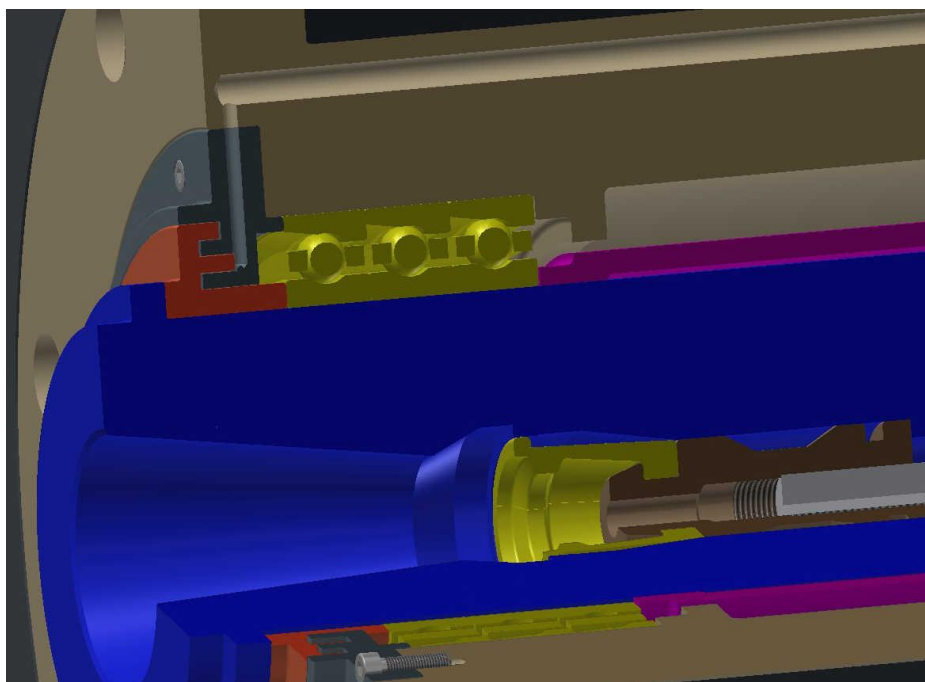
Obr. 59 Vřeteník



Obr. 60 Řez vřeteníkem



Obr. 61 Řez vřetenem



Obr. 62 Přetlak předního labyrintu



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit rešerši v oblasti vřeteníků horizontálních vyvrtávacích center, konstrukční návrh vřeteníku a jeho realizaci formou 3D modelu.

V rešerši byl proveden rozbor jednotlivých prvků, které se vyskytují ve vřetenících horizontálních vyvrtávaček. Tato část práce je rozdělena na 11 podkapitol a dá se považovat za úvod a seznámení se s problematikou před samotným konstrukčním návrhem.

Mimo rešerše zaměřené na oblast vřeteníků těchto strojů bylo stručně pojednáno o vyvrtávání, základních typech horizontálních vyvrtávaček a automatické výměně nástrojů. Tyto tři oblasti sice nejsou součástí zadání, ale úzce souvisí s popisovanou problematikou, a proto jim bylo vyhrazeno pár stran v této práci.

Vřeteník skříňového typu bude sloužit pro hrubovací i dokončovací operace a výsledná koncepce vychází z horizontálního obráběcího centra TOS FUT. Snahou bylo, aby se všechny prvky obsažené v konstrukčním návrhu přibližovaly současné nabídce na trhu. Při návrhu se tedy vychází jak z doporučené literatury, tak z dostupných katalogových informací, které uvádí jednotliví výrobci. Externí pohon vřetena je řešen pomocí asynchronního elektromotoru od firmy Siemens, na který navazuje dvoustupňová planetová převodovka. Jelikož jsou motor i převodovka umístěny mimo osu vřetena bylo zapotřebí vyřešit přenos točivého momentu, což v tomto případě zajišťuje ozubený řemen a řemenice. Vřeteno obsahuje upínací systém ES 50 a pro jeho uložení byla zvolena doporučená sestava ložisek, která se používá v těchto aplikacích. Vřeteno je uloženo v přední a zadní sestavě kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem, které jsou utěsněny pomocí labyrintového těsnění s přetlakem v přední části a jejich mazání je řešeno trvalou tukovou náplní.

Vytvoření 3D modelu vřeteníku bylo provedeno pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2015.

Vřeteník tohoto typu stroje je poměrně komplexní záležitost a nemyslím si, že se dá celá problematika jeho jednotlivých částí podrobněji shrnout v jedné bakalářské práci. Z toho důvodu vzniká velký prostor pro zlepšení, úpravy a doplnění jednotlivých prvků tak, aby byl vytvořen vřeteník s možností uplatnění na současném trhu. Mezi tyto úpravy lze například zařadit stále aktuální zvyšování přesnosti obrábění, doplnění o diagnostiku a monitoring, detailní zaměření se na úpravy jednotlivých částí za účelem zlepšení ekonomické či technické konkurenceschopnosti a spoustu dalších.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAREK, Jiří, et al. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. ISBN 978-80-260-6780-1
- [2] MAREK, Jiří, et al. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010, 420 stran. ISBN 978-80-254-7980-3
- [3] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: VUT, 1992, 216 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0470-1
- [4] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991, 214 s. ISBN 80-214-0361-6
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [7] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. 3. vyd. Brno: PC-DIR, 1996. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0829-4.
- [8] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 2. část* [online]. 2004 [cit. 2016-01-20]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf
- [9] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů*. In. www.zcu.cz [online]. 2012 [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf
- [10] Výrobní program TOS Varnsdorf. *Tosvarnsdorf.cz* [online]. 2015 [cit. 2016-01-27]. Dostupné z: <http://www.tosvarnsdorf.cz/files/machines/tos-varnsdorf-vyrobní-program-cz.pdf>
- [11] Katalog produktů Fermat. Fermatmachinery.com [online]. [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/stahnout-katalog>
- [12] Vřetena a jejich komponenty. *MMspektrum.com* [online]. 2010 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/vretena-a-jejich-komponenty.html>
- [13] Systémy pro upínání nástrojů. Sandvik.coromant.com [online]. 2012 [cit. 2016-01-29]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/tooling-systems/Machine-and-tooling-systems-considerations/spindle-selection/interface-types/>
- [14] Rolling bearings. *SKF.com* [online]. [cit. 2016-01-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/56-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [15] Typy ložisek. *SKF.com* [online]. [cit. 2016-01-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/bearing-types/index.html>



- [16] Belt-driven Spindle. *Directindustry.com* [online]. [cit. 2016-01-29]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/sema-maschinenbau-gmbh/product-58273-1649593.html>
- [17] Novinky z oblasti řemenových převodů. *MMspektrum.cz* [online]. 2015 [cit. 2016-02-05]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/novinky-v-oblasti-remenovych-pohonu-z-hannoverskeho-veletrhu.html>
- [18] VONDRÁK, P. *Návrh obráběcího stroje typu desková horizontální vyvrtávačka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=40300
- [19] Vnější těsnění. *SKF.com* [online]. [cit. 2016-01-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/design-considerations/sealing-solutions/external-seals/index.html>
- [20] Optimized Spindle System. *Awea.com* [online]. [cit. 2016-01-29]. Dostupné z: http://www.awea.com/awea_en/milling/horizontal-boring/mb/spindle.htm
- [21] Obráběcí stroje: Automatická výměna nástrojů; *Prumysl.cz* [online]. 2012 [cit. 2016-01-30]. Dostupné z: <http://www.prumysl.cz/obrabeci-stroje-automaticka-vymena-nastroju/>
- [22] *Frézovací hlavy TOS Varnsdorf* [online]. 2012 [cit. 2016-01-30]. Dostupné z: http://www.tosvarnsdorf.cz/files/machines/frezovaci_hlavy_2012_08.pdf
- [23] Vřetena a jejich komponenty. *CZspos.cz* [online]. 2009 [cit. 2016-01-30]. Dostupné z: http://www.czspos.cz/akce/20100225.emo2009/14_vretena_a_jejich_komponenty.pdf
- [24] Rotační nástroje. *coromant.sandvik.com* [online]. [cit. 2016-02-03]. Dostupné z: http://www2.coromant.sandvik.com/coromant/downloads/catalogue/CZE/ROT_D.pdf
- [25] Základní vzorce pro frézování. *Taegutec.cz* [online]. [cit. 2016-02-05]. Dostupné z: http://www.taegutec.cz/innotool/prirucka_obrabeni_2114.pdf
- [26] Motor Configuration Manual. *Siemens.cz* [online]. 2012 [cit. 2016-02-18]. Dostupné z: <https://support.industry.siemens.com/cs/document/46484744/simotics1ph8-main-motor-configuration-manual?lc=en-WW>
- [27] Katalog Duoplan 2K. *Zf.com* [online]. 2013 [cit. 2016-02-18]. Dostupné z: http://www.zf.com/media/media/en/sdt_brochures/Duoplan_2K_Katalog_DE_2013.pdf
- [28] Technical manual, Optibelt. *AgeraAB.se* [online]. [cit. 2016-02-28]. Dostupné z: <http://www.ageraab.se/uploads/categories81.pdf>
- [29] Katalog produktů OTT Jakob. *OTT-Jakob.de* [online]. [cit. 2016-02-05]. Dostupné z: http://www.ott-jakob.de/images/katalog_e.pdf
- [30] Spindle bearings UKF. *UKF.de* [online]. 2014 [cit. 2016-02-06]. Dostupné z: http://www.ukf.de/images/ukf/downloads/Lagerkatalog_2014_engl.pdf



- [31] Systémy pro upínání nástrojů. *Sandvik.coromant.com* [online]. 2012 [cit. 2016–04–14]. Dostupné z: http://www.sandvik.coromant.com/sitecollectiondocuments/downloads/global/catalogues/cs-cz/rotating/rot_g.pdf
- [32] Účel předpětí ložisek. *SKF.com* [online]. [cit. 2016–02–17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/bearing-preload/effect-of-bearing-preload/index.html>
- [33] TOS FUT. *TOS-Kurim.cz* [online]. [cit. 2016–04–27]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/horizontalni-obrabeci-centra/15-tos-fut>
- [34] Dealers Day, TOS FUT. *Mkoskela.fi* [online]. [cit. 2016–04–27]. Dostupné z: http://www.mkoskela.fi/sites/default/files/FUT_info.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	$[m]$	délka převislého konce vřetena
$a_{\ddot{r}}$	$[mm]$	osová vzdálenost
$a_{\ddot{r}1}$	$[mm]$	předběžná osová vzdálenost
a_e	$[mm]$	šířka pracovního záběru
a_p	$[mm]$	hloubka řezu
b_d	$[mm]$	šířka drážky
c_0	$[-]$	základní koeficient zatížení
c_1	$[-]$	koeficient záběru zubů
c_2	$[-]$	celkový koeficient zatížení
c_3	$[-]$	koeficient převodového poměru
c_6	$[-]$	provozní koeficient
c_7	$[-]$	koeficient délky řemenu
$c_{\S}$	$[-]$	koeficient šířky řemenu
d_1	$[m]$	vnitřní průměr vřetena mezi ložisky
d_2	$[m]$	vnitřní průměr vřetena převislého konce
d_A	$[mm]$	vnitřní průměr zadního ložiska
d_B	$[mm]$	vnitřní průměr předního ložiska
d_B	$[mm]$	vnitřní průměr vřetena v místě B
d_{kr}	$[mm]$	vnitřní průměr vřetena v kritickém místě
e	$[-]$	bezrozměrná hodnota pro stanovení koeficientů X, Y
f_i	$[-]$	koeficient k vyjádření dynamické únosnosti ložisek
f_z	$[mm]$	posuv na zub
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
g_0	$[-]$	součinitel základní hodnoty tlaku
h_m	$[mm]$	tloušťka třísky
i	$[-]$	převodový poměr převodovky
$i_{\ddot{r}}$	$[-]$	převodový poměr řemenu
i_c	$[-]$	celkový převodový poměr
k	$[N \cdot m^{-1}]$	tuhost vřetena
k_B	$[-]$	hodnota bezpečnosti
k_{kr}	$[-]$	hodnota bezpečnosti
k_c	$[N \cdot mm^{-2}]$	specifická řezná síla



k_{c1}	$[N \cdot mm^{-2}]$	měrná řezná síla
k_{rA}	$[N \cdot \mu m^{-1}]$	radiální tuhost zadního ložiska
k_{rB}	$[N \cdot \mu m^{-1}]$	radiální tuhost předního ložiska
l_n	$[m]$	délka nástroje a držáku
l_p	$[mm]$	délka pera
m_c	$[-]$	konstanta měrné řezné síly
m_i	$[kg]$	hmotnosti jednotlivých prvků zatěžující ložiska
n	$[min^{-1}]$	otáčky
n_2	$[min^{-1}]$	nejvyšší otáčky konstantního výkonu
$n_{IN MAX}$	$[min^{-1}]$	nejvyšší dovolené otáčky na vstupu do převodovky
n_m	$[min^{-1}]$	jmenovité otáčky motoru
n_{max}	$[min^{-1}]$	maximální otáčky
n_{max1}	$[min^{-1}]$	maximální otáčky motoru
n_n	$[min^{-1}]$	jmenovité otáčky
n_p	$[min^{-1}]$	jmenovité otáčky převodovky
n_s	$[min^{-1}]$	střední frekvence otáček ložiska
p	$[-]$	exponent pro kuličková ložiska
p_D	$[MPa]$	dovolený tlak na bocích drážek
p_O	$[MPa]$	základní hodnota tlaku
q	$[N \cdot m^{-1}]$	spojité zatížení od hmotností prvků
t_1	$[mm]$	hloubka drážky
v_c	$[m \cdot min^{-1}]$	řezná rychlost
v_f	$[mm \cdot min^{-1}]$	posuvová rychlost
v_r	$[mm \cdot min^{-1}]$	rychlost v radiálním směru
x	$[m]$	délka převislého konce vřetena včetně délky nástroje
x_1	$[m]$	optimální vzdálenost mezi ložisky
x_1, x_2, x_3, x_4	$[m]$	vzdálenosti pro vyjádření průběhu ohybového momentu
$x_{\dot{r}}$	$[mm]$	minimální délka napnutí řemenu
x_{kr}	$[m]$	vzdálenost pro vyjádření průběhu ohybového momentu
z	$[-]$	počet zubů nástroje
$z_{\dot{r}}$	$[-]$	počet zubů řemenu
z_c	$[-]$	efektivní počet zubů nástroje
z_z	$[-]$	počet zubů v záběru



B_A	[mm]	šířka zadního ložiska
B_B	[mm]	šířka předního ložiska
C	[N]	dynamická únosnost ložisek
C_{0A}	[N]	statická únosnost zadního ložiska
C_{0B}	[N]	statická únosnost předního ložiska
$C_{A\ group}$	[N]	dynamická únosnost sestavy zadních ložisek
C_A	[N]	dynamická únosnost zadního ložiska
C_A	[m · N ⁻¹]	poddajnost zadního ložiska
$C_{B\ group}$	[N]	dynamická únosnost sestavy předních ložisek
C_B	[N]	dynamická únosnost předního ložiska
C_B	[m · N ⁻¹]	poddajnost předního ložiska
D_1	[m]	vnější průměr vřetena mezi ložisky
D_2	[m]	vnější průměr vřetena převislého konce
D_h	[mm]	průměr hřídele
$D_{ř1}$	[mm]	vnější průměr řemenic
$D_{ř2}$	[mm]	roztečný průměr řemenic
D_A	[mm]	vnější průměr zadního ložiska
D_B	[mm]	vnější průměr předního ložiska
D_B	[mm]	vnější průměr vřetena v místě B
D_c	[mm]	průměr nástroje
D_{kr}	[mm]	vnější průměr vřetena v kritickém místě
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
F	[N]	síla působící na přední konec vřetena
F_A	[N]	axiální síla
F_{Oh}	[N]	obvodová síla na povrchu hřídele
$F_{Oř}$	[N]	obvodová síla
F_a	[N]	axiální síla
F_{aA}	[N]	axiální síla působící na přední ložiska
F_{aB}	[N]	radiální síla působící na zadní ložiska
F_c	[N]	řezná síla
F_q	[N]	síla od hmotnosti prvků zatěžující ložiska
F_r	[N]	radiální síla
F_{rA}	[N]	radiální reakce v místě A



F_{rB}	$[N]$	radiální reakce v místě B
F_{vA}	$[N]$	síla předpětí zadního ložiska
F_{vB}	$[N]$	síla předpětí předního ložiska
J_1, J_2	$[m^4]$	moment setrvačnosti plochy v daném průřezu
K	$[mm]$	hodnota délky pro určení osové vzdálenosti
L_1, L_2, b, c	$[m]$	vzdálenosti mezi silami, které působí na vřeteno
L_h	$[h]$	celková životnost pohonu
L_{h10}	$[h]$	hodinová trvanlivost ložisek
L_{h10A}	$[h]$	hodinová trvanlivost ložisek zadní sestavy ložisek
L_{h10B}	$[h]$	hodinová trvanlivost ložisek přední sestavy ložisek
$L_{\check{r}}$	$[mm]$	délka řemenu
$L_{\check{r}1}$	$[mm]$	předběžná délka řemenu
$M_{IN\ S1}$	$[N \cdot m]$	jmenovitý vstupní moment převodovky
$M_{OI}, M_{OII}, M_{OIII}, M_{OIV}$	$[N \cdot m]$	ohybové momenty v různých intervalech
M_{OUT}	$[N \cdot m]$	moment na výstupu z převodovky
M_k	$[N \cdot m]$	krouťící moment
M_m	$[N \cdot m]$	jmenovitý moment motoru
$M_{o\ kr}$	$[N \cdot m]$	ohybový moment v kritickém místě
$M_{v\check{r}et}$	$[N \cdot m]$	moment na výstupu z převodovky
P	$[N]$	ekvivalentní dynamické zatížení
$P_{\check{r}}$	$[kW]$	výkon řemenu Optibelt 14M o šířce 40 mm
P_c	$[kW]$	výkon vřetena
P_e	$[kW]$	ekvivalentní výkon řemenu
P_m	$[kW]$	jmenovitý výkon motoru
R_e	$[MPa]$	mez kluzu
R_m	$[MPa]$	mez pevnosti
$W_{k\ kr}$	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu v kritickém místě
W_{kB}	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu v místě B
$W_{o\ kr}$	$[mm^3]$	modul průřezu v ohybu v kritickém místě
W_{oB}	$[mm^3]$	modul průřezu v ohybu v místě B
X	$[-]$	radiální koeficient
Y	$[-]$	axiální koeficient
$Z_{\check{r}}$	$[-]$	počet zubů hnané a hnací řemenice



α_o	$[-]$	tvarový součinitel ohybu
α_k	$[-]$	tvarový součinitel krutu
δ	$[m]$	celková deformace vřetena
$\delta_{1,2}$	$[m]$	deformace odpovídající rozdělení vnější síly
δ_{1V}	$[m]$	složka průhybu zapříčiněná deformací vřetena
δ_{2V}	$[m]$	průhyb převislého konce
δ_L	$[m]$	deformace ložisek
δ_S	$[m]$	deformace tělesa skříně
δ_V	$[m]$	deformace vřetena
δ_a	$[m]$	osová deformace
η	$[-]$	účinnost
η_c	$[-]$	celková účinnost
σ_{oB}	$[MPa]$	napětí v místě B
$\sigma_{o\ kr}$	$[MPa]$	napětí v kritickém místě
$\sigma_{red\ kr}$	$[MPa]$	redukované napětí v kritickém místě
σ_{redB}	$[MPa]$	redukované napětí v místě B
$\tau_{k\ kr}$	$[MPa]$	napětí v kritickém místě
τ_{kB}	$[MPa]$	napětí v místě B
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – výkres sestavy vřeteníku

2x formát A0

Příloha 2 – kusovník

4x formát A4

CD-ROM:

- elektronická verze bakalářské práce
- 3D model vřeteníku
- výkres sestavy vřeteníku
- kusovník
- katalog UKF

*.pdf soubor
*.step soubor
*.pdf soubor
*.pdf soubor
*.pdf soubor