ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

Bakalářská práce

Návrh vřetena s koaxiálním pohonem

2018 **Marek Čáp**

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Čáp** Jméno: **Marek** Osobní číslo: **457647**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh vřetena s koaxiálním pohonem

Název bakalářské práce anglicky:

Spindle with coaxial drive design

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Návrh vřetena s koaxiálním pohonem firmy REDEX pro frézovací stroj s velikostí palety 1250 mm. Úvodní rešeršní část popíše obvyklé způsoby uložení a pohonů vřeten frézovacích strojů. Návrhová část bude zahrnovat návrh technologie frézování vhodné charakteristice pohonu REDEX a návrh vřetene, zejména hlavního uložení. Konstrukční část bude zahrnovat vytvoření sestavového výkresu vřetena s pohonem.; Osnova práce: 1. Současné řešení pohonů frézek s velikostí palety 1250 mm.; 2. Návrh technologie dle parametrů pohonu vřetena; 3. Návrh variant hlavního uložení; 4. Konstrukční studie provedení vřetena; Rozsah grafické části: výkres sestavy s kusovníkem, vybrané výrobní výkresy; Rozsah textové části: 40 - 60 stran.

Seznam doporučené literatury:

HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF. Výrobní stroje. 3. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00993-9.; Firemní literatura a katalogy

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Petr Kolář, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **23.04.2018** Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2018**

Ing. Petr Kolář, Ph.D. podpis vedoucí(ho) práce	Ing. Petr Kolář, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30.4.2018 Datum převzetí zadání	Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v přiloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 25.5.2018 …….

podpis

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat mému vedoucímu práce panu Ing. Petru Kolářovi, Ph.D. za konzultace a vedení mé práce. Také chci poděkovat své rodině a příbuzným za podporu při studiu. Obzvláště své matce za nekonečné zásobování jídlem a optimismem při nedělních odjezdech na kolej.

Anotace

Autor:	Marek Čáp
Název BP:	Návrh vřetena s koaxiálním pohonem
Rozsah práce:	65 str., 48 obr., 4 tab.
Akademický rok vyhotovení:	2017/2018
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP:	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Zadavatel tématu:	ČVUT FS, Ú12135
Využití:	Vřeteno s možností připojení na tříosý horizontální frézovací stroj.
Klíčová slova:	vřeteno, ložiska, pohonná jednotka, vřeteník, frézovací stroj, obrábění
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá konstrukcí vřetena k pohonné jednotce GM1300 od firmy REDEX. Výpočty s následnou konstrukcí vychází z technologického spektra a charakteristiky pohonu. Jsou vytvořeny dva sestavné a tři výrobní výkresy.

Annotation

Author:	Marek Čáp
Title of bachelor dissertation:	Spindle with coaxial drive design
Extent:	65 p., 48 fig., 4 tab.
Academic year:	2017/2018
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	12135 - Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Submitter of the Theme:	Department of Production Machines and Equipment
Application:	The spindle that can be connected to a three-axis horizontal milling machine.
Keywords:	spindle, bearings, drive unit, headstock, milling machine, machining
Annotation:	The bachelor dissertation solves the spindle construction with the GM1300 drive unit made by REDEX company. The calculations and the following construction are based on the technological spectrum and characteristics of the drive unit. There are created two assembly and three manufacturing drawings.

Obsah

Přehled použitých veličin a jednotek 9

1 Úvod 13

2 Cíl práce a postup řešení 14

3 Stav řešené problematiky 15

3.1 Vřetena 15

3.1.1 Vřetena pro frézovací stroje 16

3.1.2 Vřetena pro soustružnické stroje 16

3.1.3 Vřetena pro brousicí stroje 17

3.1.4 Speciální vřetena 17

3.2 Pohony vřeten 18

3.2.1 Řemenový pohon 19

3.2.2 Pohon ozubenými koly 20

3.2.3 Koaxiální pohon 20

3.2.4 Integrovaný pohon (elektrovřeteno) 21

3.3 Ložiska 21

3.3.1 Valivá ložiska 22

3.4 Frézovací stroje 31

3.4.1 TOS FUT 31

3.4.2 TOS FS 32

3.4.3 SORALUCE SLP 5000 33

3.5 Závěr rešerše 35

4 Vlastní konstrukce 36

4.1 Pohonná jednotka REDEX GM1300 36

4.2 Technologické spektrum 36

4.3 Další vstupní parametry 37

5 Popis konstrukce ... 38

6 Postup montáže ... 45

7 Návrhové a kontrolní výpočty ... 49

7.1 Síly a reakce v pracovním stavu 1 ... 49

7.2 Síly a reakce v pracovním stavu 2 ... 52

7.3 Síly a reakce v pracovním stavu 3 ... 53

7.4 Průměrné otáčky, ekvivalentní zatížení ... 55

7.5 Kontrola trvanlivosti ložisek a dosažitelných otáček ... 57

7.6 Kontrola pera ... 58

7.7 Kontrola rotoru vřetena na krut ... 59

8 Závěr ... 60

9 Seznamy ... 62

9.1 Seznam obrázků ... 62

9.2 Seznam tabulek ... 63

9.3 Seznam použité literatury ... 64

9.4 Seznam použitého softwaru ... 65

9.5 Seznam elektronických příloh ... 65

Přehled použitých veličin a jednotek

Symbol	Jednotka	Název veličiny
a	$[mm]$	vzdálenost od čela vřetena ke středu skupiny ložisek A
b	$[mm]$	vzdálenost od středu skupiny ložisek A ke středu skupiny ložisek B
b_p	$[mm]$	šířka pera pohonu
C_{dynA}	$[N]$	dynamická únosnost jednotlivého ložiska ze skupiny A
C_{dynB}	$[N]$	dynamická únosnost jednotlivého ložiska ze skupiny B
d_v	$[mm]$	průměr výběhu pro kontrolu na krut
d_h	$[mm]$	průměr hřídele pohonu
D_v	$[mm]$	vnější průměr rotoru vřetena pro kontrolu na krut
D_1	$[m]$	zvolený průměr nástroje v pracovním stavu 1
$D_1^{'}$	$[m]$	vypočtený průměr nástroje v pracovním stavu 1
D_2	$[m]$	zvolený průměr nástroje v pracovním stavu 2
$D_2^{'}$	$[m]$	vypočtený průměr nástroje v pracovním stavu 2
D_3	$[m]$	zvolený průměr nástroje v pracovním stavu 3
$D_3^{'}$	$[m]$	vypočtený průměr nástroje v pracovním stavu 3
F_{AX1}	$[N]$	axiální řezná síla v pracovním stavu 1
F_{AX2}	$[N]$	axiální řezná síla v pracovním stavu 2
F_{AX3}	$[N]$	axiální řezná síla v pracovním stavu 3
F_{LAax}	$[N]$	ekvivalentní dynamické axiální zatížení skupiny ložisek A
F_{LAr}	$[N]$	ekvivalentní dynamické radiální zatížení skupiny ložisek A
F_{LBax}	$[N]$	ekvivalentní dynamické axiální zatížení skupiny ložisek B
F_{LBr}	$[N]$	ekvivalentní dynamické radiální zatížení skupiny ložisek B
$F_{\check{p}rA}$	$[N]$	axiální síla od předpětí u skupiny ložisek A
$F_{\check{p}rB}$	$[N]$	axiální síla od předpětí u skupiny ložisek B
F_{R1}	$[N]$	radiální řezná síla v pracovním stavu 1
F_{R2}	$[N]$	radiální řezná síla v pracovním stavu 2
F_{R3}	$[N]$	radiální řezná síla v pracovním stavu 3
F_{T1}	$[N]$	tečná řezná síla v pracovním stavu 1
F_{T2}	$[N]$	tečná řezná síla v pracovním stavu 2

F_{T3}	$[N]$	tečná řezná síla v pracovním stavu 3
h_p	$[mm]$	výška pera pohonu
k_A	$-$	redukční faktor otáček pro skupinu ložisek A
k_B	$-$	redukční faktor otáček pro skupinu ložisek B
l	$[mm]$	vzdálenost působení řezných sil od čela vřetena
l_p	$[mm]$	délka pera pohonu
l_p'	$[mm]$	aktivní délka pera pohonu
L_{10hA}	$[hod]$	trvanlivost skupiny ložisek A
L_{10hB}	$[hod]$	trvanlivost skupiny ložisek B
M_{k1}	$[Nm]$	kroutící moment v pracovním stavu 1
M_{k2}	$[Nm]$	kroutící moment v pracovním stavu 2
M_{k3}	$[Nm]$	kroutící moment v pracovním stavu 3
n_1	$[/min]$	otáčky v pracovním stavu 1
n_2	$[/min]$	otáčky v pracovním stavu 2
n_3	$[/min]$	otáčky v pracovním stavu 3
n_A	$[/min]$	maximální otáčky jednotlivého ložiska ze skupiny A
n_B	$[/min]$	maximální otáčky jednotlivého ložiska ze skupiny B
n_{pr}	$[/min]$	průměrné otáčky
n_{skA}	$[/min]$	maximální otáčky skupiny ložisek A
n_{skB}	$[/min]$	maximální otáčky skupiny ložisek B
P_{0A}	$[N]$	celkové dynamické ekvivalentní zatížení skupiny ložisek A
P_{0A1}	$[N]$	zátěž nejvíce namáhaného ložiska ze skupiny ložisek A
P_{0B}	$[N]$	celkové dynamické ekvivalentní zatížení skupiny ložisek B
P_{0B1}	$[N]$	zátěž nejvíce namáhaného ložiska ze skupiny ložisek B
P_1	$[W]$	výkon v pracovním stavu 1
P_2	$[W]$	výkon v pracovním stavu 2
P_3	$[W]$	výkon v pracovním stavu 3
p_D	$[N/mm^2]$	dovolený tlak na bocích pera pohonu
p_p	$[N/mm^2]$	tlak na bocích pera pohonu
q_1	$[\%/100]$	časové využití pracovního stavu 1
q_2	$[\%/100]$	časové využití pracovního stavu 2
q_3	$[\%/100]$	časové využití pracovního stavu 3

R_{A1}	$[N]$	výsledná radiální reakce ve skupině ložisek A v pracovním stavu 1
R_{A2}	$[N]$	výsledná radiální reakce ve skupině ložisek A v pracovním stavu 2
R_{A3}	$[N]$	výsledná radiální reakce ve skupině ložisek A v pracovním stavu 3
R_{AR1}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od radiální řezné síly v pracovním stavu 1
R_{AR2}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od radiální řezné síly v pracovním stavu 2
R_{AR3}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od radiální řezné síly v pracovním stavu 3
R_{AT1}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od tečné řezné síly v pracovním stavu 1
R_{AT2}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od tečné řezné síly v pracovním stavu 2
R_{AT3}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od tečné řezné síly v pracovním stavu 3
R_{AX1}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od axiální řezné síly v pracovním stavu 1
R_{AX2}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od axiální řezné síly v pracovním stavu 2
R_{AX3}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek A od axiální řezné síly v pracovním stavu 3
R_{B1}	$[N]$	výsledná radiální reakce ve skupině ložisek B v pracovním stavu 1
R_{B2}	$[N]$	výsledná radiální reakce ve skupině ložisek B v pracovním stavu 2
R_{B3}	$[N]$	výsledná radiální reakce ve skupině ložisek B v pracovním stavu 3
R_{BR1}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek B od radiální řezné síly v pracovním stavu 1

R_{BR2}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek B od radiální řezné síly v pracovním stavu 2
R_{BR3}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek B od radiální řezné síly v pracovním stavu 3
R_{BT1}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek B od tečné řezné síly v pracovním stavu 1
R_{BT2}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek B od tečné řezné síly v pracovním stavu 2
R_{BT3}	$[N]$	reakce ve skupině ložisek B od tečné řezné síly v pracovním stavu 3
v_{c1}	$[m/min]$	řezná rychlost v pracovním stavu 1
v_{c2}	$[m/min]$	řezná rychlost v pracovním stavu 2
v_{c3}	$[m/min]$	řezná rychlost v pracovním stavu 3
W_k	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu
τ_D	$[N/mm^2]$	dovolené smykové napětí pro pero pohonu
τ_k	$[N/mm^2]$	napětí v krutu pro rotor vřetena v kritickém místě
τ_{kD}	$[N/mm^2]$	dovolené napětí v krutu pro rotor vřetena
τ_p	$[N/mm^2]$	smykové napětí pro pero pohonu

1 Úvod

V dnešní době je zapotřebí, aby strojírenský průmysl produkoval širokou škálu výrobků, které mohou mnohdy být složité na výrobu. Jednou z možných výrobních technologií je frézování.

Frézovací stroje zaujímají ve strojírenské technologii významné postavení. Jednou z klíčových součástí takového stroje je pohonná jednotka a vřeteno, zajišťující obráběcí proces určitým nástrojem. Ve své bakalářské práci se budu zabývat konstrukčním návrhem vřetena s koaxiálním typem pohonu. Konstrukce vřetena je zřídkakdy stále zcela totožná a závisí na mnoha aspektech – na typu stroje a účelu jeho použití, druhu a charakteristice pohonu atd.

Vřeteno budu konstruovat tak, aby bylo kompatibilní s mou zadanou pohonnou jednotkou GM1300 od francouzské firmy REDEX. Pohonná jednotka představuje integrovaný uzel vřetena s jeho hlavními prvky. Jedná se o ukázku moderního řešení, kdy dodavatelé komponent obráběcích strojů nabízejí integrované uzly s více funkcemi. Jednotka obsahuje pohon s asynchronním motorem a dvoustupňovou řaditelnou převodovkou, rotační jednotku pro přívod chladícího média středem, mechanismus k odepínání upnutého nástroje a tažnou tyč se sadou talířových pružin. K této integrální jednotce je nutno tedy doplnit pouze vlastní pracovní vřeteno, které bude mít zejména hlavní uložení zajišťující celé vřetenové jednotce potřebnou přesnost a životnost.

Předpokládám, že takto mnou navržená konstrukce pracovního vřetena by měla být funkční a použitelná na tříosý horizontální frézovací stroj.

2 Cíl práce a postup řešení

Cílem práce je návrh pracovního vřetena, které bude možno připojit k zadané pohonné jednotce. Pro naplnění tohoto cíle použiji tento postup.

Nejdříve se budu v rešeršní části věnovat typům vřeten a jejich pohonům, valivým ložiskům a uvedu příklady některých frézovacích strojů.

Ve vlastním řešení popíši nejprve svou zadanou pohonnou jednotku od firmy REDEX. Dále si z charakteristiky pohonné jednotky určím vstupní hodnoty pro výpočtovou část a stanovím si technologické spektrum. Poté si zvolím dodatečné vstupní parametry jak pro výpočty, tak pro konstrukci.

Popíši jednotlivé části sestavy vřeteníku a vřetena. Následně charakterizuji můj zvolený typ konstrukce – typy, velikosti a uspořádání ložisek, způsob dosažení jejich předepnutí, přenos kroutícího momentu z pohonu na vřeteno a z vřetena na nástroj, druh těsnění a typ uložení vřetena ve vřeteníku.

Pak popíši postupně jednotlivé kroky při montáži.

Dále provedu návrhové a kontrolní výpočty – řezné síly, reakce v ložiskách, trvanlivost ložisek atd.

Konečným cílem mé bakalářské práce je zkonstruovat funkční vřeteno, které by posléze mohlo být použito pro tříosý horizontální frézovací stroj. Co se týče výkresové dokumentace, vytvořím dva sestavné výkresy – vřetena a sestavy vřeteníku. Výrobní výkresy budou tři – rotoru vřetena, přední příruby 1 a zadní příruby 2.

3 Stav řešené problematiky

3.1 Vřetena [1]

Úkolem vřetena je zajistit při určité technologii co možná nejpřesnější rotační pohyb. Podle typu technologie vřeteno zajišťuje přesný rotační pohyb nástroje nebo obrobku. Při soustružení koná hlavní rotační pohyb obrobek. Při frézování, vrtání nebo vyvrtávání koná hlavní rotační pohyb nástroj. Při broušení na kulato koná rotační pohyb nástroj (hlavní řezný pohyb) i obrobek (vedlejší řezný pohyb).

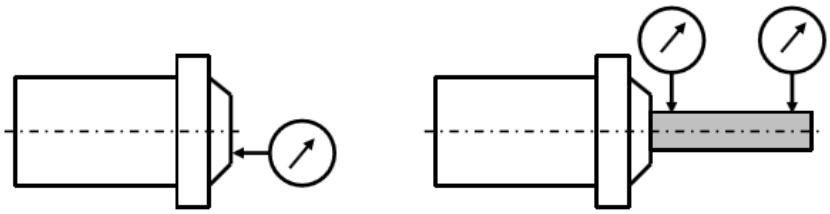
Vřeteno je uloženo ve vřeteníku. Uložení musí zajistit přenos působících sil v radiálním i axiálním směru. Předním koncem vřetena nazýváme ten konec, do kterého je upínán obrobek nebo nástroj. Ukončení je normalizováno a opatřeno především kuželovitým otvorem (s kuželovitostí například 7:24, 1:20, 1:30 atd.), ale může mít i otvor válcový. [2] Pracuje-li vřeteno jen při nízkých otáčkách, dá se utěsnění vnitřních komponent vyřešit hřídelovými těsnícími kroužky. Pokud je vřeteno vysokootáčkové, musí být ochrana proti vniku nečistot realizována tzv. labyrintovým těsněním[1].

Konstrukční provedení vřetena má vliv na konečný stav obrobku, tudíž jsou na něj kladeny tyto požadavky:

- **přesný chod** – je určen velikostí radiálního a axiálního házení. Radiální házení může být způsobeno změnou polohy osy vřetena během jedné otáčky, nesouosostí plochy, na které házení měříme nebo nedokonalým kruhovým tvarem příslušné plochy. Axiální házení je způsobeno buď přímo ložisky nebo nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose otáčení.
- **dokonalé vedení** – vřeteno nesmí měnit v prostoru svou polohu, pokud se mění směr zatížení
- **minimální zdroje tepla** – je nepřípustné nadměrné oteplování ložisek a velký ztrátový výkon pohonu vřetena
- **maximální tuhost** – deformace a změna polohy vřetena negativně ovlivňují přesnost obrobku
- **dobré tlumení celého vřetena**

[1] bezkontaktní těsnění pomocí malých kanálků (0,02 mm) mezi hřídelí a přírubou

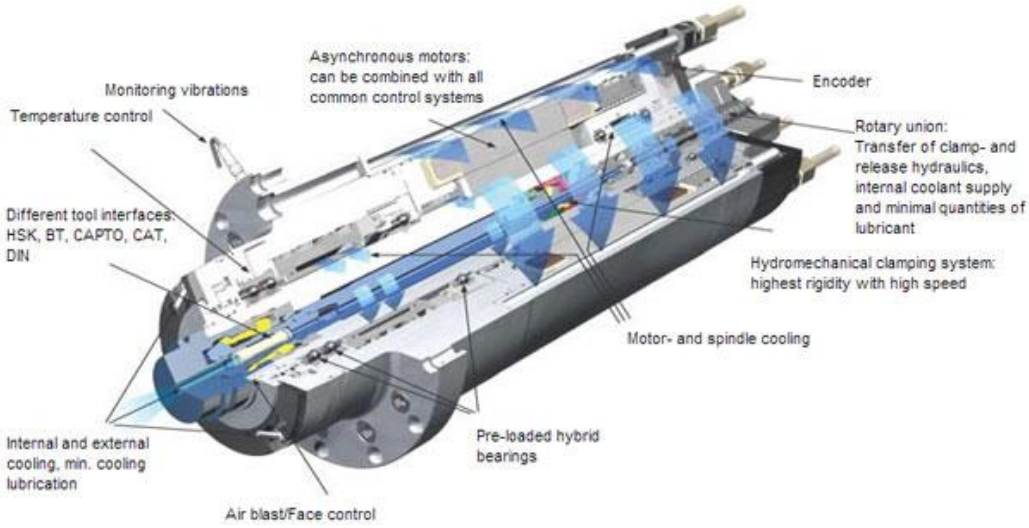
- **vysoká dynamika** – rychlé naběhnutí na pracovní otáčky a rychlé zastavení vřetena



Obr. 1 Schéma měření axiálního (vlevo) a radiálního (vpravo) házení vřetena [1]

3.1.1 Vřetena pro frézovací stroje

Vřetena pro frézovací stroje jsou hlavní a přídavná. Mohou být v provedení s automatickým nebo manuálním upínáním nástrojů. Mezi hlavní parametry řadíme maximální otáčky, jmenovité otáčky, maximální krouticí moment, maximální výkon, typ a velikost nástrojového rozhraní. Neméně důležité jsou připojovací rozměry – zejména průměr tubusu a hmotnost.

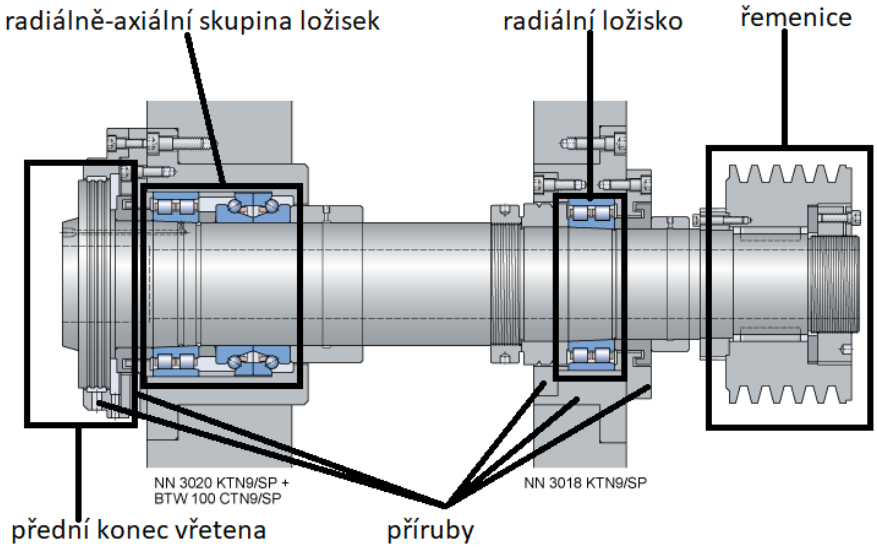


Obr. 2 Vřeteno s automatickou výměnou nástrojů [3]

3.1.2 Vřetena pro soustružnické stroje

Vřetena pro soustružnické stroje mohou být v provedení s přídavnou osou C nebo bez ní. Mezi hlavní sledované parametry patří maximální otáčky, jmenovité otáčky,

maximální krouticí moment, maximální výkon, velikost rozhraní pro upínací sklíčidlo a průchozí průměr vřetena.



Obr. 3 Soustružnické vřeteno [4]

3.1.3 Vřetena pro brousicí stroje

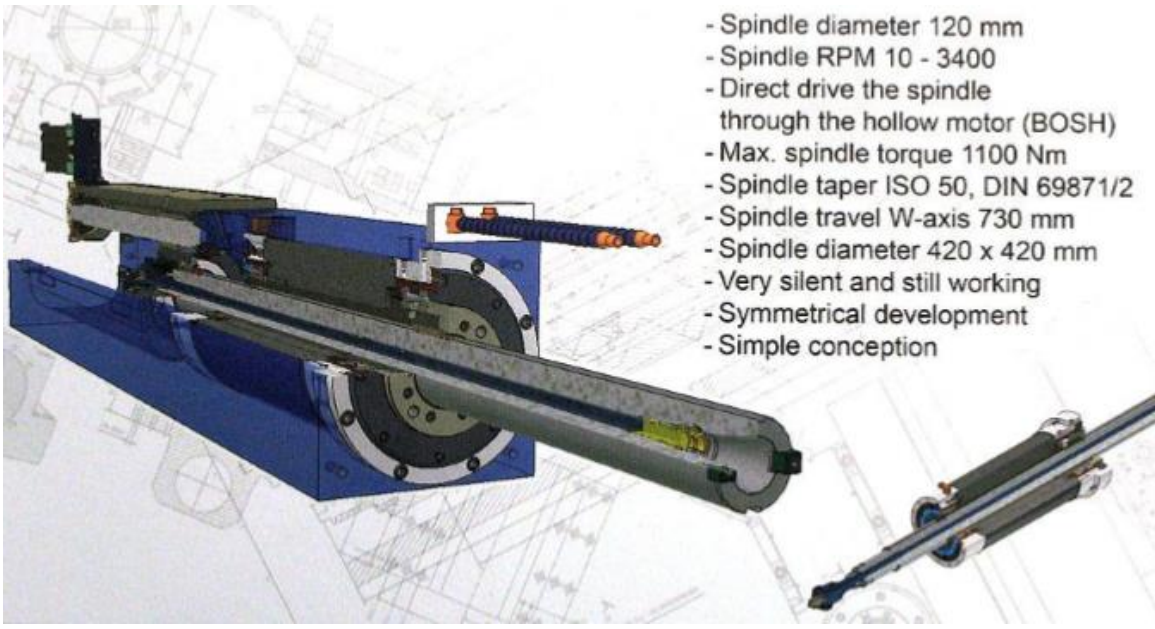
Do této kategorie řadíme vřetena pro vnitřní nebo vnější broušení, unášecí vřetena a vřetena pro bezhroté brusky a brusky na plocho.

3.1.4 Speciální vřetena

Mezi speciální vřetena patří vřetena s výsuvnou pinolou pro horizontální vyvrtávačky, vřetena s ultrazvukovými budiči apod.

Vřetena pro horizontální vyvrtávačky

Vřetena vyvrtávaček musí plnit kromě klasické rotační funkce i funkci výsuvnou. Zároveň je zde požadavek na velký kroutící moment, z čehož plyne komplikovaná konstrukce s velkým množstvím dílů.

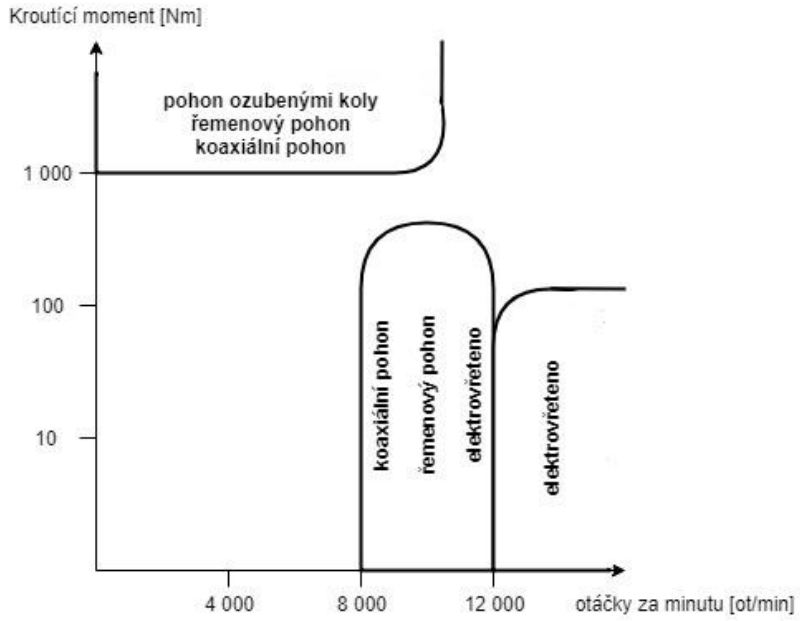


Obr. 4 Vřeteno vyvrtávačky od firmy Fermat [5]

3.2 Pohony vřeten

Pohon je definován následujícím způsobem: „Zařízení sloužící k přeměně určitého druhu energie na potřebný výkon, ke změně pohybů, k přizpůsobení sil či momentů potřebám obrábění.“ [2]

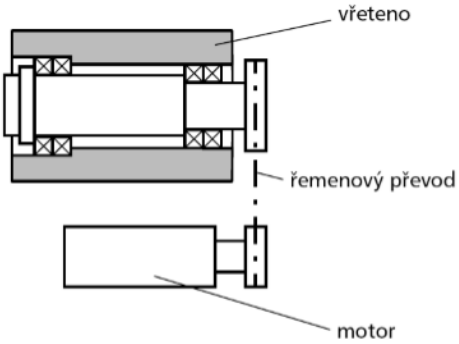
Technicky jsou pohony realizovány buď převodem (řemenem, ozubenými koly, převodovkou), integrovaným pohonem (elektrovřeteno) nebo přímým externím náhonem (koaxiálně), což je případ mé pohonné jednotky. Ovšem existují i kombinace těchto typů pohonů. Například soustruhy Kovosvit MAS mají kombinaci motor – řaditelná převodovka – náhon na vřeteno přes řemen.



Obr. 5 Přibližné přiřazení typů pohonů podle přenášeného kroutícího momentu a dosahovaných maximálních otáček

3.2.1 Řemenový pohon

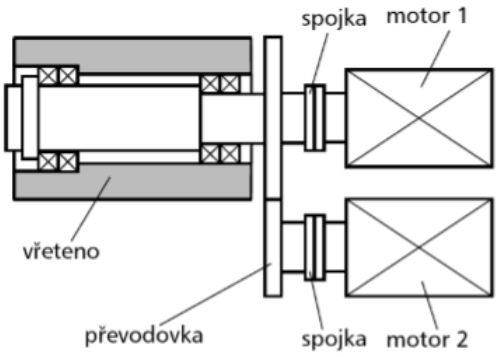
Motor pohání vřeteno pomocí řemene. Řemeny se běžně používají klínové. Pro aplikace, kde je zapotřebí přesné polohy vřetena a motoru, se používají ozubené. Výhodou je nepřenášení vibrací vznikajících od chodu motoru. Mezi nevýhody můžeme zařadit životnost řemene, který musíme po určité době vyměnit, vetší zástavbovou plochu v okolí vřetena a přídavnou radiální sílu vznikající napnutím řemene, která má vliv na trvanlivost ložisek.



Obr. 6 Schéma řemenového pohonu [1]

3.2.2 Pohon ozubenými koly

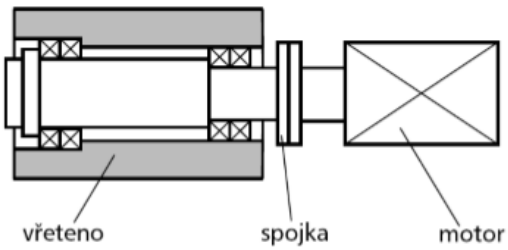
Pohon ozubenými koly má řadu nevýhod – hlučný chod, vyšší přenášení vibrací od motoru, nutnost mazání, vznik tepla atd. Přesto se ale stále používají díky své schopnosti přenášet vysoké kroutící momenty. Otáčky lze snadno zpřevodovat na nižší a provádět poté hrubovací operace, na které je třeba vysoký kroutící moment.



Obr. 7 Schéma pohonu vřetena dvěma motory a přepínáním přímého/zpřevodovaného náhonu [1]

3.2.3 Koaxiální pohon

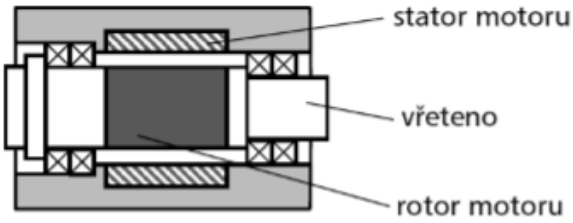
Vřeteno může být s výstupní hřídelí motoru spojeno například pomocí těsného pera a následného utažení (má pohonná jednotka) nebo pomocí spojky. Motor je vně, tím pádem nedochází k přenášení vibrací od chodu v plné míře, avšak je to vykompenzováno větší zástavbovou plochou, kterou musíme konstrukčně poskytnout. Pokud zde není možnost otáčky zpřevodovat, tak se koaxiální pohon používá převážně jen pro vysokootáčkové stroje, kde není převod na vysoké momenty nutný (HSC obrábění).



Obr. 8 Schéma koaxiálního pohonu [1]

3.2.4 Integrovaný pohon (elektrovřeteno)

Je umístěn přímo v tělese vřetena. Motor může být synchronní s permanentními magnety (SPM), asynchronní s rotorem z Cu nebo Al (ASM) nebo spínaný reluktanční motor (SRM). [1] Rotor se nachází na vřeteni a stator je pevně umístěn do tubusu. Tato koncepce pohonu nám umožňuje snadno měnit otáčky vřetena. Frézovací elektrovřetena pracují od 12 000 ot/min a výše. Existují ale i elektrovřetena s vyšším kroutícím momentem a maximálními otáčkami 8000 /min. Jelikož jsou takto vysoké, musíme elektrovřeteno uložit do ložisek s keramickými kuličkami, která tyto hodnoty otáček vydrží. Největší nevýhodou je velký vznik tepla, což řešíme chladícím médiem – vzduchem nebo vodou.



Obr. 9 Schéma integrovaného pohonu [1]

3.3 Ložiska [1]

Vřeteno je uloženo do tubusu či skříně právě pomocí ložisek. Ložiska zajišťují přesnost vedení vřetena a také tuhost jeho uložení. Jsou klíčovým prvkem ovlivňujícím životnost a spolehlivost vřetena. Základními typy jsou:

- kluzná ložiska
- magnetická ložiska
- valivá ložiska

Na vlastnosti ložisek jsou kladeny tyto nároky:

- přesnost
- tuhost
- dlouhá trvanlivost
- nízká cena
- vysoké tlumení

- minimální vývin tepla
- nezávislost tuhosti a přesnosti ložiska na přenášeném výkonu a pracovních otáčkách.

3.3.1 Valivá ložiska

V dnešní době jsou valivá ložiska nejpoužívanějším typem. Převádějí smykové tření mezi hřídelem a pouzdrem na valivé tření valivých elementů. Valivé elementy konají rotační a posuvný pohyb mezi vnitřním a vnějším kroužkem, v nichž jsou většinou vodící drážky odpovídající tvaru elementu. Aby nedocházelo ke tření elementů navzájem, jsou tato ložiska opatřena klecí, která zajišťuje rozestup mezi nimi. [6]

Vlastnosti valivých ložisek jsou: [1]

- vysoká provozní spolehlivost
- malý součinitel tření téměř nezávislý na rychlosti
- jednoduché mazání tukem nebo olejem
- malá stavební šířka
- možnost vymezení vůle předpětím a řízení tuhosti
- jednoduchá vyměnitelnost
- velká tuhost
- vyšší cena (např. oproti kluzným)
- citlivost na montáž, provozní podmínky a čistotu
- možnost zatížit i za klidu
- špatné tlumení vibrací
- náchylnost na rázy
- hlučnost při vysokých otáčkách

Nejzákladnější rozdělení je na radiální a axiální.

Podle typu materiálu, z kterého jsou složena, dělíme na: [1]

- ocelová ložiska – celá konstrukce z oceli, materiál 100Cr6, Cronidur nebo Chromex (N, C, Cr, Mo)
- hybridní ložiska – ocelový kroužek a keramické elementy z nitridu křemíku (Si_3N_4), vlastnosti keramiky: nižší hustota a tepelná roztažnost, vetší modul pružnosti E, křehkost

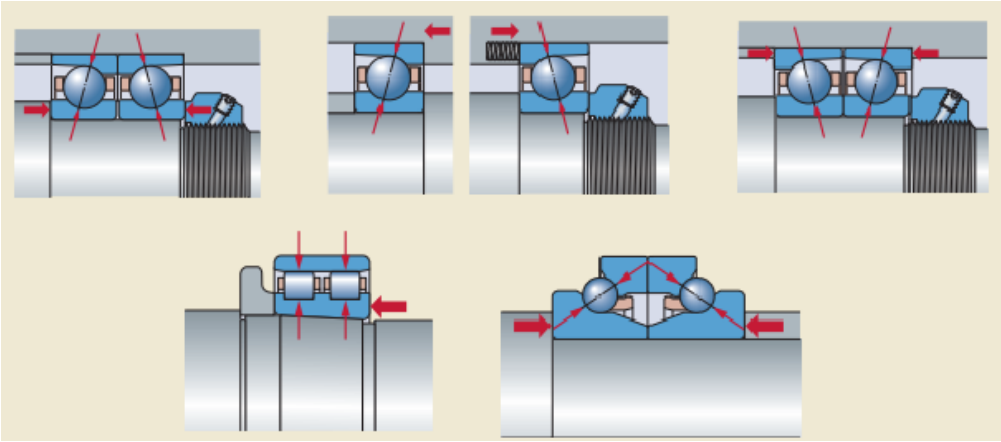
- keramická ložiska – celá konstrukce z keramiky, keramická ložiska dosahují vysokých provozních parametrů (viz obr.10), zvládnou vysoké otáčky a zatížení, ale mají vysokou cenu

Obr. 10 Porovnání předchozích typů valivých ložisek [1]

Mazání provádíme buď tukem nebo olejem. Mazání olejem je trojího typu: olejovou mlhou, systémem olej-vzduch a průtokovým mazáním a používá se především pro vysoké otáčky. [1] Pro nižší otáčky je typické mazání tukem.

Mohou být jednořadá nebo víceřadá (dvouřadá, čtyřřadá, …). Jedná se o počty řad valivých elementů.

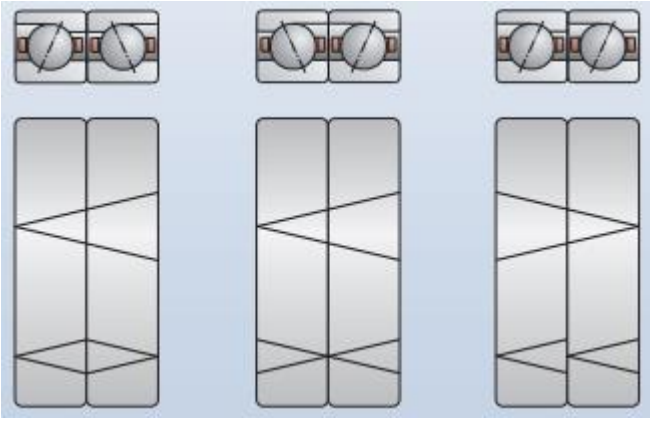
Pro správnou funkci je třeba ložiska zatížit předpětím, zejména pro vymezení vůlí a zvýšení tuhosti. Předpětí může být lehké, střední a těžké. Jejich velikosti jsou dané výrobcem. Příliš velké předpětí vede k vyšším ztrátám třením nebo až k samotnému zadření. Z hlediska náročnosti realizace je nejjednodušší způsob dosažení předpětí montážní uspořádání ložisek „do O“ a stažení KMTA maticí (viz obr.11 vlevo nahoře).



Obr. 11 Různé způsoby dosažení předpětí ložisek [4]

Co se týče montážního uspořádání, vyskytují se tyto typy: [7]

- uspořádání do O
- uspořádání do X
- uspořádání Tandem
- kombinace předchozích



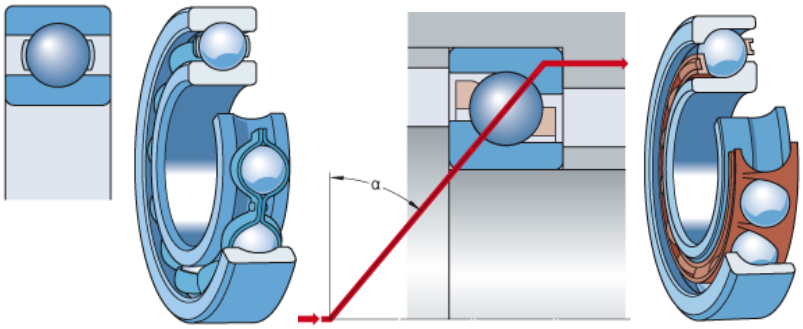
Obr. 12 Uspořádání ložisek (zleva) do O, do X a Tandem [7]

- **Kuličková ložiska**

Jako valivé elementy jsou zde použity kuličky. Díky kontaktní geometrii, provedení povrchových ploch a ostatním vlastnostem mají vysokou přesnost, tuhost a jsou způsobilé pro vysoké otáčky. Značnou výhodou je, pokud jsou opatřena

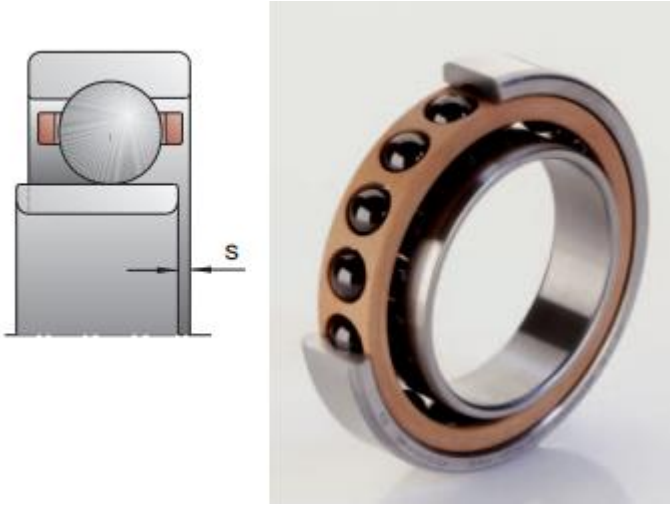
oboustranným, bezdotykovým štěrbinovým těsněním. Jsou tak chráněna proti nečistotám a proudění vzduchu, naplněna optimálním tukem ve správném množství a nenáročná na údržbu. [7]

Pro uložení vřeten se používají zejména přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Jejich konstrukce spočívá ve vzájemném přesazení oběžných drah vnitřního a vnějšího kroužku vůči sobě ve směru osy. Tato ložiska jsou tedy schopná přenášet jak radiální, tak axiální zatížení. Platí zde úměrnost, že čím větší stykový úhel, tím větší axiální zatížení lze přenést. Stykový úhel je definován jako úhel, který svírá spojnice stykového bodu kuličky a oběžných drah v radiální rovině, po níž je přenášeno kombinované zatížení z jedné oběžné dráhy na druhou, s kolmicí k ose ložiska (viz obr.13 vpravo). [4]



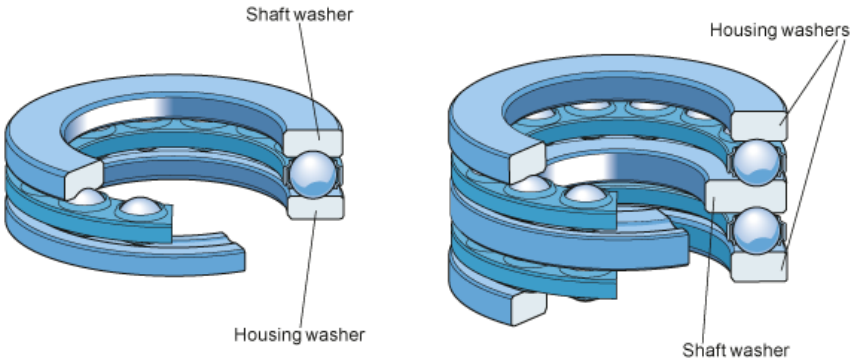
Obr. 13 Kuličkové ložisko (vlevo) a kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem (vpravo) [4]

Speciální kuličková ložiska pro uložení zadních konců vřeten mohou být v provedení s tzv. plovoucím kroužkem. Jedná se o axiálně volná ložiska. Jsou schopná dosáhnout vysokých otáček, ale nemají vysokou únosnost. Konstrukční řešení odpovídá kombinaci vnějšího kroužku kuličkového ložiska s vnitřním kroužkem válečkového ložiska. To umožňuje volné posouvání vnějšího kroužku vzhledem k vnitřnímu během provozu. Vnitřní kroužek je vyroben z oceli Cronidur 30. Jako valivé elementy jsou zde standardem keramické kuličky. [7]



Obr. 14 Kuličkové ložisko s plovoucím kroužkem [7]

Potom se můžeme setkat i s axiálními kuličkovými ložisky. Mohou být buď jednosměrná nebo obousměrná, avšak nesmí na ně působit radiální zatížení. Obousměrná kuličková axiální ložiska se poté montují vedle dvouřadých radiálních válcových ložisek. Kuličková ložiska ovšem potřebují více maziva než válečková, tudíž musíme konstrukčně zabezpečit, aby se přebytečné mazivo z těchto kuličkových na válečková nedostávalo. [4]



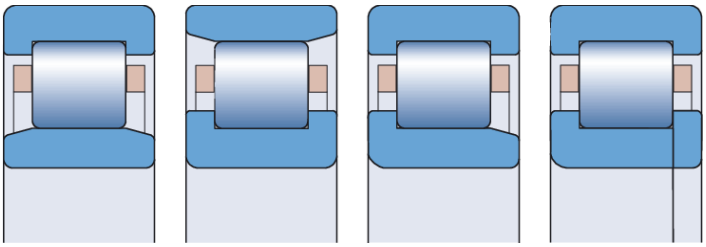
Obr. 15 Jednosměrné (vlevo) a obousměrné (vpravo) axiální kuličkové ložisko [4]

- **Válečková ložiska [4]**

Valivým elementem jsou zde válečky. Mohou být i jako axiálně volná ložiska, kde vyrovnání délky probíhá během otáčení bez odporu uvnitř ložiska mezi válečky a oběžnými dráhami. Oproti kuličkovým ložiskům lépe snášejí rázy, mají větší tuhost a delší trvanlivost.

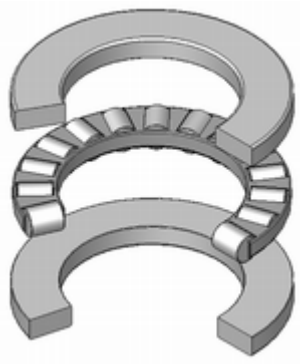
Konstrukční provedení může být dvojího druhu – s tzv. klecí a bez klece. Klec drží válečky od sebe a zabraňuje tím jejich vzájemnému tření. Provedení s klecí snáší vysoké otáčky a velká zrychlení.

Cenově jsou dražší než ložiska kuličková. Veškerá provedení jsou bez těsnění, tudíž musíme mít při provozu zajištěno mazání.



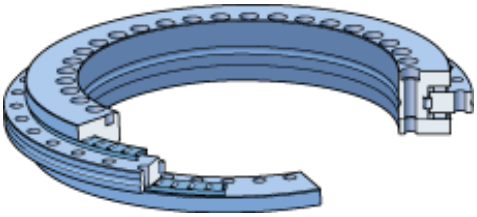
Obr. 16 Provedení válečkového ložiska [4]

Válečková ložiska mohou být i axiální, ovšem v praxi se používají zřídka. Jsou určena pro velká rázová a axiální zatížení a opět nesmí být zatížena radiálně.



Obr. 17 Axiální válečkové ložisko [8]

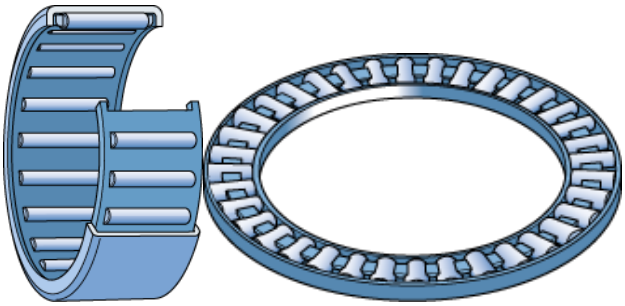
Na trhu je k dispozici ještě kombinace radiálního a axiálního válečkového ložiska. Nabízí ho například společnost FAG nebo SKF. Běžně se používají k uložení rotačních stolů, indexovacích hlav a vícevřetenových hlav v obráběcích centrech. [9]



Obr. 18 Axiálně-radiální válečkové ložisko [4]

- **Jehlová ložiska [4]**

Valivá tělíska jsou válcového tvaru, kde jejich průměr je v porovnání s délkou malý. Upravený profil valivých těles a oběžné dráhy zabraňuje vzniku špiček napětí a prodlužuje provozní trvanlivost ložiska. Vyrábí se v mnoha provedeních pro velkou škálu provozních podmínek a aplikací. Jsou k dispozici jako radiální i jako axiální.

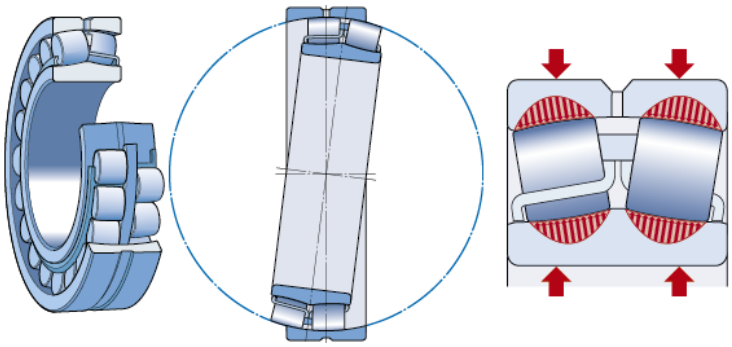


Obr. 19 Jehlové ložisko radiální (vlevo) a axiální (vpravo) [4]

- **Soudečková ložiska [4]**

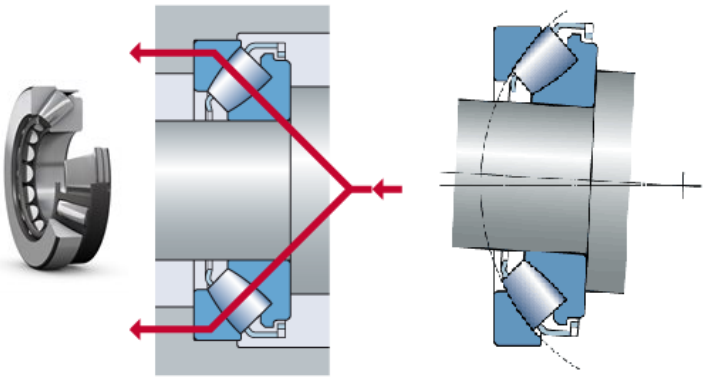
Valivá tělesa ve tvaru soudečku jsou ve dvou řadách. Tato tělesa mají společnou kulovou oběžnou dráhu na vnějším kroužku, jejíž střed je v ose ložiska. Na vnitřním kroužku jsou dvě oběžné dráhy, svírající s osou ložiska určitý úhel. Toto uspořádání umožňuje naklápění kroužků vůči sobě a tím i vyrovnání nesouososti hřídele (která může být způsobena například jejím průhybem).

Soudečková ložiska mohou přenášet jak radiální, tak axiální obousměrné zatížení. Symetrické uspořádání soudečků má mimo jiné i samostředící funkci a snižují tření a třecí teplo. Jejich geometrie zajišťuje rovnoměrné rozložení zatížení, zamezuje špičkám napětí a to je důsledkem zvýšené trvanlivosti.



Obr. 20 Soudečkové ložisko [4]

Axiální verze má soudečky asymetrické a pouze jednořadé. Tato konstrukce umožňuje přenášet axiální zatížení v jednom směru a radiální zatížení pod určitým úhlem vzhledem k ose ložiska. Je zde také možnost naklápění a vyrovnávání nesouososti.

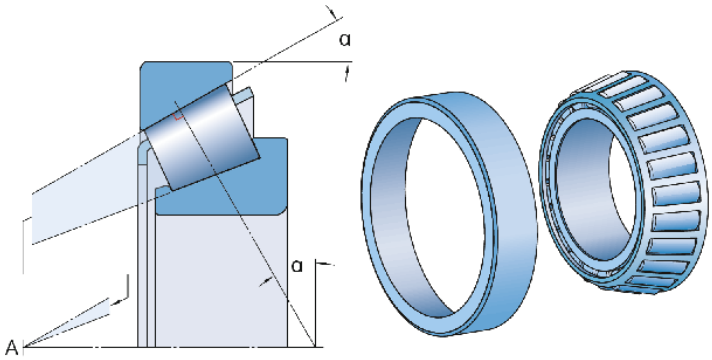


Obr. 21 Axiální soudečkové ložisko [4]

- **Kuželíková ložiska [4]**

Jako valivé elementy jsou zde použity kuželíky. Oběžné dráhy jsou na vnitřních i vnějších kroužkách kuželové. Kuželíková ložiska můžeme použít pro kombinované namáhání – radiální i axiální zatížení.

Abychom zajistili správné odvalování a nízké třecí momenty za provozu, musí se nám prodloužené površky oběžných drah protínat na ose ložiska. Velikost axiální únosnosti roste se zvyšujícím se stykovým úhlem, což je úhel, který svírá osa oběžných drah s kolmicí na osu ložiska. Vyrábí se například jako jednořadá, jednořadá spárovaná, dvouřadá a čtyřřadá.



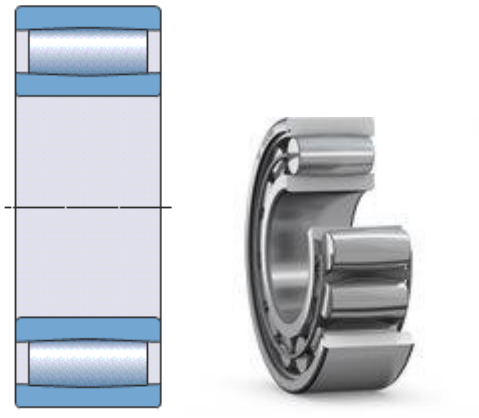
Obr. 22 Kuželíkové ložisko [4]

Na trhu jsou k dispozici i axiální kuželíková ložiska. Jsou velmi tuhá, vyžadují malý axiální prostor a přenesou velké zatížení.

Obr. 23 Axiální kuželíkové ložisko [4]

- **Toroidní ložiska [4]**

Valivými tělesy jsou zde dlouhé, lehce profilované symetrické soudečky. Oběžné dráhy jsou ve tvaru prstence. Přenášejí jen radiální napětí a řadí se mezi axiálně volná ložiska. Jejich použití je jako náhrada axiálně volného soudečkového ložiska v uspořádání s axiálně vodicím a axiálně volným ložiskem. Jsou naklápěcí a vyrovnávají axiální posunutí způsobené například teplotní roztažností hřídele.



Obr. 24 Toroidní ložisko [4]

3.4 Frézovací stroje

V dnešní době je na trhu k dispozici velká škála frézovacích strojů od různých výrobců. Stroje se od sebe odlišují instalovaným výkonem, technologickým zaměřením a velikostí pracovního prostoru. V této kapitole budou ukázány některé příklady horizontálních strojů s velikostí palety okolo 1250 mm, které by potenciálně mohly využít konstruovanou vřetenovou jednotku.

3.4.1 TOS FUT

Horizontální frézovací stroj FUT od firmy TOS Kuřim se může chlubit moderním vzhledem a rychloposuvy, které jsou až 30 m/min. Jeho další plusy jsou také vysoká produktivita práce, stabilita při obrábění i v hraničních pozicích a vysoká přesnost. Stroj je schopen obrábět tvarově velmi složité obrobky. Součástí jsou podélné a příčné lože uspořádané do tvaru písmene T. Co se týče volby vřetenových hlav, je stroj univerzální a nabízí velmi dobré přizpůsobení technologickým požadavkům. Vřeteník je s automaticky výměnnými vřetenovými hlavami. Vysoký výkon a kroutící moment na mechanicky poháněném vřetenu se využije zejména při hrubovacích operacích. Svislý posuv koná vřeteník stojanu, příčný a podélný posuv konají stůl a stojan po samostatných ložích. Firma vyrábí stroj ve verzi FUT 150 a FUT 200. [9]

		FUT 150	FUT 200
Pracovní zdvih			
X	[mm]	2 000 / 3 000 / 4 000 / 5 000 / 6 000	
Y	[mm]	2 000 / 2 500 / 3 000	
Z	[mm]	1 500	2 000
Otočný stůl			
Rozměry stolu	[mm]	1 600 × 1 800 / 1 800 × 2 200 / 2 000 × 2 400	
Otáčky stolu	[°/min]	1 – 1 440	
Rozsah posuvů			
X,Y,Z	[mm/min]	1-30 000	
Výkon pohonu	[kW]	37	

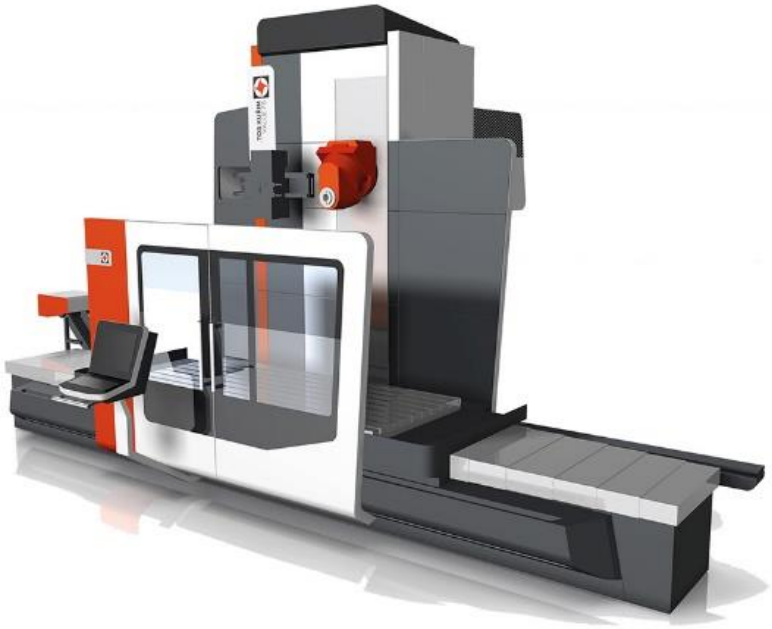
Tab. 3.1 Technické parametry stroje TOS FUT [9]

Obr. 25 Frézovací stroj TOS FUT [9]

3.4.2 TOS FS

Horizontální obráběcí centrum FS vyrábí taktéž firma TOS Kuřim. Vyniká svou tuhostí a prostorovou přesností. Stroj dokáže zajistit vysoké odběry materiálu při stabilním řezu. Toho je dosahováno díky kompozitové skladbě stroje a vlivem lineárního vedení s pohonem kuličkovými šrouby. Lze používat vřetenové hlavy z produkce TOS. Náhon je mechanický a umožňuje pracovat s vysokým výkonem a kroutícím momentem.

Svislý a příčný posuv koná vřeteno, podélný posuv stůl. Centrum je vyráběno ve dvou verzích – FS 100 a FS 125. [9]



Obr. 26 Stroj TOS FS [9]

		FS 100	FS 125
Pracovní zdvih			
X (podélná osa)	[mm]	2 000 / 3 000 / 4 000 / 5 000	
Y (svislá osa)	[mm]	1 500 / 2 000	
Z (příčná osa)	[mm]	1 250 / 1 500	
Pracovní stůl (upínací plocha)			
Délka	[mm]	2 000 / 3 000 / 4 000 / 5 000	
Šířka	[mm]	1000	1250
Výkonové provedení náhonového motoru vřetena			
Výkon pohonu	[kW]	30/37	
Kroutící moment	[Nm]	2 000 / 2 000 / 1 400	
Maximální otáčky	[rpm]	3 200 / 4 000 / 6 000	
Upínací kužel	[ISO]	50	

Tab. 3.2 Technické parametry stroje TOS FS [9]

3.4.3 SORALUCE SLP 5000

Firma SORALUCE nabízí frézovací stroj SLP 5000. Může být ve dvou provedeních – s horizontální nebo univerzální frézovací hlavou vyráběnou taktéž

společností SORALUCE. Je opatřen systémem pro automatickou výměnu nástrojů a zásobníkem, který jich pojme až 80. Co se týče kinematiky stroje, svislý, posuvný i příčný posuv koná vřeteno. [10]

Charakteristika	**Jednotka**	**SLP 5000**
Délka stolu	mm	5000
Šířka stolu	mm	1100
Únosnost stolu	kg	13750
Výkon vřetena	kW	43
Nástrojové rozhraní		ISO-50 / HSK-100
Otáčky vřetena	/min	4000 / 5000 / 6000 / 7000
Rychloposuv	mm/min	35000
CNC systém		Heidenhain TNC 640 / Siemens 840 D SL

Tab. 3.3 Technické parametry stroje SLP 5000 [10]

Obr. 27 Stroj SLP 5000 [10]

3.5 Závěr rešerše

Při konstrukci celé sestavy vřeteníku (vřeteník, vřeteno, pohon) pro obráběcí stroj se hledí na fyzikální vlastnosti, na cenu i na co nejméně komplikovanou montáž. Dle technologického určení, na co se bude stroj používat, se zvolí typ pohonu. Lze postupovat i opačným způsobem – zvolením pohonu a poté až technologickým určením. Samotné vřeteno se konstruuje s ohledem na naplnění hlavních požadavků, zejména přesnosti, tuhosti a spolehlivosti. Nutností je přední konec vřetena opatřit normalizovaným tvarem, nejčastěji kuželovitým, pro upnutí nástroje. Kompromis mezi cenou, výkonem a smontovatelností vedení je uložení vřetena do valivých kuličkových ložisek (radiálně-axiálního a radiálního) s kosoúhlým stykem, předepnutých pomocí KMTA matic.

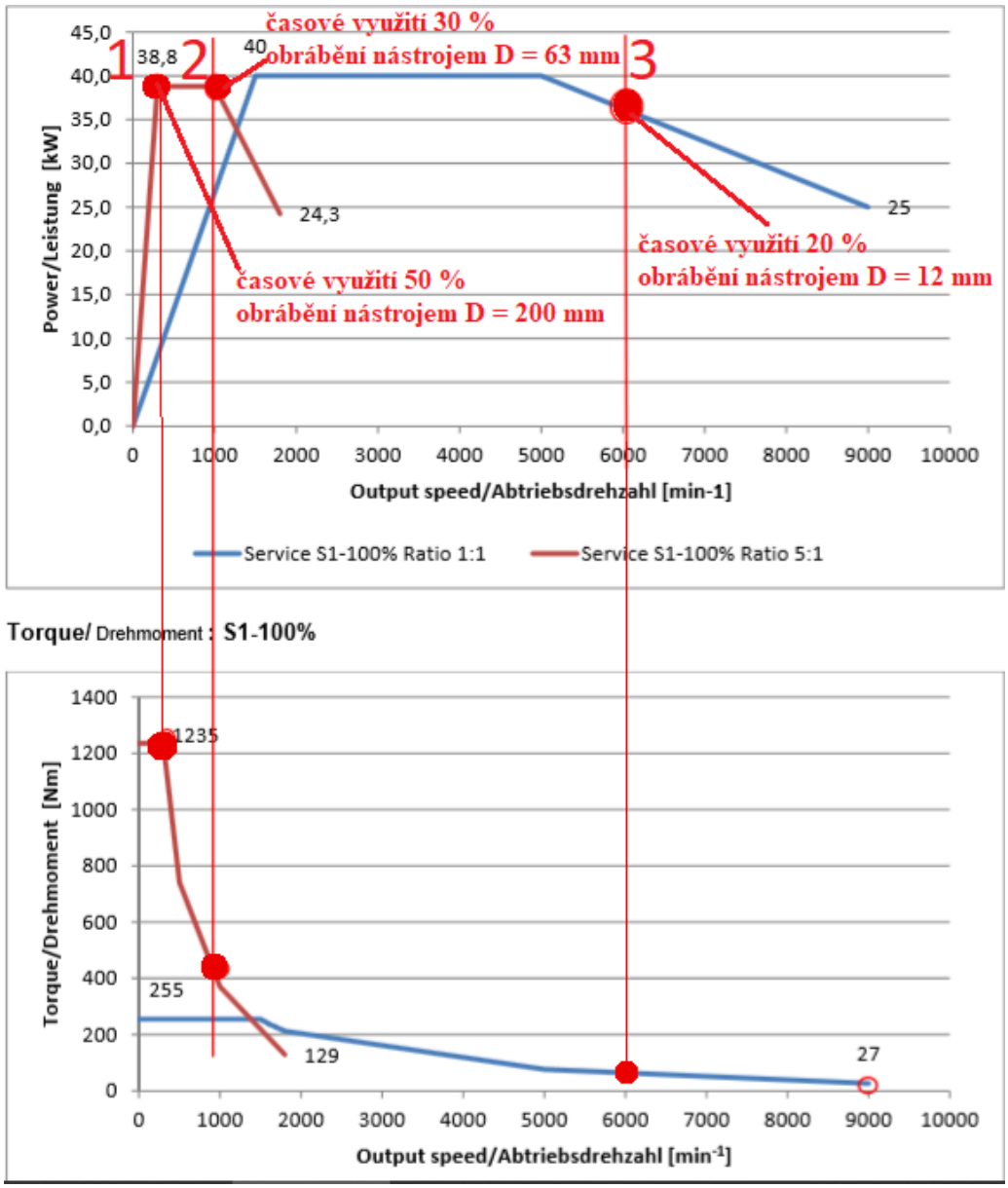
4 Vlastní konstrukce

4.1 Pohonná jednotka REDEX GM1300

Pohonnou jednotku (pohon) GM1300 vyrábí francouzská firma REDEX. O pohon výstupního hřídele se stará asynchronní motor s výkonem 40 kW. Může být v pracovní pozici vertikálně i horizontálně. Co se týče řízení, je kompatibilní se systémy Siemens, Fanuc a Heidenhain. Součástí je i tažný mechanismus na upínání nástrojů, přívod chladící kapaliny a planetová převodovka, která umožňuje zařadit převod 1:1 nebo 1:5. Lze dosáhnout maximálních otáček až 9000 za minutu a maximálního kroutícího momentu 1235 Nm. Ložiska jsou mazána tukem. Celková váha je 460 kg. Chlazení je zajištěno vodou s aditivy s průtokem 33 l/min, maximální teplotou na výstupu 30 °C a maximálním tlakem 7 barů. Tato pohonná jednotka a následně celé vřeteno by mohlo být kompatibilní například se strojem TOS Kuřim FUT díky maximálním hodnotám výkonu, kterého je pohon a stroj schopen dosáhnout. (viz kap.3.4.1). [13]

4.2 Technologické spektrum

Technologické spektrum poskytuje základní údaje a vstupní hodnoty pro návrhové výpočty, které jsou základem samotné konstrukce. Pro návrhové výpočty uložení vřetena bylo definováno následující technologické spektrum využití vřetenové jednotky. 50 % času budou prováděny hrubovací operace řeznou rychlostí 200 m/min nástrojem o průměru 200 mm – první pracovní stav. Dalších 30 % časového využití bude používáno na hrubovací operace řeznou rychlostí 220 m/min nástrojem o průměru 63 mm – druhý pracovní stav. Zbylých 20 % času se využije na dokončovací operace řeznou rychlostí 270 m/min nástrojem o průměru 12 mm – třetí pracovní stav. Z podrobných charakteristik pohonu (viz obr.28) se odečtou pro každý pracovní stav známé hodnoty. Kroutící moment v prvním pracovním stavu odpovídá 1235 Nm a výkon 38,8 kW. U druhého pracovního stavu je známý výkon - 38,8 kW a otáčky – 1000 /min. Pro třetí pracovní stav jsou určeny otáčky – 6000 /min a výkon se dopočítá, protože od 5000 ot/min do 9000 ot/min klesá lineárně ze 40 kW na 25 kW. Z těchto hodnot vyplývá, že výkon klesne o 3,75 kW při zvýšení otáček o 1000 /min, což je právě případ třetího pracovního stavu. Dopočítal se tedy třetí výkon - 36,25 kW.



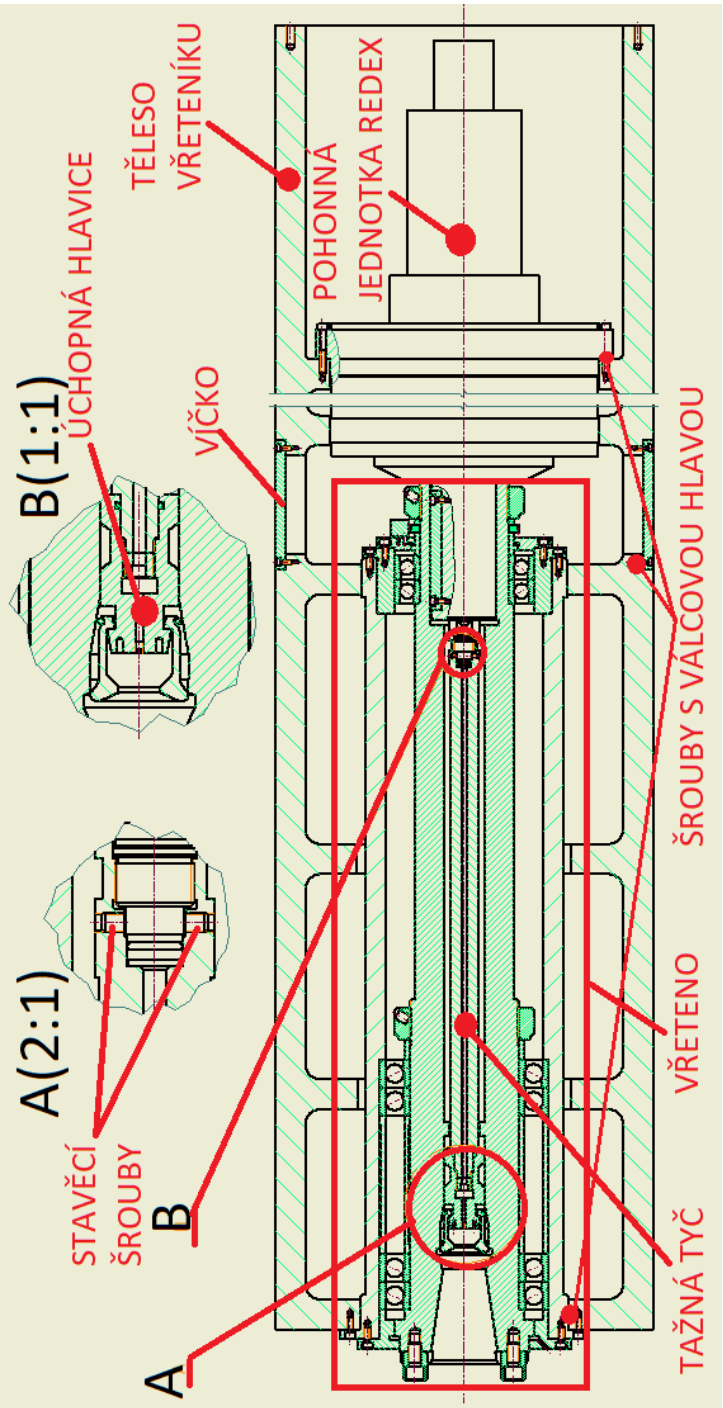
Obr. 28 – Charakteristika pohonu s vyznačenými třemi stavy [13]

4.3 Další vstupní parametry

Nástrojové rozhraní rotoru vřetena je vybráno přiměřeně výkonovým parametrům ISO 50 (kuželovitost 7:24) s automatickou výměnou nástrojů. Konstrukce bude navržena na maximální počet 6000 otáček za minutu i když je pohon schopen zvládnout až 9000 /min. Vzdálenost působení řezných sil od čela vřetena je zvolena 200 mm, od čela vřetena k přední skupině ložisek A 180,5 mm a od přední k zadní skupině ložisek B 610 mm. Minimální trvanlivost ložisek je stanovena na 10 000 hodin.

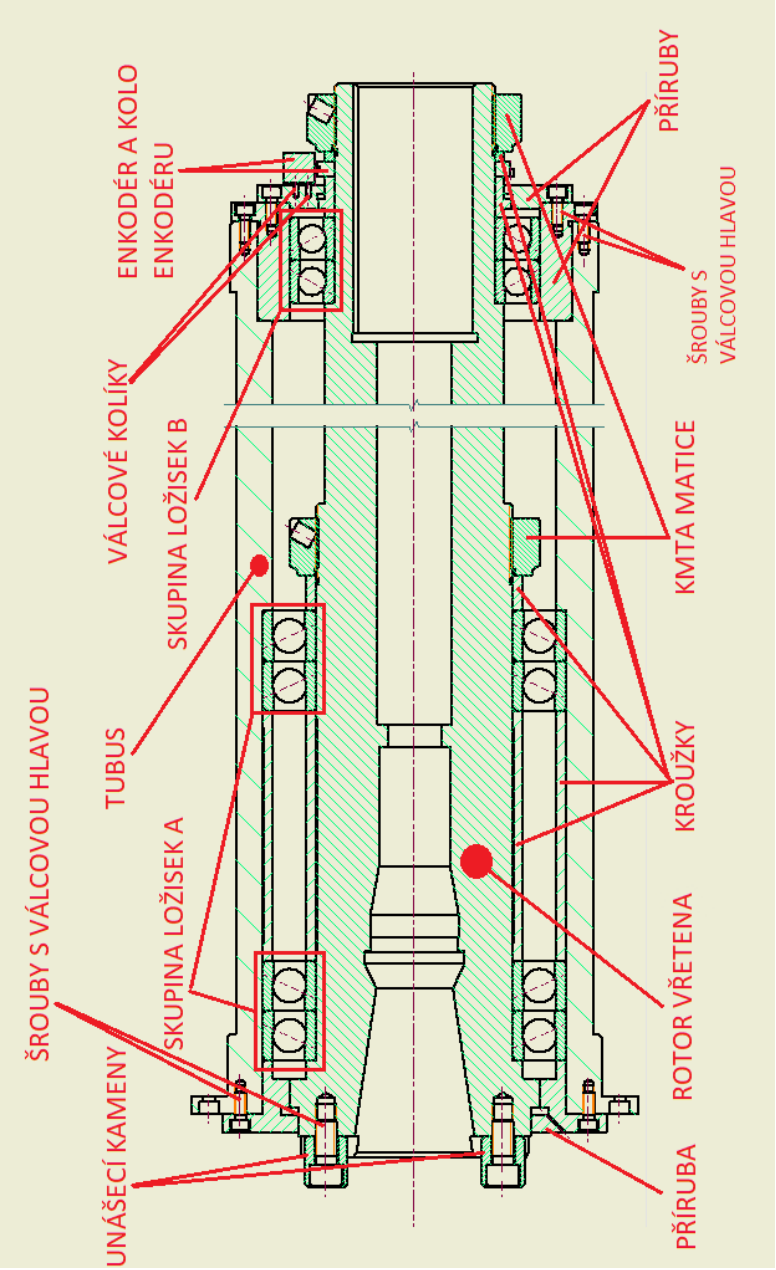
5 Popis konstrukce

Konstrukce sestavy vřeteníku se skládá z těchto částí: vřeteno, pohonná jednotka REDEX (na obr. 29 zkrácená přerušením), tažná tyč, těleso vřeteníku, šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem, úchopná hlavice ISO 50, stavěcí šrouby s vnitřním šestihranem s plochým kuželovým koncem a víčka (viz obr.29).



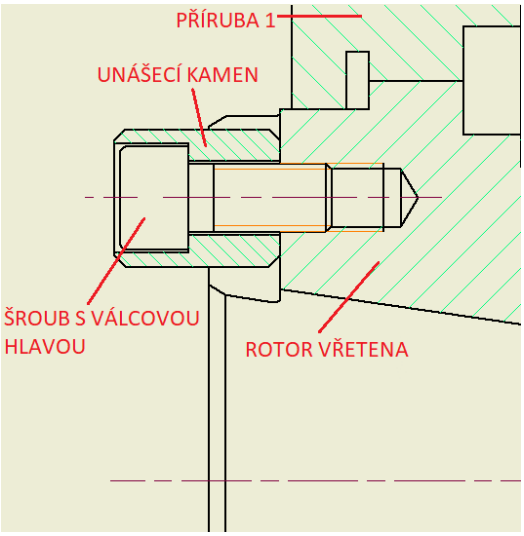
Obr. 29 Popis sestavy vřeteníku

Vřeteno se skládá z těchto částí: unášecí kameny, šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem, rotor vřetena, přední skupina ložisek A, zadní skupina ložisek B, kroužky, KMTA matice, příruby, tubus, enkodér, kolo enkodéru a válcové kolíky (viz obr.30).



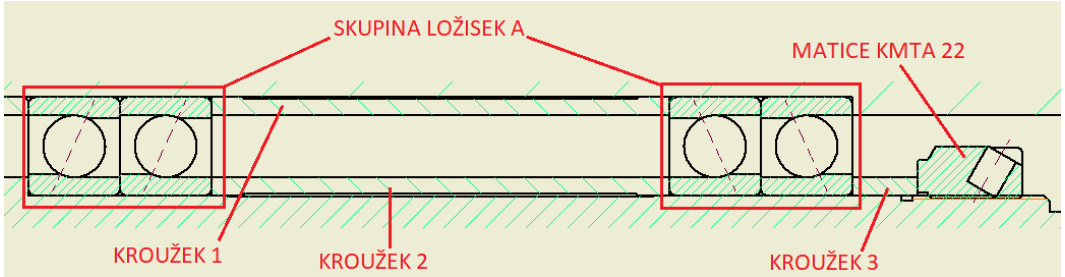
Obr. 30 Popis vřetena

Základní částí konstrukce je rotor vřetena z oceli 14 220. Na čele rotoru jsou upevněny dva unášecí kameny pomocí dvou šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M12x25 (viz obr.31).



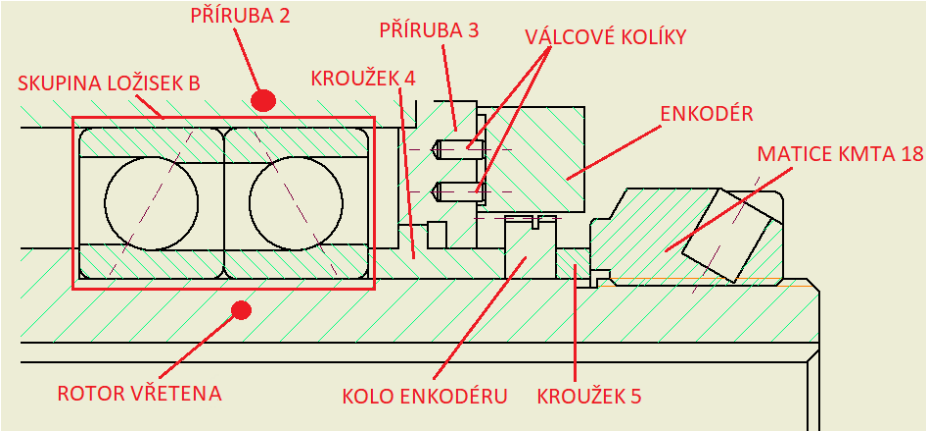
Obr. 31 Upevnění unášecích kamenů ve vřeteni

Uložení je provedeno pomocí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem mazaných tukem. Tento způsob mazání přináší jednodušší konstrukci, nízké tření, nižší náklady na systém a možnost mazání „for-life“ (po celou dobu životnosti). [7] Přední uložení (skupina ložisek A) tvoří čtveřice radiálně-axiálních ložisek s kosoúhlým stykem typu XCB7022-E-T-P4S o vnitřním průměru 110 mm od firmy FAG. Uspořádání je vidět na obr. 32. Vzdálenost mezi těmito dvojicemi je rovna pětinásobku šířky ložiska a je zajištěna pomocí kroužků z oceli 11 500. Axiální upnutí ložisek pro nastavení lehkého předpětí je realizováno maticí KMTA 22. Ložiska tohoto typu jsou s keramickými kuličkami a proto je jejich cena také vyšší. Tato varianta byla zvolena, protože bylo třeba, aby skupina ložisek A vydržela velké zatížení a zároveň zvládla i vysoké otáčky. Klasická ložiska s ocelovými kuličkami by sice vyhovovala únosností, ale již by nestačila otáčkami. Další možnost byla zvolit větší průměr, avšak to by s sebou neslo i zvětšení zástavbových rozměrů. Byl tedy upřednostněn sice pro dražší, ale zato menší druh ložisek.



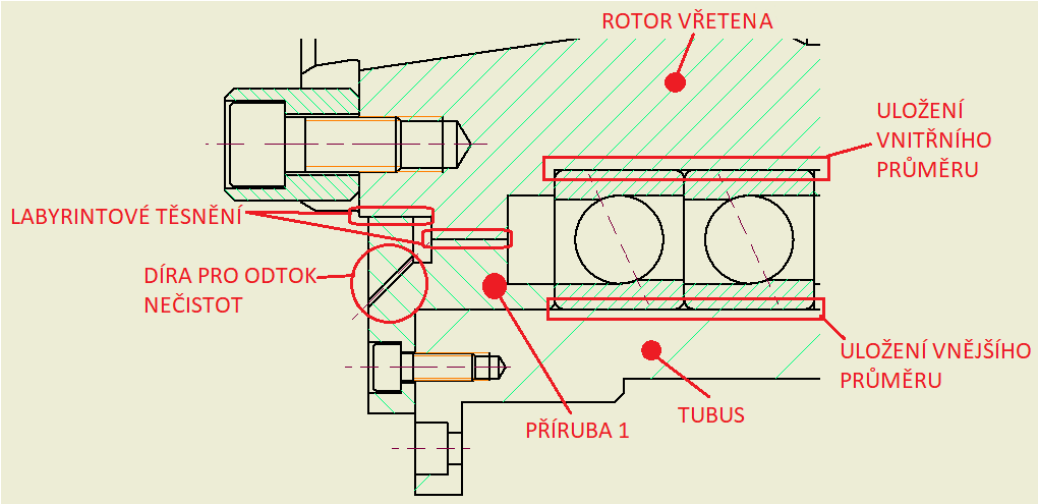
Obr. 32 Uspořádání a způsob předepnutí skupiny ložisek A

Zadní uložení (skupina ložisek B) je realizováno pomocí dvojice radiálních ložisek typu B7018-C-T-P4S o vnitřním průměru 90 mm taktéž od firmy FAG. Matice KMTA 18 zajišťuje lehké předpětí. Uspořádání tohoto uložení je vidět na obr. 33.



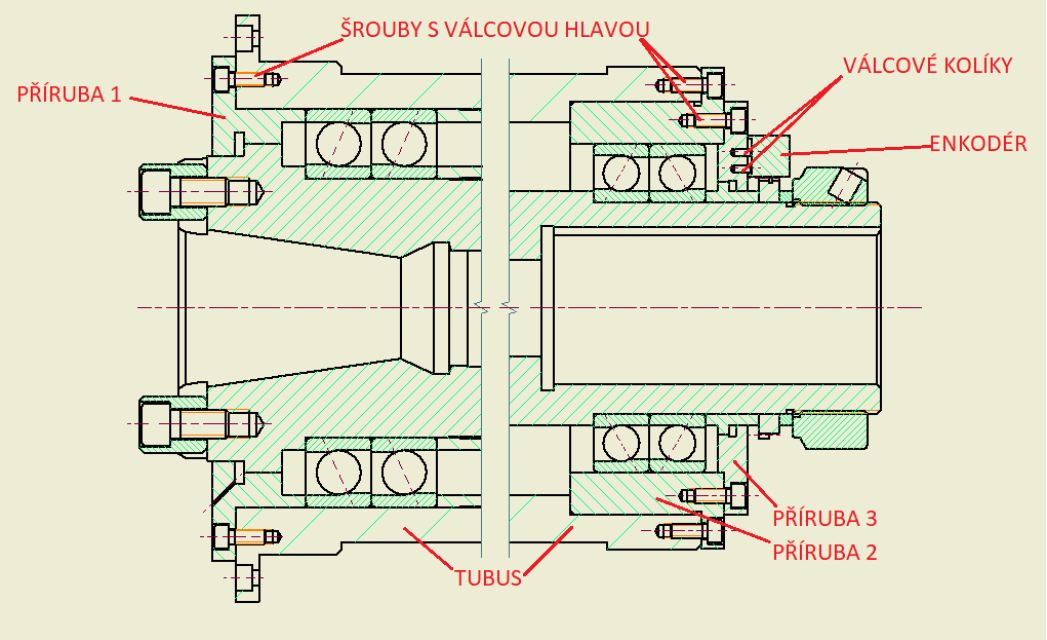
Obr. 33 Uspořádání a způsob předepnutí skupiny ložisek B

Uložení vnitřního průměru skupin ložisek je P4S/js4 a vnějšího H4/p4s. Obě skupiny ložisek mají předepnutí lehké. Těsnění je labyrintové s mezerou 0,02 mm a v přední přírubě 1 je vyvrtaná díra o průměru 2 mm pod úhlem 45° pro případný odtok nečistot (viz obr.34).



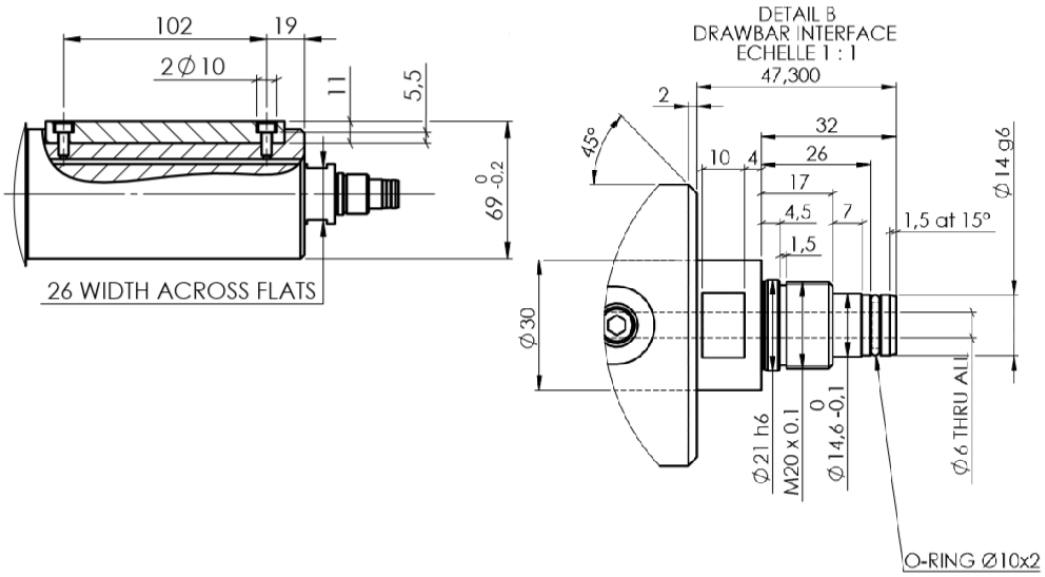
Obr. 34 Uložení ložisek, labyrintové těsnění a díra pro odtok nečistot

Celou sestavu vřetena uzavírá tubus, připevněný k přírubám šesti šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6x16 (viz obr.35). Příruby jsou z oceli 11 500. V zadní části jsou dvě příruby (2 a 3) upevněné navzájem k sobě rovněž šesti šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6x16. Na zadní přírubě 3 je ještě umístěn enkodér dvěma válcovými kolíky o rozměru 3m6x8 (viz obr.35) a dvěma šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M3x20. Šrouby se nacházejí v dolních rozích enkodéru mimo rovinu řezu, tudíž nejsou na obrázku 35 viditelné.

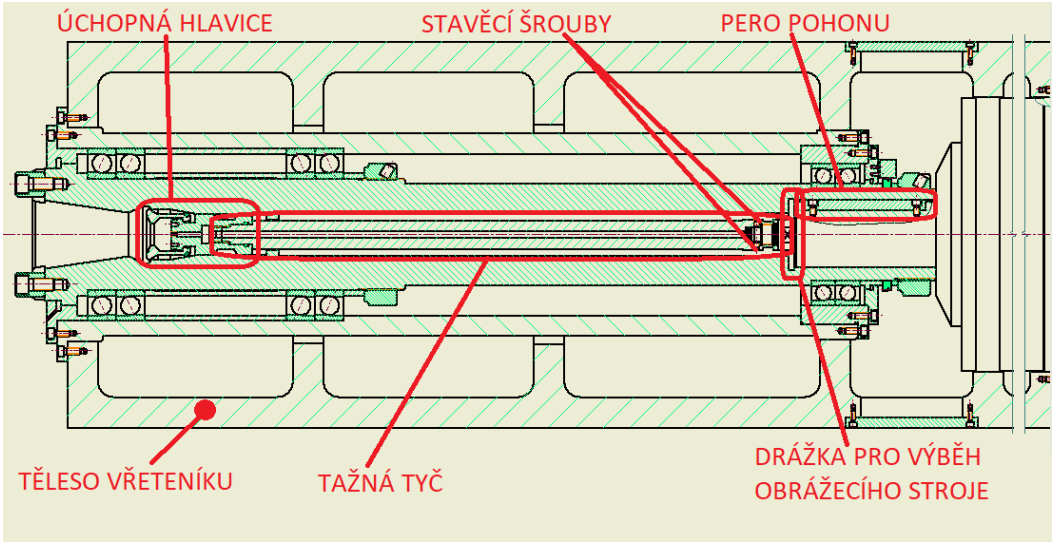


Obr. 35 Upevnění tubusu k přírubám

Kroutící moment přenáší pero o délce 120 mm usazené na hřídeli pohonu o průměru 65 mm (viz obr.37) s uložením ve vřeteni E7/m6. Za drážkou pro pero ve vřeteni se nachází drážka pro výběh obrážecího stroje při výrobě. Na výstupní hřídel pohonu je namontována tažná tyč, pojištěná dvěma stavěcími šrouby s vnitřním šestihranem M5x6, jdoucí skrze celý rotor vřetena a na jejímž konci je upevněná úchopná hlavice ISO 50 (viz obr.37). Středem tyče je dopravována chladící kapalina.

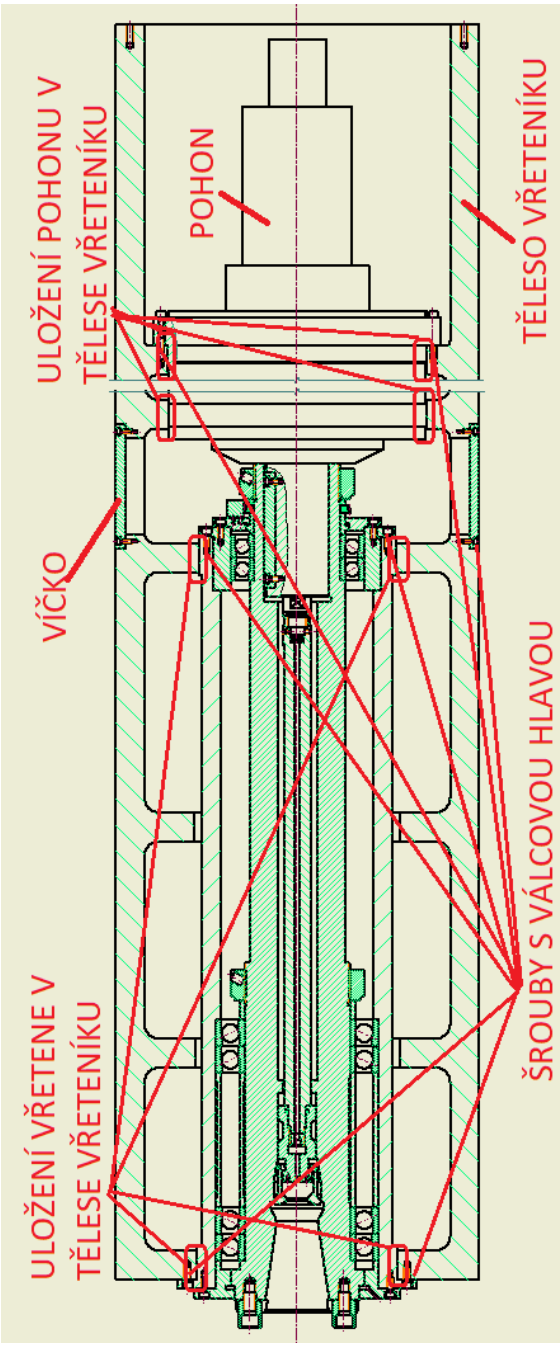


Obr. 36 Rozhraní výstupního hřídele pohonné jednotky s perem (vlevo) a výstupní rozhraní k napojení tažné tyče a k dopravování chladící kapaliny (vpravo) [13]



Obr. 37 Popis pozic pera, tažné tyče a úchopné hlavice

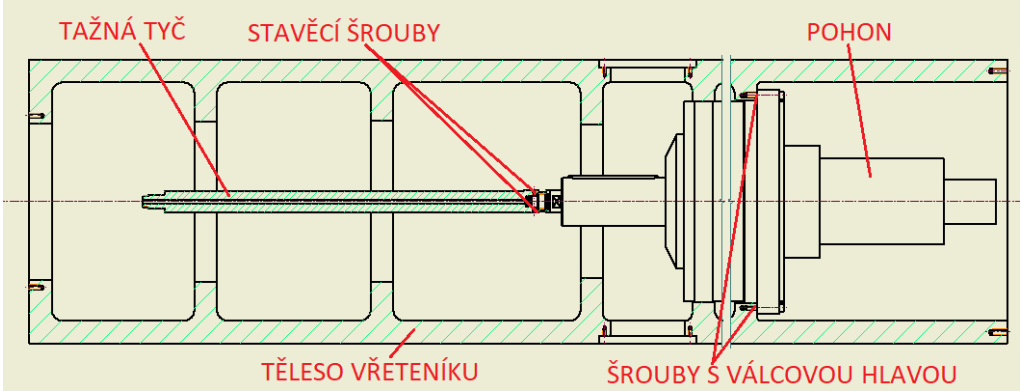
Pohon (na obr.38 zkrácen přerušením) je s vřetenem uložen pokaždé na dvou žebrech v tělese vřeteníku a upevněn šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6. Pohon je upevněn šestnácti M6x45 a vřeteno šesti M6x16. Těleso vřeteníku je odlitek z oceli 11 500 s čtyřhrannou podstavou o délce hrany 380 mm a tloušťce stěny 30 mm. Uložení žeber ve vřetenu je H6/h5 a v pohonu H7/h6. Víčka jsou celkem tři – nahoře, z boku a dole. Upevněna jsou pokaždé čtyřmi šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M4x12 (viz obr.38).



Obr. 38 Upevnění a uložení vřetena a pohonu v tělese vřeteníku a víček

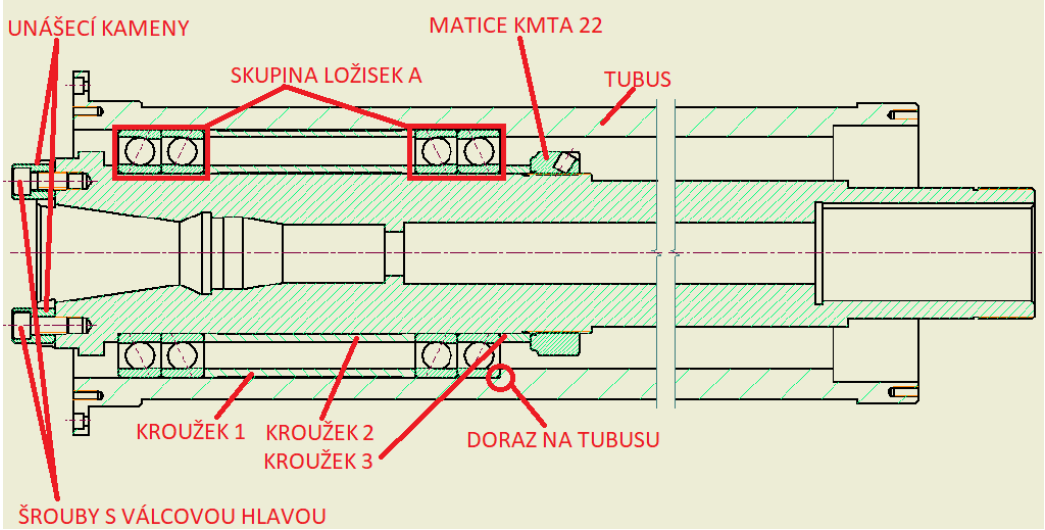
6 Postup montáže

Na výstupní hřídel pohonu se namontuje tažná tyč a pojistí se dvěma stavěcími šrouby s vnitřním šestihranem M5x6. Dále se pohonná jednotka zasune do vřeteníku a upevní šestnácti šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M6x45 (viz obr.39).



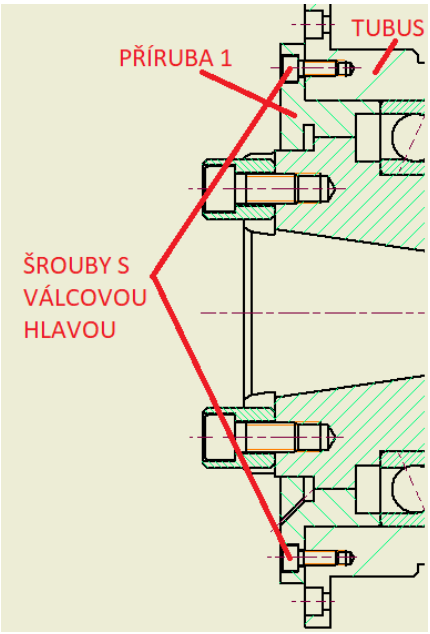
Obr. 39 Montáž pohonné jednotky s tažnou tyčí ve vřeteníku

Na rotor vřetena se nasadí přední skupina ložisek A, kroužky 1,2 a 3. Přední uložení se předepne přesnou maticí KMTA 22. Na čelo vřetena se umístí do drážek dva unášecí kameny pomocí dvou šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M12x25. Dále se nasune tubus až po doraz na skupinu ložisek A (viz obr.40).



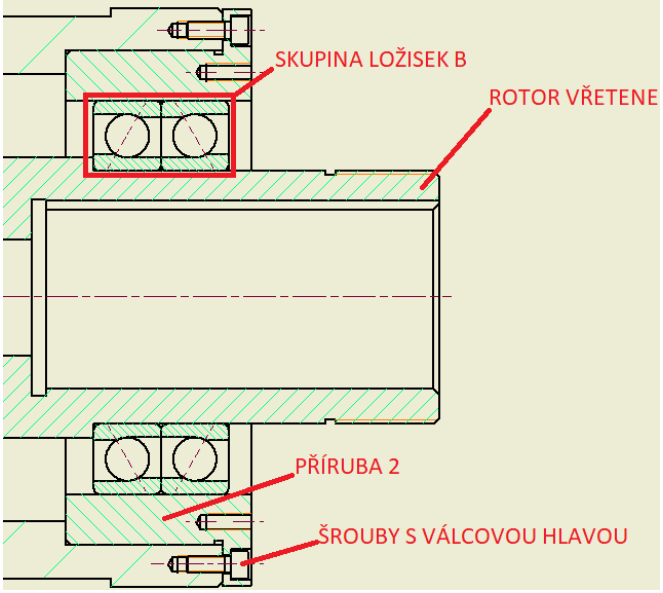
Obr. 40 Montáž skupiny ložisek A a unášecích kamenů

Přední skupina ložisek A se utěsní připevněním přední příruby 1 šesti šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6x16 k tubusu (viz obr.41).



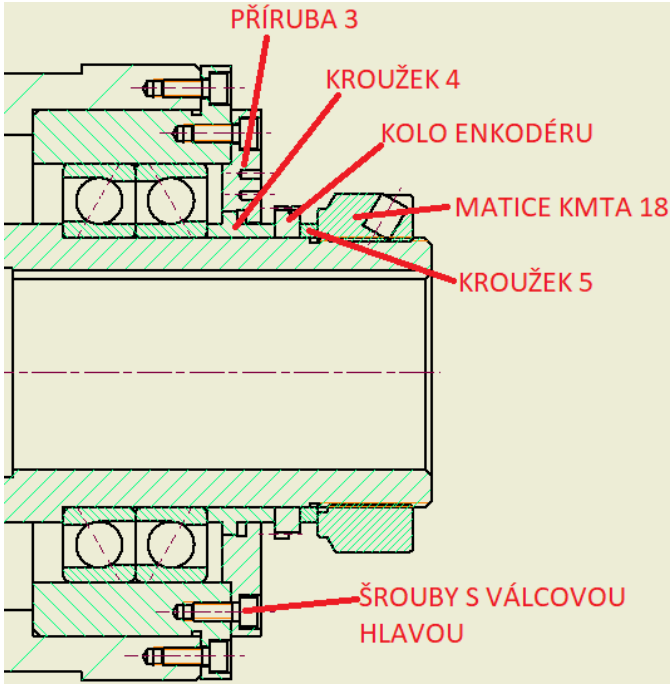
Obr. 41 Montáž příruby 1 k tubusu

Poté se na rotor vřetena nasune skupina ložisek B, nad ně příruba 2 a ta se k tubusu upevní opět pomocí totožného počtu a stejného typu šroubů jako příruba 1 (viz obr.42).



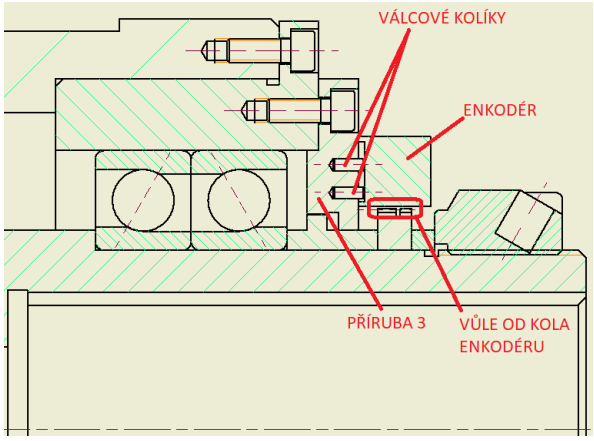
Obr. 42 Montáž příruby 2 k tubusu

Následně se za skupinu ložisek B umístí kroužek 4, příruba 3, kolo enkodéru, kroužek 5 a nakonec matice KMTA 18. Příruba 3 bude s přírubou 2 spojena opět šesti šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M6x16 (viz obr.43).

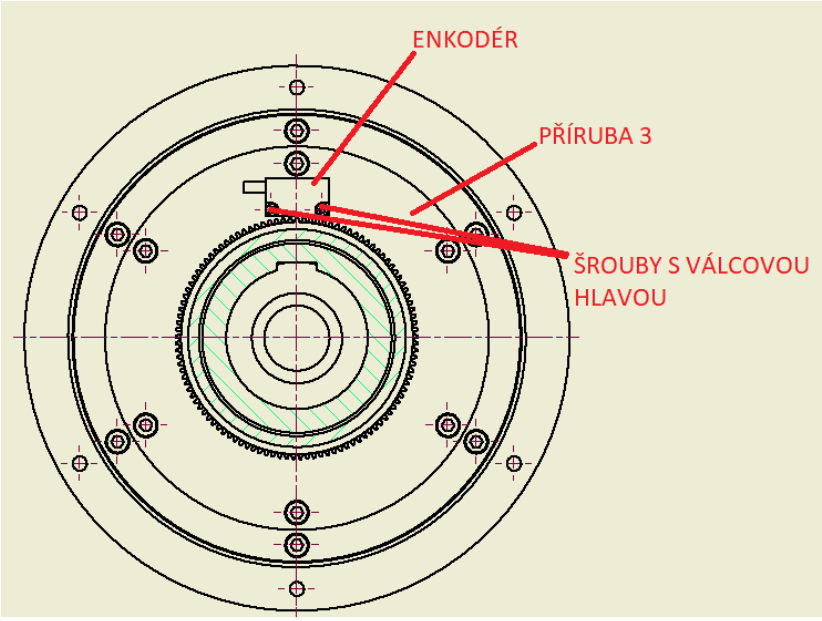


Obr. 43 Montáž příruby 3 a kola enkodéru

Válcové kolíky velikosti 3m6x8se připraví do děr v přírubě 3 a nasadí se na ně enkodér (viz obr.44), který se upevní na přírubu 3 pomocí dvou šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M3x20 (viz obr.45). Pro správnou funkci enkodéru je nutné nastavit vůli 0,5 ± 0,02 mm mezi ním a kolem enkodéru.

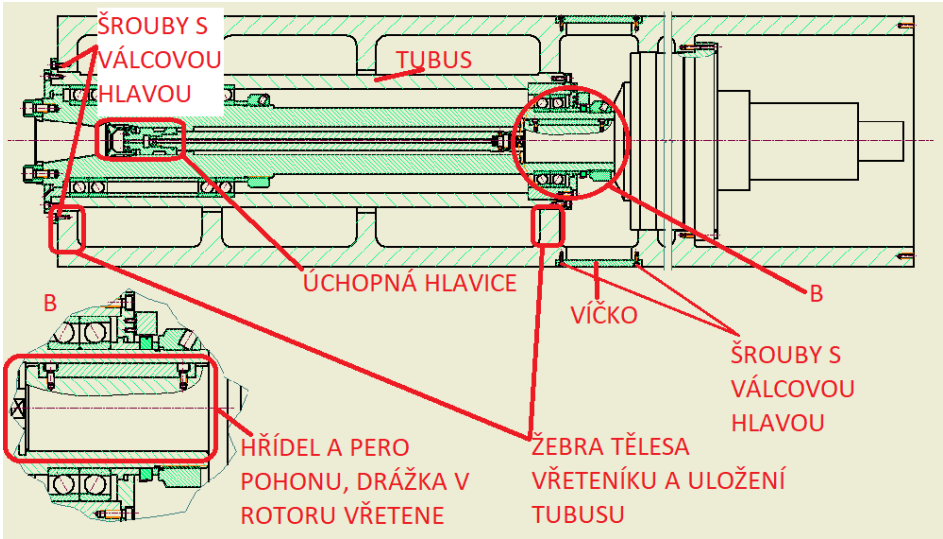


Obr. 44 Montáž enkodéru pomocí válcových kolíků



Obr. 45 Upevnění enkodéru pomocí šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem

Celé takto sestavené vřeteno se zasune do tělesa vřeteníku tak, aby výstupní hřídel a pero pohonu sedly do náboje a drážky na konci rotoru vřetena. Montážně k tomu pomohou tři předpřipravené díry v tělese vřeteníku, sloužící k prostrčení ruky a klíče. Dále musí být uložen tubus v žebrech tělesa vřeteníku. Poté se vřeteno upevní k vřeteníku šesti šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6x16. Následně se našroubuje úchopná hlavice ISO 50. Nakonec se díry zakryjí třemi víčky a upevní pokaždé čtyřmi šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem (viz obr.46).



Obr. 46 Montáž vřetena do tělesa vřeteníku

7 Návrhové a kontrolní výpočty

Návrhové výpočty se provádí tak, že je pro každý stav vypočítána tečná, radiální a axiální řezná síla. Pomocí vzdáleností určených v kapitole 4.3 (vzdálenost působení řezných sil od čela vřetena, …) se spočítají reakce v ložiskách a z těch následně ekvivalentní zatížení, které bude mít vliv na trvanlivost ložiska. Dále se provede kontrola pera pohonné jednotky a kontrola na krut.

7.1 Síly a reakce v pracovním stavu 1

Nejprve určíme otáčky nástroje, které zajistí využití dostupného momentu při typické řezné rychlosti. Následné určíme průměr nástroje, který zajistí využití instalovaného kroutícího momentu.

Pro pracovní stav 1 je znám kroutící moment $M_{k1} = 1235\ Nm$, výkon $P_1 = 38\,800\ W$ a řezná rychlost $v_{c1} = 200\ m/min$. Zvolená řezná rychlost odpovídá výkonnému obrábění oceli nástroji s vyměnitelnými břitovými destičkami. Spočítají se otáčky.

$$n_1 = \frac{60 * P_1}{2\pi * M_{k1}} \tag{1}$$

$$n_1 = \frac{60 * 38\,800}{2\pi * 1235} = 300\ /min$$

Z otáček a řezné rychlosti lze vypočítat průměr nástroje.

$$D_1{}' = \frac{v_{c1}}{\pi * n_1} \tag{2}$$

$$D_1{}' = \frac{200}{\pi * 300} = 0{,}212\ m$$

Pro další výpočty je uvažován standardní průměr nástroje $D_1 = 0{,}2\ m$. Pomocí něj se určí tečná řezná síla.

$$F_{T1} = \frac{2 * M_{k1}}{D_1} \tag{3}$$

$$F_{T1} = \frac{2 * 1235}{0{,}2} = 12\,350\ N$$

Výpočet zbývajících řezných sil vychází z jejich přibližného poměru.

$$F_T : F_R : F_{AX} = 4 : 2 : 1 \quad [1] \tag{4}$$

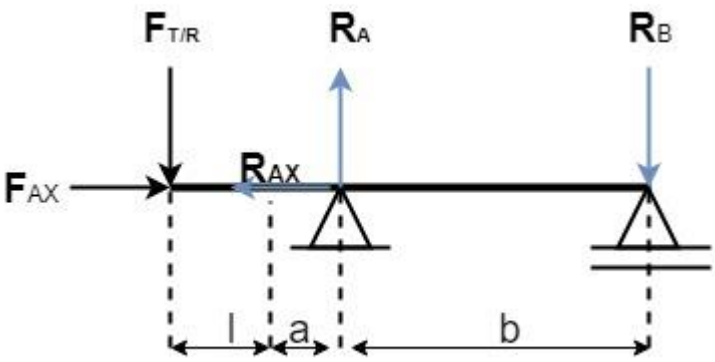
$$F_{R1} = \frac{F_{T1}}{2} \tag{5}$$

$$F_{R1} = \frac{12\,350}{2} = 6\,175\ N$$

$$F_{AX1} = \frac{F_{T1}}{4} \tag{6}$$

$$F_{AX1} = \frac{12\,350}{4} = 3\,088\ N$$

Nyní jsou již známé hodnoty velikostí třech řezných sil pro první pracovní stav. Vřeteno je ve své podstatě nosník na dvou podporách, z nichž je jedna pevná a druhá posuvná (radiálně-axiální a radiální ložisko). Schématické zjednodušení i s působením řezných sil a reakcemi v ložiskách je zobrazeno na obr. 47. Vzdálenost „l“ představuje působení řezných sil od čela vřetena, délka „a“ je od čela vřetena k přednímu uložení a „b“ značí délku od předního k zadnímu uložení. Hodnoty těchto veličin jsou popsány v kapitole 4.3. Ze statiky se vyjádří vzorce pro velikosti jednotlivých reakcí a dosazením hodnot délek a řezných sil se reakce dopočítají.



Obr. 47 Schéma působení řezných sil a reakcí v ložiskách

Velikost axiální reakce ve skupině ložisek A (v předních ložiskách) se rovná přímo velikosti axiální řezné síly.

$$R_{AX1} = F_{AX1} = 3\,088\ N \tag{7}$$

Radiální reakci ve skupině ložisek A od tečné řezné síly lze vypočíst z následující rovnice.

$$R_{AT1} = \frac{F_{T1} * (l + a + b)}{b} \tag{8}$$

$$R_{AT1} = \frac{12\,350 * (200 + 180{,}5 + 610)}{610} = 20\,054\ N$$

Pro výpočet velikosti druhé radiální reakce vznikající ve skupině ložisek A se použije stejný vzorec jako (8) s tím rozdílem, že místo tečné síly je dosazena síla radiální.

$$R_{AR1} = \frac{F_{R1} * (l + a + b)}{b} \tag{9}$$

$$R_{AR1} = \frac{6\,175 * (200 + 180{,}5 + 610)}{610} = 10\,027\ N$$

Jelikož je skupina ložisek B jen radiální, nebude přenášet žádnou axiální sílu. Radiální reakce se spočítají stejným způsobem jako pro skupinu ložisek A.

$$R_{BT1} = \frac{F_{T1} * (l + a)}{b} \tag{10}$$

$$R_{BT1} = \frac{12\,350 * (200 + 180{,}5)}{610} = 7\,704\ N$$

$$R_{BR1} = \frac{F_{R1} * (l + a)}{b} \tag{11}$$

$$R_{BR1} = \frac{6\,175 * (200 + 180{,}5)}{610} = 3\,852\ N$$

Ke zjištění velikosti výsledné radiální reakce se musí dílčí radiální reakce vznikající od tečné a radiální řezné síly geometricky sečíst.

$$R_{A1} = \sqrt{R_{AT1}^2 + R_{AR1}^2} \tag{12}$$

$$R_{A1} = \sqrt{20\,054^2 + 10\,027^2} = 22\,421\ N$$

$$R_{B1} = \sqrt{R_{BT1}^2 + R_{BR1}^2} \tag{13}$$

$$R_{B1} = \sqrt{7\,704^2 + 3\,852^2} = 8\,613\ N$$

7.2 Síly a reakce v pracovním stavu 2

Opět se stejnými požadavky jako ve stavu 1 určíme vhodný nástroj využívající dostupný výkon a kroutící moment.

V pracovním stavu 2 jsou známé otáčky $n_2 = 1000\ /min$, výkon $P_2 = 38\,800\ W$ a řezná rychlost $v_{c2} = 220\ m/min$. Zvolená řezná rychlost odpovídá výkonovému frézování oceli frézovací hlavou menšího průměru. Dopočítá se kroutící moment.

$$M_{k2} = \frac{P_2}{2\pi * \frac{n_2}{60}} \tag{14}$$

$$M_{k2} = \frac{38\,800}{2\pi * \frac{1000}{60}} = 371\ Nm$$

Z otáček a řezné rychlosti se opět vypočítá průměr nástroje.

$$D_2{}' = \frac{v_{c2}}{\pi * n_2} \tag{15}$$

$$D_2{}' = \frac{220}{\pi * 1000} = 0{,}07\ m$$

Pro další výpočty bude uvažován průměr nástroje $D_2 = 0{,}063\ m$. Řezné síly a reakce se určí již stejným způsobem a rovnicemi jako v předchozím pracovním stavu, jen s dosazením jiných hodnot.

$$F_{T2} = \frac{2 * M_{k2}}{D_2} \tag{16}$$

$$F_{T2} = \frac{2 * 371}{0{,}063} = 11\,762\ N$$

$$F_{R2} = \frac{F_{T2}}{2} \tag{17}$$

$$F_{R2} = \frac{11\,762}{2} = 5\,881\ N$$

$$F_{AX2} = \frac{F_{T2}}{4} \tag{18}$$

$$F_{AX2} = \frac{11\,762}{4} = 2\,941\ N$$

$$R_{AX2} = F_{AX2} = 2\,941\ N \tag{19}$$

$$R_{AT2} = \frac{F_{T2} * (l + a + b)}{b} \tag{20}$$

$$R_{AT2} = \frac{11\,762 * (200 + 180{,}5 + 610)}{610} = 19\,099\ N$$

$$R_{AR2} = \frac{F_{R2} * (l + a + b)}{b} \tag{21}$$

$$R_{AR2} = \frac{5\,881 * (200 + 180{,}5 + 610)}{610} = 9\,550\ N$$

$$R_{BT2} = \frac{F_{T2} * (l + a)}{b} \tag{22}$$

$$R_{BT2} = \frac{11\,762 * (200 + 180{,}5)}{610} = 7\,337\ N$$

$$R_{BR2} = \frac{F_{R2} * (l + a)}{b} \tag{23}$$

$$R_{BR2} = \frac{5\,881 * (200 + 180{,}5)}{610} = 3\,668\ N$$

$$R_{A2} = \sqrt{R_{AT2}^2 + R_{AR2}^2} \tag{24}$$

$$R_{A2} = \sqrt{19\,099^2 + 9\,550^2} = 21\,354\ N$$

$$R_{B2} = \sqrt{R_{BT2}^2 + R_{BR2}^2} \tag{25}$$

$$R_{B2} = \sqrt{7\,337^2 + 3\,668^2} = 8\,203\ N$$

7.3 Síly a reakce v pracovním stavu 3

Pro pracovní stav 3 se vychází ze stejných veličin jako v pracovním stavu 2. Otáčky jsou $n_3 = 6000\ /min$, výkon $P_3 = 36\,250\ W$ a řezná rychlost $v_{c3} = 270\ m/min$. Dopočítá se kroutící moment M_{k3}.

$$M_{k3} = \frac{P_3}{2\pi * \frac{n_3}{60}} \tag{26}$$

$$M_{k3} = \frac{36\,250}{2\pi * \frac{6000}{60}} = 57{,}69\ Nm$$

Z otáček a řezné rychlosti lze určit průměr nástroje.

$$D_3{}' = \frac{v_{c3}}{\pi * n_3} \tag{27}$$

$$D_3{}' = \frac{270}{\pi * 6000} = 0{,}014\ m$$

Pro další výpočty bude uvažován průměr nástroje $D_3 = 0{,}012\ m$. Postup výpočtů bude opět stejný jako u předchozích dvou pracovních stavů.

$$F_{T3} = \frac{2 * M_{k3}}{D_3} \tag{28}$$

$$F_{T3} = \frac{2 * 57{,}69}{0{,}012} = 9\ 616\ N$$

Nutno podotknout, že výsledná síla F_{T3} je velmi teoretická hodnota využívaná pro dimenzování ložisek. Pokud by se touto silou zatížil nástroj o průměru 12 mm, s největší pravděpodobností by došlo k jeho ulomení.

$$F_{R3} = \frac{F_{T3}}{2} \tag{29}$$

$$F_{R3} = \frac{9\ 616}{2} = 4\ 808\ N$$

$$F_{AX3} = \frac{F_{T3}}{4} \tag{30}$$

$$F_{AX3} = \frac{9\ 616}{4} = 2\ 404\ N$$

$$R_{AX3} = F_{AX3} = 2\ 404\ N \tag{31}$$

$$R_{AT3} = \frac{F_{T3} * (l + a + b)}{b} \tag{32}$$

$$R_{AT3} = \frac{9\ 616 * (200 + 180{,}5 + 610)}{610} = 15\ 614\ N$$

$$R_{AR3} = \frac{F_{R3} * (l + a + b)}{b} \tag{33}$$

$$R_{AR3} = \frac{4\ 808 * (200 + 180{,}5 + 610)}{610} = 7\ 807\ N$$

$$R_{BT3} = \frac{F_{T3} * (l + a)}{b} \tag{34}$$

$$R_{BT3} = \frac{9\ 616 * (200 + 180{,}5)}{610} = 5\ 998\ N$$

$$R_{BR3} = \frac{F_{R3} * (l + a)}{b} \tag{35}$$

$$R_{BR3} = \frac{4\,808 * (200 + 180{,}5)}{610} = 2\,999\ N$$

$$R_{A3} = \sqrt{R_{AT3}^2 + R_{AR3}^2} \tag{36}$$

$$R_{A3} = \sqrt{15\,614^2 + 7\,807^2} = 17\,456\ N$$

$$R_{B3} = \sqrt{R_{BT3}^2 + R_{BR3}^2} \tag{37}$$

$$R_{B3} = \sqrt{5\,998^2 + 2\,999^2} = 6\,706\ N$$

7.4 Průměrné otáčky, ekvivalentní zatížení

časové využití pracovního stavu 1	50 %
časové využití pracovního stavu 2	30 %
časové využití pracovního stavu 3	20 %

Tab. 7.4 Časová využití jednotlivých stavů

Průměrné otáčky se zjistí ze vztahu, ve kterém figurují otáčky jednotlivých pracovní stavů a procentuální časová využití.

$$n_{pr} = n_1 * q_1 + n_2 * q_2 + n_3 * q_3 \tag{38}$$

$$n_{pr} = 300 * 0{,}5 + 1000 * 0{,}3 + 6000 * 0{,}2 = 1650\ /min$$

Pro přední skupinu ložisek A se musí zvlášť spočítat ekvivalentní axiální a radiální zatížení. K axiální síle je nutné připočíst ještě sílu od lehkého předpětí, která má hodnotu $F_{přA} = 479\ N$.

$$F_{LAax} = \sqrt[3]{q_1 * R_{AX1}^3 + q_2 * R_{AX2}^3 + q_3 * R_{AX3}^3} + F_{přA} \tag{39}$$

$$F_{LAax} = \sqrt[3]{0{,}5 * 3\,088^3 + 0{,}3 * 2\,941^3 + 0{,}2 * 2\,404^3} + 479 = 3\,408\ N$$

$$F_{LAr} = \sqrt[3]{q_1 * R_{A1}^3 + q_2 * R_{A2}^3 + q_3 * R_{A3}^3} \tag{40}$$

$$F_{LAr} = \sqrt[3]{0{,}5 * 22\,421^3 + 0{,}3 * 21\,354^3 + 0{,}2 * 17\,456^3} = 21\,268\ N$$

Nyní se určí poměr těchto dvou zatížení. Jelikož mají ložiska A stykový úhel 25°, tak pro poměr platí následující vztahy:

$$\frac{F_{LAax}}{F_{LAr}} \leq 1{,}31 \rightarrow P_{0A} = F_{LAr} \quad [7] \tag{41}$$

$$\frac{F_{LAax}}{F_{LAr}} > 1{,}31 \rightarrow P_{0A} = 0{,}5 * F_{LAr} + 0{,}38 * F_{LAax} \; [7] \tag{42}$$

Poměr pro skupinu A je:

$$\frac{F_{LAax}}{F_{LAr}} = \frac{3\,408}{21\,268} = 0{,}16 \tag{43}$$

Tudíž za celkové ekvivalentní zatížení ložisek A se uvažuje dle rovnice (41) jen ekvivalentní radiální zatížení.

$$P_{0A} = F_{LAr} = 21\,268 \text{ N} \tag{44}$$

Zadní skupina ložisek B je pouze radiální. Axiální síla je zde pouze od předpětí. Velikost této síly je $F_{\check{p}rB} = 440\,N$. Vypočítá se opět ekvivalentní radiální a axiální zatížení.

$$F_{LBax} = F_{\check{p}rB} = 440\,N \tag{45}$$

$$F_{LBr} = \sqrt[3]{q_1 * R_{B1}^3 + q_2 * R_{B2}^3 + q_3 * R_{B3}^3} \tag{46}$$

$$F_{LBr} = \sqrt[3]{0{,}5 * 8\,613^3 + 0{,}3 * 8\,203^3 + 0{,}2 * 6\,706^3} = 8\,170\,N$$

Opět se určí poměr těchto dvou zatížení. Skupina ložisek B má stykový úhel 15°. Pro poměr platí následující rovnice:

$$\frac{F_{LBax}}{F_{LBr}} \leq 1{,}09 \rightarrow P_{0B} = F_{LBr} \quad [7] \tag{47}$$

$$\frac{F_{LBax}}{F_{LBr}} > 1{,}09 \rightarrow P_{0B} = 0{,}5 * F_{LBr} + 0{,}46 * F_{LBax} \; [7] \tag{48}$$

Poměr pro skupinu B je:

$$\frac{F_{LBax}}{F_{LBr}} = \frac{440}{8\,170} = 0{,}05 \tag{49}$$

Z výsledného poměru lze uvažovat za celkové ekvivalentní zatížení skupiny ložisek B dle rovnice (47) jen ekvivalentní radiální zatížení.

$$P_{0B} = F_{LBr} = 8\,170 \text{ N} \tag{50}$$

7.5 Kontrola trvanlivosti ložisek a dosažitelných otáček

Trvanlivost v hodinách se určí z ekvivalentního zatížení, dynamické únosnosti a průměrných otáček. Jednotlivá ložiska skupiny A mají dynamickou únosnost $C_{dynA} = 160\,000\ N$ a uspořádání dle obr.32. Dle katalogu se předpokládá, že nejvíce zatěžované ložisko ze skupiny A přenese 60 % zátěže. Hodnota zatížení pro něj tedy bude:

$$P_{0A1} = 0{,}6 * P_{OA} \tag{51}$$

$$P_{0A1} = 0{,}6 * 21\,268 = 12\,761\ N$$

Trvanlivost skupiny ložisek A v hodinách se poté vypočítá dle následujícího vzorce.

$$L_{10hA} = (\frac{C_{dynA}}{P_{0A1}})^3 * \frac{1\,000\,000}{60 * n_{pr}} \tag{52}$$

$$L_{10hA} = \left(\frac{160\,000}{12\,761}\right)^3 * \frac{1\,000\,000}{60 * 1\,650} = 19\,911\ hod$$

Maximální otáčky jednoho ložiska A jsou $n_A = 10\,000\ /min$, avšak ve skupinovém uspořádání se tyto otáčky zmenší. Redukční faktor v případě skupiny A je $k_A = 0{,}8$. Spočítají se otáčky skupiny A.

$$n_{skA} = n_A * k_A \tag{53}$$

$$n_{skA} = 10\,000 * 0{,}8 = 8000/min$$

Skupina ložisek A tedy vyhovuje požadavku na minimální trvanlivost 10 000 hodin i na minimální otáčky 6000 /min.

Jednotlivá ložiska ze skupiny B mají dynamickou únosnost $C_{dynB} = 76\,500\ N$ a uspořádání dle obr.33. Předpokládá se opět, že nejvíce zatěžované ložisko přenese 60 % celkové zátěže.

$$P_{0B1} = 0{,}6 * P_{OB} \tag{54}$$

$$P_{0B1} = 0{,}6 * 8\,170 = 4\,902\ N$$

Pro zjištění trvanlivosti skupiny ložisek B je použit stejný vzorec jako u skupiny předchozí.

$$L_{10hB} = (\frac{C_{dynB}}{P_{0B1}})^3 * \frac{1\,000\,000}{60 * n_{pr}} \tag{55}$$

$$L_{10hB} = \left(\frac{76\,500}{4\,902}\right)^3 * \frac{1\,000\,000}{60 * 1\,650} = 38\,389\ hod$$

Maximální otáčky jednoho ložiska ze skupiny B jsou $n_B = 9\,500\ /min$. Redukční faktor pro skupinu ložisek B je $k_B = 0{,}75$. Spočítají se otáčky skupiny.

$$n_{skB} = n_B * k_B \tag{56}$$

$$n_{skB} = 9\,500 * 0{,}75 = 7\,125\ /min$$

Skupina ložisek B také vyhovuje požadavku na minimální trvanlivost i na minimální otáčky.

7.6 Kontrola pera

Kroutící moment je přenášen pomocí pera, které je již zabudované v pohonné jednotce od výrobce. Má nenormalizovanou délku $l_p = 120\ mm$, je usazeno na hřídeli o průměru $d_h = 65\ mm$, šířku $b_p = 18\ mm$ a výšku $h_p = 11\ mm$. Aktivní délka pera je $l_p^{'} = 102\ mm$. Největší kroutící moment působí v pracovním stavu 1. Jeho velikost je $M_{k1} = 1235\ Nm$ a ve výpočtu se vynásobí tisícem, aby výsledek vyšel v jednotkách „N/mm^2“. Kontrola bude prováděna právě s tímto momentem. Nejdříve se provede kontrola na otlačení. Dovolený tlak je $p_D = 80\ N/mm^2$.[11]

$$p_p = \frac{4 * M_{k1}}{d_h * h_p * l_p^{'}} \tag{57}$$

$$p_p = \frac{4 * 1\,235 * 1\,000}{65 * 11 * 102} = 67{,}7\ N/mm^2$$

Z výpočtu vyšlo, že $p_p \leq p_D$ a pero tak vyhovělo kontrole na otlačení. Nyní se ještě provede kontrola na střih. Dovolené smykové napětí je $\tau_D = 75\ N/mm^2$. [11]

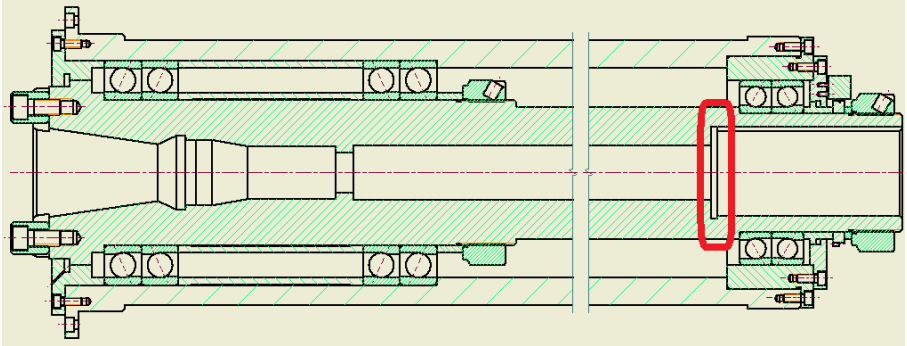
$$\tau_p = \frac{2 * M_{k1}}{b_p * l_p * d_h} \tag{58}$$

$$\tau_p = \frac{2 * 1\,235 * 1\,000}{18 * 120 * 65} = 17{,}6\ N/mm^2$$

Hodnota výsledného smykového napětí vyšla menší než hodnota dovolená - $\tau_p \leq \tau_D$ a pero tímto vyhovělo i kontrole na střih.

7.7 Kontrola rotoru vřetena na krut

Kontrola na krut je prováděna pro rotor vřetena v nejužším místě, tj. ve výběhu pro obrážecí stroj za drážkou pro pero (viz obr.47).



Obr. 48 Místo provádění kontroly na krut

Jako zátěžný kroutící moment je uvažován ten v prvním pracovním stavu, poněvadž je největší - $M_{k1} = 1235\ Nm$. Materiál rotoru vřetena je ocel 14 220, má hodnotu dovoleného napětí pro statický krut $\tau_{kD} = 250\ N/mm^2$. [11] Průměr výběhu pro obrážecí stroj je $d_v = 70\ mm$ a vnější průměr vřetena v kontrolovaném místě se rovná $D_v = 100\ mm$. Spočítá se smykové napětí v krutu.

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi * D_v^3}{16} * \left[1 - (\frac{d_v}{D_v})^4\right]} \tag{59}$$

$$\tau_k = \frac{1\,235 * 1\,000}{\frac{\pi * 100^3}{16} * \left[1 - (\frac{70}{100})^4\right]} = 8{,}28\ N/mm^2$$

Z výsledku lze usoudit, že $\tau_k \ll \tau_{kD}$ a rotor vřetena tedy vyhověl kontrole na krut.

8 Závěr

Cílem mé práce bylo zkonstruovat funkční vřeteno použitelné k připojení na tříosý horizontální frézovací stroj, například na stroj FUT vyráběné firmou TOS Kuřim.

V rešeršní části jsem se věnoval vřetenům a jejich pohonům, valivým ložiskům a frézovacím strojům. Na vřeteno jsou kladeny nároky především kvůli následné přesnosti výrobku, existuje několik typů a může být poháněno řemenem, ozubenými koly, koaxiálně nebo může mít pohon integrovaný (elektrovřeteno). Valivých ložisek je mnoho druhů. Liší se tvarem valivého elementu a oběžných drah, funkcí (radiálně-axiální, pouze radiální, pouze axiální), velikostí, materiálem valivého elementu atd. Frézovacích strojů je na trhu spousta. Já jsem popsal mnou vybrané stroje většího výkonu – dva od firmy TOS Kuřim a jeden od firmy SORALUCE.

Ve kapitole „Vlastní konstrukce“ jsem popsal mou zadanou pohonnou jednotku od firmy REDEX. Její charakteristika a zadané technologické spektrum mi poskytly základ pro návrhové výpočty. Dále jsem si určil zbytek vstupních parametrů – nástrojové rozhraní, maximální pracovní otáčky, vzdálenost působení řezných sil od čela vřetena atd.

Popsal jsem vlastní typ konstrukce. Přední skupina radiálně-axiálních ložisek A je typu XCB s keramickými kuličkami. Toto ložisko dosahuje vyšších parametrů než klasické s ocelovými kuličkami, ale také dražší. Tuto variantu jsem musel zvolit kvůli nároku na velkou únosnost, zvládnutí vysokých otáček, zachování co nejmenších zástavbových rozměrů a dodržení minimální požadované trvanlivosti. Bylo by možné zvolit ložisko většího vnitřního průměru, ovšem na úkor právě zástavbových rozměrů, což by s sebou neslo například větší hmotnost celé sestavy. Zadní skupina ložisek B je typu B70 s ocelovými kuličkami, což je konstrukčně častější a levnější než typ ložisek u skupiny A. Předepnutí ložisek je řešeno konstrukčně i výrobně nenáročným způsobem – pomocí KMTA matice.

Popsal jsem postup montáže. Celá sestava vřeteníku je smontovatelná a k upevnění jednotlivých částí k sobě jsou použity převážně šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M6 dle ČSN 02 1143.

Ve výpočtové části jsem z technologického spektra vypočítal velikosti tečných, radiálních a axiálních řezných sil ve všech třech pracovních stavech. Z řezných sil jsem poté vypočítal reakce v ložiskách, ekvivalentní zatížení a trvanlivost ložisek. Trvanlivost skupiny ložisek A pro mnou zvolený typ XCB mi vyšla 19 911 hodin. Pro skupinu ložisek B typu B70 tato hodnota vyšla 38 389 hodin. Poté jsem provedl kontrolu pera pohonné jednotky na otlačení a střih a kontrolu rotoru vřetena na krut. Pevnostně obě části vyhověly.

Nakonec jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor Professional 2016 dva sestavné výkresy – sestavu vřetena a sestavu vřeteníku a tři výkresy výrobní – rotoru vřetena, příruby 1 a příruby 2.

9 Seznamy

9.1 Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma měření axiálního (vlevo) a radiálního (vpravo) házení vřetena [1] 16
Obr. 2 Vřeteno s automatickou výměnou nástrojů [3] 16
Obr. 3 Soustružnické vřeteno [4] 17
Obr. 4 Vřeteno vyvrtávačky od firmy Fermat [5] 18
Obr. 5 Přibližné přiřazení typů pohonů podle přenášeného kroutícího momentu a dosahovaných maximálních otáček 19
Obr. 6 Schéma řemenového pohonu [1] 19
Obr.7 Schéma pohonu vřetena dvěma motory a přepínáním přímého/zpřevodovaného náhonu [1] 20
Obr. 8 Schéma koaxiálního pohonu [1] 20
Obr. 9 Schéma integrovaného pohonu [1] 21
Obr. 10 Porovnání předchozích typů valivých ložisek [1] 23
Obr. 11 Různé způsoby dosažení předpětí ložisek [4] 24
Obr. 12 Uspořádání ložisek (zleva) do O, do X a Tandem [7] 24
Obr. 13 Kuličkové ložisko (vlevo) a kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem (vpravo) [4] 25
Obr. 14 Kuličkové ložisko s plovoucím kroužkem [7] 26
Obr. 15 Jednosměrné (vlevo) a obousměrné (vpravo) axiální kuličkové ložisko [4] 26
Obr. 16 Provedení válečkového ložiska [4] 27
Obr. 17 Axiální válečkové ložisko [8] 27
Obr. 18 Axiálně-radiální válečkové ložisko [4] 27
Obr. 19 Jehlové ložisko radiální (vlevo) a axiální (vpravo) [4] 28
Obr. 20 Soudečkové ložisko [4] 29
Obr. 21 Axiální soudečkové ložisko [4] 29
Obr. 22 Kuželíkové ložisko [4] 30
Obr. 23 Axiální kuželíkové ložisko [4] 30
Obr. 24 Toroidní ložisko [4] 31
Obr. 25 Frézovací stroj TOS FUT [9] 32

Obr. 26 Stroj TOS FS [9] ... 33
Obr. 27 Stroj SLP 5000 [10] ... 34
Obr. 28 – Charakteristika pohonu s vyznačenými třemi stavy [13] ... 37
Obr. 29 Popis sestavy vřeteníku ... 38
Obr. 30 Popis vřetena ... 39
Obr. 31 Upevnění unášecích kamenů ve vřeteni ... 40
Obr. 32 Uspořádání a způsob předepnutí skupiny ložisek A ... 41
Obr. 33 Uspořádání a způsob předepnutí skupiny ložisek B ... 41
Obr. 34 Uložení ložisek, labyrintové těsnění a díra pro odtok nečistot ... 42
Obr. 35 Upevnění tubusu k přírubám ... 42
Obr. 36 Rozhraní výstupního hřídele pohonné jednotky s perem (vlevo) a výstupní rozhraní k napojení tažné tyče a k dopravování chladící kapaliny (vpravo) [13] ... 43
Obr. 37 Popis pozic pera, tažné tyče a úchopné hlavice ... 43
Obr. 38 Upevnění a uložení vřetena a pohonu v tělese vřeteníku a víček ... 44
Obr. 39 Montáž pohonné jednotky s tažnou tyčí ve vřeteníku ... 45
Obr. 40 Montáž skupiny ložisek A a unášecích kamenů ... 45
Obr. 41 Montáž příruby 1 k tubusu ... 46
Obr. 42 Montáž příruby 2 k tubusu ... 46
Obr. 43 Montáž příruby 3 a kola enkodéru ... 47
Obr. 44 Montáž enkodéru pomocí válcových kolíků ... 47
Obr. 45 Upevnění enkodéru pomocí šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem ... 48
Obr. 46 Montáž vřetena do tělesa vřeteníku ... 48
Obr. 47 Schéma působení řezných sil a reakcí v ložiskách ... 50
Obr. 48 Místo provádění kontroly na krut ... 59

9.2 Seznam tabulek

Tab. 3.1 Technické parametry stroje TOS FUT [9] ... 32
Tab. 3.2 Technické parametry stroje TOS FS [9] ... 33
Tab. 3.3 Technické parametry stroje SLP 5000 [10] ... 34
Tab. 7.4 Časová využití jednotlivých stavů ... 55

9.3 Seznam použité literatury

[1] KOLÁŘ, Petr. *Podklady pro výuku.* ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STROJNÍ, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2014.

[2] *Obráběcí stroje – skripta* [online]. Studentská 1402/2, Liberec: FS TUL, Katedra výrobních systémů, c2011 [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobni_stroje/obrabeci.pdf

[3] The CyTec Motor spindle concept. *CyTec Systems* [online]. Steffensrott, Jülich: CyTec Zylindertechnik, c2018 [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: http://www.cytecsystems.de/cytecsystems/english/spindeltechnik/spindeltechnik_main.htm

[4] *SKF CZ, a.s.* [online]. SE-415 15 Göteborg, Švédsko: Vedení skupiny SKF, 2018 [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/index.html

[5] *FERMAT* [online]. Průmyslová 11, Praha: FERMAT Group a.s., c2010 [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: http://www.fermatmachinery.com/uvod

[6] Valivé ložisko. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Valiv%C3%A9_lo%C5%BEisko

[7] *Super přesná ložiska, Super Precision Bearings*. 2008, březen. 91074 Herzogenaurach, Germany: Schaeffler KG, 2008. AC 41 130/7 CsA.

[8] Axiální válečkové ložisko. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1le%C4%8Dkov%C3%A9_lo%C5%BEisko

[9] *TOS Kuřim – OS, a.s.* [online]. Blanenská 257, Kuřim: TOS Kuřim – OS, c1820-2018 [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: http://www.tos-kurim.com/cz/

[10] *SORALUCE* [online]. E-20570 Bergara, Spain: SORALUCE S.COOP., c2017 [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: https://www.soraluce.com/en

[11] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.

[12] HOUŠA, Jaromír a RUDOLF, Bedřich. *Výrobní stroje*. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993. 243 s. ISBN 80-01-00993-9.

[13] *High Torque Spindle Motors: GM Range* [online]. Ferrières-en-Brie, France: REDEX S.A., 2015, 10 s. [cit. 2018-06-28]. RX_GB_204_04. Dostupné z: http://data.redex-group.eu/data/pdf/doc_MTD/Catalogue_GM.pdf

9.4 Seznam použitého softwaru

- Autodesk Inventor Professional 16
- Microsoft Word 2016
- Microsoft Excel 2016
- draw.io
- Malování

9.5 Seznam elektronických příloh

BP - 01 Výkres sestavy vřeteníku

BP - 02 Výkres sestavy vřetena

BP - 03 Výrobní výkres rotoru vřetena

BP - 04 Výrobní výkres příruby 1

BP - 05 Výrobní výkres příruby 2

Výpočty.xlsx

BP 0234.pdf

Výkres REDEX GM1300.pdf

Charakteristika REDEX GM1300.pdf

Sestava vřeteníku.stp

Katalog REDEX.pdf