



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE VŘETENE VRTACÍHO STROJE

DESIGN OF BORING MACHINE SPINDLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

RADEK SOBOTKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Radek Sobotka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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 vřetene vrtacího stroje

v anglickém jazyce:

Design of boring machine spindle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede konstrukční návrh a potřebné konstrukční výpočty u vřetene vrtacího stroje.

Cíle bakalářské práce:

Konstrukční návrh vřetene vrtacího stroje.

3D model vřetene vrtacího stroje.

Výkres sestavy vřetene vrtacího stroje

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 19.11.2013




prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu


prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je konstrukce vřetene vrtacího stroje. První část obsahuje rešerši v oblasti vrtacích strojů z hlediska jejich konstrukce. Dále je v první části obsažena rešerše vřeten obráběcích strojů a jejich součástí. Druhá část se zabývá vlastní konstrukcí vřetena dle zvolených parametrů, včetně nezbytných výpočtů. Součástí práce je výkres sestavy vřetena a 3D model vřetena vytvořený v programu Autodesk Inventor 2012.

Klíčová slova

Vřeteno, vrtací stroj, vřetenová ložiska, pohon vřetena, parametry vřetena, konstrukce vřetena

Abstract

The subject of this bachelor's thesis is the design of a drilling machine. The first part consists of a research in the field of drilling machines from the point of view of their construction. It also includes a research of machine-tools spindles and their structural parts. The second part focuses on the design of the spindle according to the selected parameters, including the necessary calculations. The thesis includes spindle assembly drawing and 3D model created with Autodesk Inventor 2012 software.

Keywords

Spindle, drilling machine, spindle bearings, spindle drive, spindle characteristics, spindle design

Bibliografická citace

SOBOTKA, R. Konstrukce vřetene vrtacího stroje. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 60 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

Čestné prohlášení

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

V Olomouci dne:

.....

Jméno a příjmení

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce panu docentu Petru Blechovi za jeho odborné rady a konzultace. Dále bych rád poděkoval své rodině, která mě podporovala při psaní této práce a studiu obecně.

Obsah

1	Úvod.....	9
2	Princip a členění vrtacích strojů	10
2.1	Stolní vrtačky	11
2.2	Sloupové vrtačky	11
2.3	Stojanové vrtačky	12
2.4	Radiální vrtačky	13
2.5	Speciální vrtací stroje	14
2.5.1	Montážní vrtačky	14
2.5.2	Vrtačky s revolverovou hlavou	15
2.5.3	Vrtačky vícevřetenové	16
2.5.4	Vrtací centra	16
2.5.5	Magnetické vrtačky	17
3	Vřeteno a jeho součásti	18
3.1	Přesnost chodu vřetena	19
3.2	Tuhost vřetena a jeho uložení	21
3.3	Valivá vřetenová ložiska	24
3.3.1	Typy valivých ložisek pro vřetena	25
3.3.2	Mazání pro valivá ložiska	27
3.3.3	Těsnění valivých ložisek	28
3.4	Náhon vřeten	28
4	Stanovení parametrů vřetena a jeho výpočet	29
4.1	Pohon vřetena	31
4.2	Sklíčidlo	32
4.3	Řemen	33
4.4	Základní rozměry vřetena a výběr ložisek	34
4.4.1	Výběr ložisek	34
4.4.2	Optimální ložisková vzdálenost L	35
4.5	Síly působící na vřeteno	37
4.6	Reakce v ložiscích od zatěžujících sil	39
4.7	Výpočet životnosti ložisek	41
4.8	Drážkovaná hřídel	45
5	Kontrolní výpočet vřetena	46
6	Konstrukční provedení	50

7	Závěr.....	51
8	Seznam použitých zdrojů	53
9	Seznam použitých zkratk	55
10	Seznam obrázků.....	58
11	Přílohy	59

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

1 Úvod

Vrtání je jedním z nejstarších způsobů obrábění už od dob pravěku, kdy si pračlověk tímto způsobem zhotovoval díry do předmětů denní potřeby. Od té doby se tento způsob obrábění neustále vyvíjí. Vývoj prošel od jednoduchých ručních vrtacích nástrojů až po moderní CNC vrtací stroje.

V současnosti je při konstrukci vrtacího stroje kladen důraz na tyto parametry:

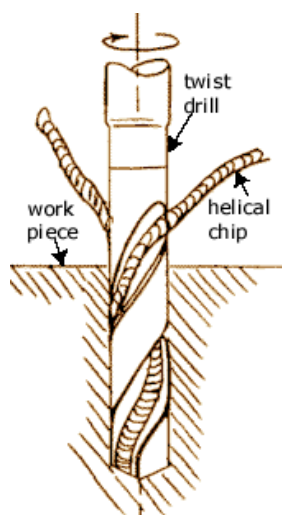
- produktivita práce
- přesnost obrábění
- ovladatelnost a ergonomie
- odvod třísek
- účinnost a energetická náročnost
- pořizovací cena a provozní náklady
- jakost obrobené plochy
- spolehlivost, trvanlivost a životnost
- opravitelnost a údržba
- bezpečnost a ekologie
- váha a rozměry
- design

Účelem této práce je provedení rešerše vrtacích strojů, jejich funkce a hlavně konstrukce. Následně z nabytých znalostí konstrukce jednoduchého vřetene vrtacího stroje s nezbytnými pevnostními výpočty.

2 Princip a členění vrtacích strojů

Vrtačky jsou skupina strojů pro obrábění děr vrtákem, zlepšování povrchu děr výhružníkem a výstružníkem, zarovnávání a zahlubování čel otvorů a řezání závitů v otvorech závitníkem. Hlavní řezný pohyb je otáčivý a koná ho nástroj upnutý ve vřetenu. Vřeteno se při obrábění také posouvá ve směru své osy vůči obrobku a tím koná vedlejší posuvový pohyb.

Vrtací stroje jsou při obrábění namáhány hlavně axiálním tlakem a momentovou dvojicí. Proto konstrukce jednotlivých uzlů stroje musí být řešena s ohledem na vlastní proces obrábění.



Obr. 2.1 Princip vrtání [13]

Velikost vrtaček se stanovuje podle průměru díry vrtané zcela do oceli s mezí pevnosti v tahu 600 až 700 MPa.

Z hlediska konstrukce vrtačky členíme na:

- stolní
- sloupové
- stojanové
- otočné (radiální)
- speciální

2.1 Stolní vrtačky

Jsou to vrtačky nejjednodušší konstrukce, která se skládá ze základové desky, sloupu, vřeteníku a elektromotoru. Vyrábí se většinou pro vrtání děr do průměru 20 mm. Volba různých otáček je provedena víceúrovňovými řemenicemi, na kterých se ručně přesouvá klínový řemen. Další možnost změny otáček je přepínáním počtu pólů na elektromotoru, jejich kombinací lze dosáhnout rozšířeného počtu stupňů otáček. Některé typy jsou vybaveny variátorem umožňujícím plynulou změnu otáček. K axiálnímu pohybu po sloupu se používá ruční posuv. Navrácení vřeteníku do výchozí polohy po ukončení posuvu, obstarává vinutá vratná pružina. Usazením několika stolních vrtaček vedle sebe vzniká řadová vrtačka, která umožňuje provádění různých po sobě jdoucích operací bez výměny nástroje.



Obr. 2.2 Stolní vrtačka Heltos Canis V 20.8 [14]

2.2 Sloupové vrtačky

Realizace těchto vrtaček vychází z větších vrtaček stolního typu. Zpravidla se vyrábí pro vrtání děr do průměru 40 mm. Konstrukce se skládá ze základové desky, sloupu, vřeteníku, elektromotoru a pracovního stolu. Pracovní stůl umožňuje pohyb po sloupu jak v osovém směru, tak i jeho otáčení kolem sloupu. Případně je možné i natáčení stolu, jestliže vrtaná díra není kolmá na rovinu, kterou je obrobek ke stolu upnout. Při vrtání rozměrnějších obrobků se stůl vytočí stranou a obrobek se upne přímo na základovou desku. Použité elektromotory jsou větší než u vrtaček stolních, z důvodu obrábění větších průměrů. Volba

otáček je provedena buď stupňovitě, manuálně ovládanými řemenicemi a vícepólovými motory, nebo plynule variátorem. Posuv je proveden manuálně s vratnou pružinou. Většina výrobců ovšem ve svých katalozích řadí sloupové vrtačky mezi stolní.



Obr. 2.3 Sloupová vrtačka Optimum Opti B 23 Pro Vario [15]

2.3 Stojanové vrtačky

V dnešní době méně vyráběný typ vrtaček s masivnější konstrukcí pro vrtání děr až do průměru 80 mm. Hlavní součástmi jsou základní deska, stojan, elektromotor (případně dva), vřeteník, pracovní stůl. Jsou určeny pro obrábění větších a těžších obrobků, takže jsou tužší a osazené výkonnějšími elektromotory než stojanové vrtačky. Motory jsou koncipovány na nižší otáčky a velký kroutící moment kvůli vyšší zátěži. Změna otáček je většinou stupňovitá, realizovaná klínovým řemenem a převodovkou. Axiální posuv bývá strojní buď pomocí samostatného, přídatného elektromotoru, nebo je odvozen od otáček vřetene.



Obr. 2.4 Stojanová vrtačka Bernardo KBM 63 [16]

2.4 Radiální vrtačky

Jsou to vrtací stroje velkého typu s možností vrtání děr až do průměru 100 mm. Jejich konstrukce se skládá ze základní desky, upínací kostky, sloupu, ramena, vřeteníku a elektromotorů. Do základní desky je vetknut sloup, na kterém je otočně uložen plášť. Po plášti se strojním posuvem osově přestavuje rameno a zároveň se kolem sloupu může otáčet. Na rameni se většinou ručně posouvá vřeteník s vlastním elektromotorem a převodovkou pro jeho náhon a osový posuv. Stroj se nejprve nastaví do pracovní polohy a zpevní se rameno i vřeteník buď mechanicky, nebo elektrohydraulicky, aby se zabránilo nežádoucímu pohybu jednotlivých uzlů při obrábění. Obrobky je možné upínat na kostku nebo přímo na základní desku podle velikosti. Při zvolení vhodných přípravků je možné provádět i vyvrtávací práce. Je možné tento typ vyrábět i v provedení tzv. kozlíkové vrtačky, která má rameno místo na sloupu uloženo na zdi. Radiální vrtačky jsou ve strojírenské výrobě široce používané.



Obr. 2.5 Radiální vrtačka Knuth R 100 [17]

2.5 Speciální vrtací stroje

Kategorie strojů účelově řešených pro specifickou oblast použití. Mezi hlavní zástupce patří vrtačky montážní, vrtačky s revolverovou hlavou, vrtačky vícevřetenové a speciální obráběcí centra.

2.5.1 Montážní vrtačky

Vrtací stroje, které jsou konstruovány pro vrtání do rozměrných a těžkých těles, která by se ostatními typy vrtaček obráběla velice komplikovaně a neekonomicky. Jsou pojízdné a přenosné, proto se používají zejména při montáži. Hlavní části stroje jsou lože, na kterém se pohybují saně. Na saních je upevněn sloup s převodovým ústrojím pro strojní pojezd. Na sloup je otočně uložen plášť s objímkou pro uložení ramene. Posuv po sloupu zaručuje samostatný elektromotor. Rameno je zdvojené, na hlavním konci je uložena hlavice s vlastním elektromotorem a převodovou skříní, která je otočná o 90 stupňů v obou směrech s přírubou na vřeteník. Vřeteník je uložen na přírubě a díky celkovému uložení má 6 stupňů volnosti tudíž může v prostoru zaujímat libovolnou pozici. Druhá strana ramena působí jako protiváha a je na něm uložena skřín s elektrovýzbrojí.



Obr. 2.6 Montážní vrtačka Weiler VOM 50 [18]

2.5.2 Vrtačky s revolverovou hlavou

Tyto vrtací stroje jsou specifické svou vícenásobnou vrtací hlavou, která pootočením o polohu umožňuje rychlou výměnu nástroje jako u zásobníku revolveru. Skládají se ze základní desky, na které je uložen stojan skříňového tvaru. V horním konci stojanu je uložena převodová skříň pro řazení otáček a dále protizávaží pro hlavu. Na stojanu je uložena většinou šestiboká hlava se svislým strojním posuvem a šesti vřeteny. Řazení otáček jednotlivých vřeten a pootáčení hlavy je realizováno hydraulicky. Pod hlavou se nachází valivě uložený souřadnicový stůl se strojním posuvem, který je schopen přesného pohybu v obou vodorovných osách. Většina strojů se vyrábí s CNC řízením a umožňuje i lehké frézování.



Obr. 2.7 Vrtačka s revolverovou hlavou Emi-Mec Drillsprint 500 [19]

2.5.3 Vrtačky vícevřetenové

Typ vrtaček určený pro mnohonásobné obrábění dvěma a více vřeteny na jednom stroji. V současné době lze vyrábět vrtačky osazené stem i více malých vřeten. Tento způsob obrábění umožňuje provedení mnoha vrtacích operací záraz bez nutnosti pohybu obrobku, což vede k velké výrobní efektivitě. Jednotlivá vřetena jsou usazena ve stavitelných držácích nebo v děrované vyměnitelné desce. O pohon vřeten se starají většinou dva samostatné elektromotory, což umožňuje provádět dva různé obráběcí procesy. Kroutící moment elektromotorů je přenášen na vřetena přes převodovku a kloubové hřídele. Celková konstrukce bývá zpravidla obdobná jako u vrtačky stojanové, kdy se celý vícenásobný vřeteník pohybuje svisle po stojanu.



Obr. 2.8 Vícevřetenová vrtačka TOYOSK No.MU300 [20]

2.5.4 Vrtací centra

Jsou to komplexní CNC řízené vrtací stroje, které v dnešní době většinou zastávají i další funkce jako frézování, případně soustružení. Pojmenování centra je pak odvozeno od jeho hlavního určení. Typ konstrukce se liší podle výrobce, ale základními součástmi jsou skříň, ve které je stůl a stojan s vřeteníkem schopným pohybu ve všech osách.



Obr. 2.9 Vrtací a závitovací centrum FEELER TV-510 [21]

2.5.5 Magnetické vrtačky

Tyto vrtačky jsou svou konstrukcí, velikostí a výkonem podobné vrtačkám stolním. Ovšem místo základové desky, případně pracovního stolu, jsou na patě sloupu vybavené silným elektromagnetem, který slouží k ustavení celého tělesa vrtačky přímo na obrobek. Typ konstrukce těchto strojů je tedy koncipován výhradně pro obrábění magnetických kovů, protože na jiné materiály není možné vrtačku nehybně ustavit. S výhodou je lze použít při montáži nebo při vrtání do rozměrných součástí.



Obr. 2.10 magnetická vrtačka Metallkraft MB 754 [22]

3 Vřeteno a jeho součásti

Vřeteno je jednou z nejdůležitějších součástí vrtacích strojů, protože jeho úlohou je zaručit nástroji přesný otáčivý pohyb. Tedy takový pohyb, při kterém se dráhy libovolných bodů nástroje liší od kružnice jen v určité dané toleranci. Z tohoto důvodu jsou na konstrukci vřetena kladeny náročné požadavky:

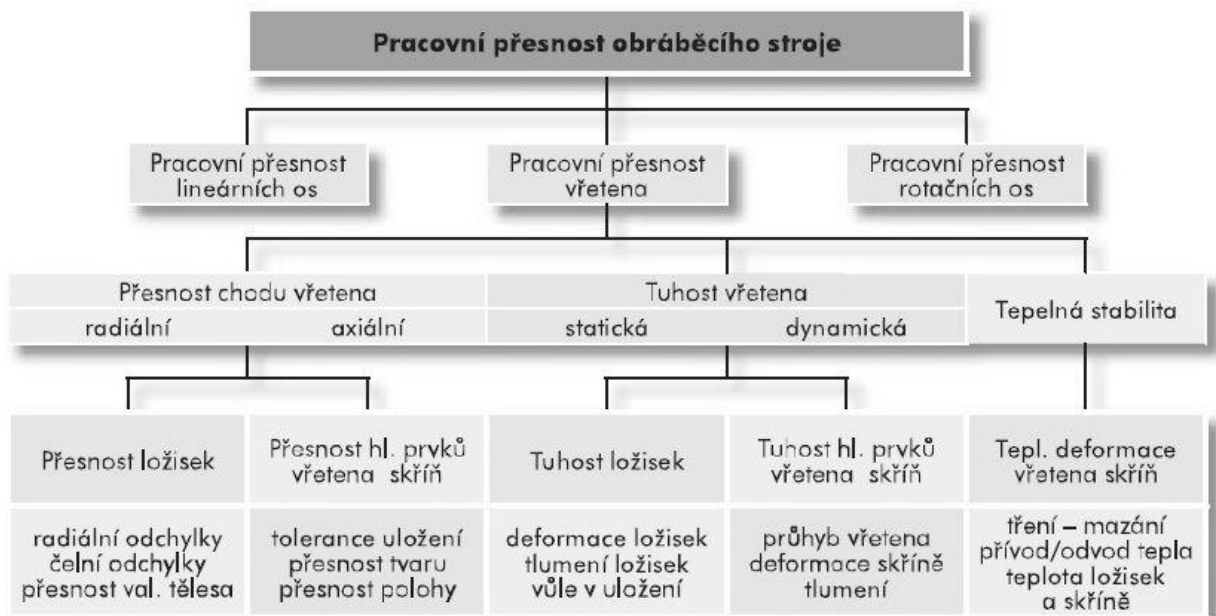
- přesnost chodu
- dokonalé vedení
- možnost vymezení vůle
- malé ztráty v uložení
- tuhost vřetene

V drtivé většině případů bývá vřeteno obráběcího stroje uloženo ve valivých kuličkových ložiscích. Uložení vřetena může být realizováno např. dvěma radiálními a jedním nebo dvěma axiálními ložisky. Každé vřeteno má dva konce. Konec, který vyčnívá ze skříně vřeteníku, se nazývá přední nebo hlavní a je speciálně upraven pro upnutí nástroje. Jeho úprava je normalizována a závisí na druhu stroje. Ložisko bližší přednímu konci se nazývá ložisko přední a jeho házivost má největší vliv na přesnost vřetena. Ke druhému konci vřetena je zpravidla připojeno převodové ústrojí a náhon elektromotorem. Zatímco přední ložisko bývá axiálně pevně uloženo, ložisko u druhého konce mívá povolenou axiální vůli z důvodu kompenzace tepelné roztažnosti materiálu vzniklé změnami pracovních teplot při procesu obrábění.



Obr. 3.1 Morfologie vřetena [3]

Pracovní přesnost vřetena je závislá především na radiální a axiální přesnosti chodu vřetena, statické a dynamické tuhosti a do jisté míry i tepelných vlastnostech vřetena při větších rozměrech.



Obr. 3.2 Vlivy na pracovní přesnost vřetena [3]

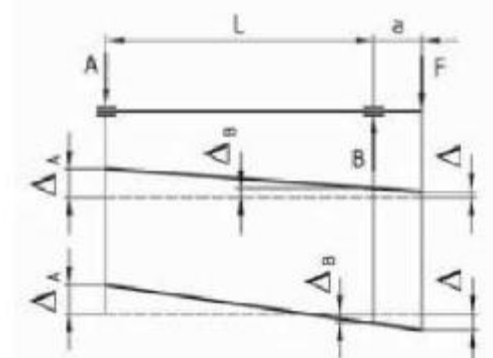
3.1 Přesnost chodu vřetena

Přesnost chodu vřetena je určena velikostí radiálního a axiálního házení, ověřuje se na ploše předního konce vřetena, která má bezprostřední dopad na otáčení nástroje. Tato plocha bývá zpravidla upínací kužel.

Radiální házení je způsobeno:

- nepřesností otáčení vřetena z důvodu házení ložisek
- nesouosostí měřené plochy s osou vřetena
- nedostatečnou okrouhlostí měřené plochy

Tyto příčiny házení lze omezit zvýšením dodržené přesnosti při obrábění, tedy snížením hodnot jednotlivých geometrických tolerancí a volbou přesnějších ložisek. Házení předního konce vřetena ovlivněné radiálním házením ložisek závisí na poměru vyložení a vzdálenosti mezi ložisky.



Obr. 3.3 Vliv házení ložisek na přesnost chodu [1]

Označíme-li délku vyložení a , vzdálenost mezi ložisky L , Δ_B házení předního ložiska, Δ_A ložiska zadního a obě ložiska házejí ve stejném směru a smyslu pak platí [1]:

$$\frac{\Delta_A - \Delta}{\Delta_B - \Delta} = \frac{L + a}{a}, \quad (3.1)$$

z toho:

$$\Delta = \frac{\Delta_B \cdot (a + l) - \Delta_A \cdot a}{L} = \Delta_B + \frac{a}{L} \cdot (\Delta_B - \Delta_A). \quad (3.2)$$

Bude-li:

$$\frac{\Delta_A}{\Delta_B} = \frac{L + a}{a}, \quad (3.3)$$

bude $\Delta = 0$ a vřeteno nebude na předním konci házet. Toto je ovšem pouze ideální stav, se kterým nelze v praxi počítat. Obecně pro volbu uložení a montáž vřeten obráběcích strojů, aby bylo radiální házení předního konce vřetena co nejmenší, se volí házení obou ložisek ve stejné rovině a stejném smyslu. Přední ložisko se volí přesnější než zadní. Hází-li obě ložiska v jedné rovině, ale v opačném smyslu, bude házení na předním konci maximální.

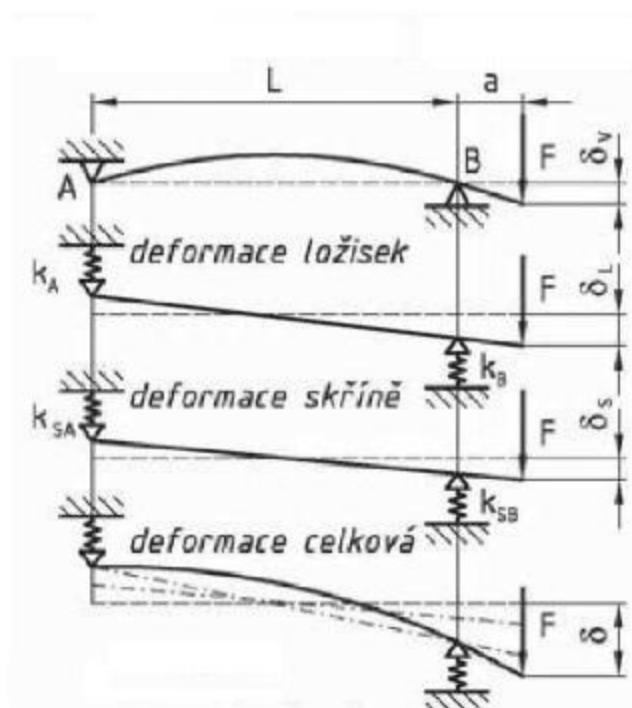
Velikost axiálního házení vřetena se měří na čelní ploše a je způsobené axiálním házením předního ložiska a nedostatečnou kolmostí čelní plochy k ose vřetena. Čelní házení je možné obejít dodatečným obrobením příslušné plochy po celkové montáži stroje.



3.2 Tuhost vřetena a jeho uložení

Také tuhost vřetena má na přesnost práce vřetena a dynamickou stálost velký vliv. Jelikož na kvalitu obrábění má největší vliv přední část vřetena, kde se upíná nástroj, zkoumáme tuhost právě v tomto místě. Výsledná deformace vřetena je dána součtem dílčí deformace vřetena, deformace ložisek a deformace skříně vřeteníku [1].

$$\delta = \delta_v + \delta_l + \delta_s \quad (3.4)$$



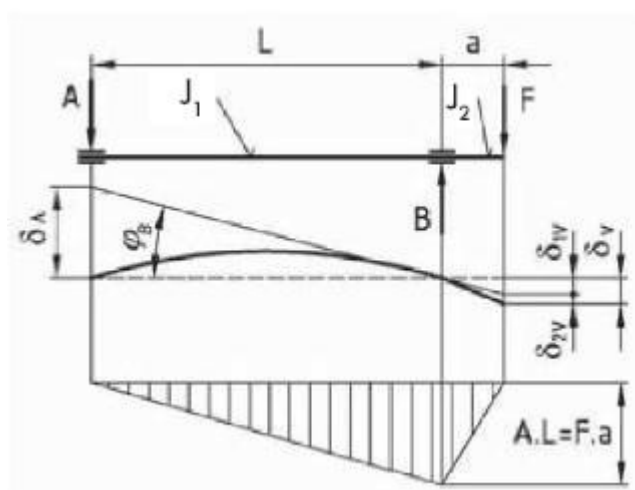
Obr. 3.4 Deformace vřetena [1]

Za předpokladu dokonale tuhých ložisek lze dílčí deformaci vřetena definovat. Část vřetena mezi ložisky označíme L a přiřadíme jí příslušný moment setrvačnosti J_1 , převislý konec přední části vřetena označíme a , příslušný moment setrvačnosti J_2 . Na konci vřetena působí síla od obrábění F a způsobuje průhyb neboli dílčí deformaci vřetene δ_v .

$$\delta_v = \delta_{1v} + \delta_{2v} \quad (3.5)$$

Kde δ_{1V} je průhyb vřetena mezi ložisky a δ_{2V} průhyb převislého vyložení vřetena. Uvažujeme-li teoretický průhyb části vřetena mezi ložisky, kdy je vřeteno vetknuto v ložisku B a v ložisku A zatíženo reakční silou od ložiska A, pak pro výsledný průhyb na konci vřetene v místě působení síly F bude platit.

$$\delta_V = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \quad (3.6)$$



Obr. 3.5 Vliv poddajnosti vřetena [1]

Tuhost uložení vřetena je další faktor, který ovlivňuje celkovou tuhost. Tedy deformace obou ložisek způsobené jejich reakcemi. Z výroby ložisek se uvádí parametr jejich tuhosti k_A , k_B případně jejich poddajnost C_A , C_B . Za předpokladu dokonale tuhého vřetena a známosti těchto parametrů pak můžeme vyjádřit jejich vliv na celkovou deformaci vřetena, tedy tuhost.

$$\delta_t = \delta_A \cdot \frac{a}{L} + \delta_B \cdot \frac{a + L}{L} \quad (3.7)$$

Jednotlivé deformace ložisek δ_A , δ_B vyjádříme pomocí reakcí a jejich poddajností:

$$\delta_A = A \cdot C_A = \frac{F \cdot a}{L} \cdot C_A; \quad \delta_B = B \cdot C_B = \frac{F \cdot (a + L)}{L} \cdot C_B. \quad (3.8)$$

Dosadíme-li do předcházející rovnice, pak dostaneme:

$$\delta_l = \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B]. \quad (3.9)$$

Zbývající část na celkové deformaci vřetena je způsobena poddajností skříňě vřeteníku. Nelze ji ovšem matematicky obecně vyjádřit a je nutné odvodit výpočet pro každý jednotlivý typ vřeteníku zvlášť. Tento postup je však poměrně složitý a je vhodné použít metodu konečných prvků, proto nebude poddajnost skříňě uvažována.

Celková deformace, od poddajnosti vřetena a ložisek, na konci vřetena tedy bude:

$$\delta = \delta_v + \delta_l, \quad (3.10)$$

a po dosazení

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B]. \quad (3.11)$$

Po rozboru výrazu lze vidět, že se zmenšující se vzdáleností ložisek L se dílčí deformace vřetena δ_v zmenšuje a deformace od ložisek δ_l zvětšuje. Pak tedy bude existovat pro každé jednotlivé vřeteno a jeho uložení jediná optimální vzdálenost L_0 , pro kterou bude výsledná deformace na konci vřetena nejmenší. Tato vzdálenost se vypočítá pomocí stanovení minima funkce $\delta = f(L)$.

Realizace vřetenových skříní bývá ve dvou provedeních: skříňové, tubusové.



Obr. 3.6 Skříňový vřeteník [23]



Obr. 3.7 Tubusový vřeteník [24]

3.3 Valivá vřetenová ložiska

Ložiska plní ve vřeteníku funkci kruhového vedení. Jejich účelem je radiální a axiální uložení vřetena a zachycení sil na vřeteno působících. V konstrukcích vřeteníku se téměř výhradně používají valivá ložiska pro svoji velkou tuhost a možnost úplného odstranění vůle. Na valivá vřetenová ložiska jsou kladeny tyto požadavky:

- Přesnost, minimální velikost házení: Při neměnném směru zatížení otáčejícího se čepu vnitřní kroužek ložiska nesmí házet. Jestliže se mění směr zatížení a otáčení čepu, vnější ložiskový kroužek nesmí házet.
- Velká tuhost: Největší vliv má druh valivých tělísek, jejich počet, velikost, vůle a předpětí. Tuhost roste přímo úměrně s předpětím a s vůlí klesá.
- Malé pasivní odpory: Třecí síly v ložisku vyvolané odpory způsobují oteplování a tím zhoršují přesnost vedení ložiska a následně přesnost vřetena. Pasivní odpory rostou s předpětím a naopak klesají s vůlí.
- Malé opotřebení: Opotřebením funkčních ploch ložiska vzniká vůle, která zhoršuje přesnost chodu. Pro minimalizaci tohoto opotřebení je nutné co nejlepší obrobení funkčních ploch a valivých tělísek na úroveň leštěných povrchů. Dále zajištění dostatečného mazání.
- Klidný chod: Z důvodu nespojitého rozložení valivých tělísek mezi kroužky dochází při konstantním zatížení ke kmitání, které je třeba minimalizovat optimalizací počtu a velikosti valivých tělísek.
- Typizace a spolehlivost: Poškozená ložiska lze snadno nahradit díky jejich normalizaci.

Z materiálů převládá klasická ocel pro standardní uložení vřeten. U vysokootáčkových vřeten se používají keramické valivé elementy Si_3N_4 , kvůli nižším

hmotnostem a menší tepelné vodivostí, které mají za následek menší odstředivé síly a menší ohřev, čímž zlepšují celkovou přesnost.

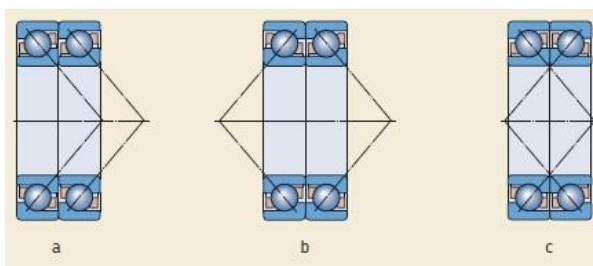
3.3.1 Typy valivých ložisek pro vřetena

- **Dvouřadá válečková:** Mají vysokou únosnost a klidný chod. Používají se pro radiální zatížení.
- **Jednořadá kuličková:** Používaná převážně pro radiální zatížení s nižší únosností, pro menší zatížení a přesnost.
- **Kuličková s kosoúhlým stykem:** Mohou přenášet radiální i axiální zatížení, které je ovlivněné vnitřním úhlem ložiska. Používají se ve skupinovém uspořádání kvůli zvýšení dovoleného zatížení.
- **Kuželíková:** Ložiska s vysokou radiální i axiální tuhostí používané pro vysoké zatížení.
- **Axiální kuličková:** Mají vysokou axiální únosnost a tuhost, ale omezené maximální otáčky.
- **Jehlová:** Vyznačují se vysokou radiální tuhostí a malým vnějším průměrem.
- **Axiální kuličková s kosoúhlým stykem:** Nabízí vysokou axiální únosnost, tuhost a vyšší pracovní otáčky.

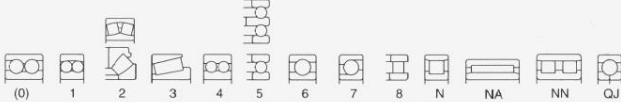
Vřetena menších rozměrů s menšími působícími zátěžemi se často s výhodou ukládají do skupinových uspořádání kosoúhlých ložisek, z důvodu jejich vyvážené axiální a radiální únosnosti zatížení. Používané varianty uspořádání jsou tyto:

- **O** : má vyšší tuhost spojení s vřetenem, přenos axiální síly v obou směrech.
- **X** : vykazuje menší tuhost spojení s vřetenem, síly přenáší v obou směrech.
- **T** : umožňuje zvýšenou únosnost v jednom směru.

V případě nutnosti posílení tuhosti v některém směru lze použít jejich kombinace.

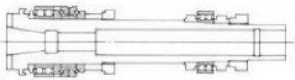
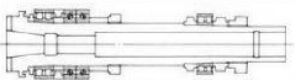
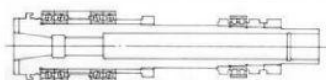


Obr. 3.8 Uspořádání kosoúhlých ložisek z Katalogu firmy SKF: a) T b) O c) X [25]

Typy ložisek.		
		
Označenie typov ložísk		
O Dvojradové guľkové ložiská s kosuhým stykom 1 Naklápacie guľkové ložiská 2 Radiálne a axiálne súdkové ložiská 3 Kužetkové ložiská 4 Dvojradové guľkové ložiská 5 Axiálne guľkové ložiská 6 Jednoradové guľkové ložiská 7 Jednoradové guľkové ložiská s kosuhým stykom 8 Axiálne valčekové ložiská N Jednoradové valčekové ložiská Za písmenom N môže ešte nasledovať jedno alebo dve ďalšie písmená, ktoré udávajú usporiadanie vodiacej príruby, napr. . NJ, NU, NUP atď. NA Ihlové ložiská zodpovedajúce DIN 616, príp. ISO 15-1981 Ihlové ložiská s inými rozmermi majú označenie NK (!). NN Dvoj- alebo viaceradové valčekové ložiská ostatné ako pri N QJ Ložiská so štvorbodovým stykom Tam, kde nie je uvedené prvé číslo typu ložiska alebo jeho časť, sú platné čísla uvedené v zátvorkách.		

Obr. 3.9 Typy ložisek nabízené firmou Ložiská Prešov [26]

Obecně je pro celkové uložení vřetene nutné posoudit druh a velikost zatížení a podle toho určit příslušné seskupení ložisek. Pro jednotlivé typy vřeten existují praxí ověřené druhy uložení.

Typ	Uspořádání ložisek	Charakteristika [%]					Užití
		Axiální tuhost	Radiální tuhost	Otáčky	Přesnost	Radiální zatížení	
I.		100	100	100	100	100	• soustruhy • frézky • vřtačky • obráběcí centra
		66	100	118	100	100	
II.		57	85	155	160	100	• soustruhy • frézky • obráběcí centra
		81	58	155	160	110	
		81	66	180	160	100	
		60	61	230	160	85	• vřtačky • obráběcí centra
		21	55	360	160	50	• brusky
III.		120	120	100	90	100	• velké soustruhy • obráběcí centra
IV.		50	60	300	160	80	• obráběcí centra

Obr. 3.10 Uspořádání ložisek [3]

3.3.2 Mazání pro valivá ložiska

Pro dlouhou životnost valivých ložisek je nutné adekvátní mazání, které snižuje tření a tím velikost opotřebení. Mazání je realizováno olejovým filmem vznikajícím valivým pohybem valivých tělísek po oběžných drahách. Tento film zabraňuje přímému styku valivých elementů a kroužků. Také je důležité množství maziva, protože přebytek má také za následek výkonové ztráty a zahřívání způsobené hydrodynamickým třením. V některých případech mazání také plní funkci chlazení. Je možné použít tyto typy maziv:

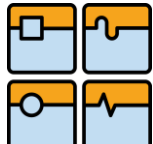
Mazání tukem: Tuky neboli plastická maziva jsou většinou minerální nebo jiné oleje s menším přídavkem zahušťovadla. Tato maziva jsou vysoce trvanlivá a mají velmi jednoduchou aplikaci. Ložiska se mažou při montáži a poté se provádí pouze domazávání po určitých strojních hodinách.

Mazání olejem:

- **Ponorné:** spočívá v rozstříku oleje pomocí brodicího kola nebo rozstřikovače. Hladina oleje nesmí přesáhnout polovinu rozměru valivého elementu, aby nedocházelo ke zpěnění oleje a následné kavitaci.
- **Oběhové:** je vytvořen uzavřený oběh oleje v mazacích kanálcích poháněný čerpadlem.
- **Minimální:** olej je odměřován a dopravován dávkovačem po kapkách podle typu a zatížení ložiska.
- **Olejovou mlhou:** k ložiskům se přivádí pod mírným tlakem vzduch smíšený s rozprášeným olejem.

mazání plastickým mazivem	mazání olejem
nízké teploty	vysoké teploty a extrémně nízké teploty
nízké frekvence otáčení (65 % až 85 % otáček, kterých lze dosáhnout při mazání olejem)	vysoké frekvence otáčení
ochrana proti vnikání nečistot (těsnění, kryty)	těsnění proti úniku oleje
dlouhodobý bezúdržbový provoz	ložiska jsou mazána z centrálního zdroje, který slouží k mazání dalších součástí stroje
slabé chlazení	odvod tepla cirkulací oleje
nemožné odstranění částic z plastického maziva	snadné odstranění částic z maziva filtrací oleje

Obr. 3.11 Srovnání typů mazání [27]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

3.3.3 Těsnění valivých ložisek

Zastávají důležitou funkci zamezení úniku maziva z ložisek, ale hlavně zabraňují vniku nečistot a vlhkosti do prostoru ložisek, které by měly za následek podstatné snížení životnosti ložiska. V současnosti se používají tři typy:

Dotykové těsnění: je realizováno pružným těsnícím kroužkem gufero z tvrdé pryže, který se nepatrnou plochou dotýká vřetena. Nevýhoda tkví v oteplování důsledkem tření, což má vliv na jeho životnost. Jsou použitelné pro menší velikosti otáček.

Bezdotykové těsnění: je reprezentováno úzkými štěrbinami mezi rotujícími součástmi. Nedochází zde k dotyku navzájem pohyblivých ploch, takže nevzniká tření. Časté provedení bývají různé druhy labyrintů, případně odstříkovací kroužek. Nevýhodou je, že těsnění nikdy netěsní zcela, hlavně ve směru z vnějšího prostředí dovnitř vřetena.

Kombinované těsnění: je typ, který se snaží skloubit výhody obou předcházejících, tedy dobrého těsnícího efektu a malého tření. Někdy bývá přidán zámek vytvořený stlačeným vzduchem, který zlepšuje těsnící efekt.

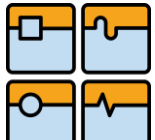
3.4 Náhon vřeten

Slouží jako poskytovatel kroutícího momentu pro rotační pohyb vřeten. V současnosti se nejvíce používá asynchronních trojfázových elektromotorů s kotvou nakrátko. Motor je nutné přímo nebo nepřímo spojit se vřetenem.

Přímý náhon: přímé napojení elektromotoru přírubou nebo spojkou, díky kterému vřeteno sdílí své otáčky s elektromotorem. Výhodou je účinnost téměř 100% v důsledku vynechání mezičlenů.

Vložený převod: používá se pro zpřevodování elektromotoru do pomala pro zvýšení momentu na vřeteno nebo do rychla pro zvýšení otáček. Nevýhody tkví ve snížené účinnosti elektromotoru a v dalším radiálním namáhání vřetenových ložisek. Možné varianty jsou:

- **Řemen:** použitím plochého, ozubeného nebo klínového řemene v kombinaci s řemenicemi dochází ke zpřevodování. Výhodou je, že řemen nepřenáší vibrace, ale není možné ho použít pro velké momenty. Účinnost převodu je asi 95%.
- **Ozubená kola:** převod dokáže přenášet velké kroutící momenty, je nenáročný na údržbu a má dlouhou životnost, ale přenáší vibrace a je hlučnější. Převodová účinnost je asi 90%.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 29
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

- **Převodovka:** klasického typu nebo planetová.

Elektrovřeteno: Přímo na vřetenu je mezi ložisky umístěno rotorové vinutí a na vnitřku vřeteníku vinutí statorové, čímž je vytvořen elektromotor s kotvou nakrátko. Jako každý elektromotor vytváří tento pohon za chodu teplo, které je nežádoucí a je nutné vřeteno opatřit odpovídajícím chlazením. Vřeteno je poháněno přímo, případně je opatřeno vnitřní planetovou převodovkou. Teoretická účinnost tohoto pohonu je nejvyšší možná.

4 Stanovení parametrů vřetena a jeho výpočet

Při návrhu je vycházeno z obvyklých parametrů stolních vrtaček a obecně doporučených hodnot pro vrtání.

- Obráběný materiál: vřeteno je konstruováno na vrtání zplna do oceli obvyklé tvrdosti do 600 Mpa.
- Maximální průměr vrtáku: je volena jedna ze standardních hodnot pro stolní vrtačky do 16 mm. Materiál rychlořezná ocel.
- Otáčky vřetena: volena obvyklá hodnota 300 – 2500 ot/min.
- Řezná rychlost: rychlosti jsou obecně nižší než u ostatních způsobů obrábění z důvodu špatného odvodu tepla z místa řezu. Pro obrábění oceli a šedé litiny nástrojem z rychlořezné oceli se hodnoty pohybují mezi 10 až 30 m/min. Je voleno 20 m/min [6].
- Posuv na otáčku: pro vrtání zplna do oceli, slitin mědi a hliníku se hodnoty pohybují v rozmezí 0,05 až 0,5 mm/ot. Je voleno 0,2 mm/ot [6].
- Maximální hloubka vrtání: voleno 60 mm.

Shrnutí:

- **$R_m = 600 \text{ MPa}$:** maximální pevnost materiálu v tahu
- **$D_v = 16 \text{ mm}$:** maximální průměr vrtáku
- **$n = 2500 \text{ ot/min}$:** maximální otáčky
- **$v_c = 20 \text{ m/min}$:** maximální řezná rychlost
- **$f = 0,2 \text{ mm/ot}$:** maximální posuv

Řezný odpor k_c

Velikost řezného odporu vychází z C_k násobku meze pevnosti v tahu obráběného materiálu R_m . Pro vrtání nabývá hodnot 3 – 6ti násobku, přičemž větší hodnoty odpovídají obrábění na čisto. Je zvoleno 5 [10].

$$R_m = 600 \text{ MPa} \quad (4.1)$$

$$k_c = C_k \cdot R_m = 5 \cdot 600 = 3000 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

Řezná síla F_c

$$F_c = \frac{k_c \cdot D \cdot f}{2} = \frac{3000 \cdot 16 \cdot 0,2}{2} = 4800 \text{ N} [11] \quad (4.3)$$

Maximální moment krutu M_k

$$M_k = \frac{F_c \cdot D}{4} = \frac{4800 \cdot 16}{4} = 19200 \text{ Nmm} = 19,2 \text{ Nm} [11] \quad (4.4)$$

Posuvová síla F_f

Je vypočítána pomocí empirických koeficientů [11].

$$F_f = C_{Ff} \cdot D^{x_{Ff}} \cdot f^{y_{Ff}} \quad (4.5)$$

kde koeficienty pro vrtání do oceli odpovídají [10]:

$$C_{Ff} = 241$$

$$x_{Ff} = 0,7$$

$$y_{Ff} = 0,6$$

po dosazení:

$$F_f = 241 \cdot 16^{0,7} \cdot 0,2^{0,6} = 639,0 \text{ N} \quad (4.6)$$

Výkon elektromotoru P_e

Přenos výkonu je zvolen řemenným převodem, s účinností asi 95%. Nejprve je potřeba spočítat výkon na vrtáku P_v [11].

$$P_v = \frac{F_c \cdot v_c}{12 \cdot 10^4} = \frac{4800 \cdot 20}{12 \cdot 10^4} = 0,8 \text{ kW} \quad (4.7)$$

pak:

$$P_e = \frac{P_v}{\eta} = \frac{0,8}{0,95} = 0,84 \text{ kW} \quad (4.8)$$

4.1 Pohon vřetena

Pro pohon vřetena je zvolen trojfázový asynchronní elektromotor od firmy SIEMENS. Jde o dvojpólové provedení typ 1LA7 083-2AA s parametry [30]:

- $P_e = 1,1 \text{ kW}$: výkon
- $M_{ke} = 3,7 \text{ Nm}$: moment krutu
- $n_e = 2845 \text{ ot/min}$: otáčky

Motor nedosahuje potřebného maximálního kroutícího momentu 19,2 Nm a proto je nutné použít řemenný převod, který musí zároveň splňovat potřebné otáčky pro zvolenou řeznou rychlost 20 m/min.

Potřebné otáčky pro řeznou rychlost $v_c = 20 \text{ m/min}$

$$n_p = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D_v} = \frac{1000 \cdot 20}{\pi \cdot 16} = 397,9 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad [11] \quad (4.9)$$

Potřebný převod

$$i = \frac{n_s}{n_p} = \frac{2845}{398} = 7,15 \quad (4.10)$$

Moment krutu pro daný převod M_{kp}

$$M_{kp} = M_{ks} \cdot i = 3,7 \cdot 7,15 = 26,5 \text{ Nm} \quad (4.11)$$

Což je větší než požadovaný moment krutu vřetena o velikosti 19,2 Nm. Motor je tedy schopen pohánět navrhované řezné parametry.

4.2 Sklíčidlo

Jako sklíčidlo je vybrána rychloupínací hlavička od firmy OPTIMUM. Sklíčidlo má vestavěný upínací trn pro Morse kužel MK 2. Je schopné upínat vrtáky velikostí 1 – 16 mm, přenášet otáčky až 6000 ot/min, kroutící moment se mi nepodařilo dohledat, ale vzhledem k dimenzování na obrábění vrtákem 16 mm bude vyhovující. Sklíčidlo drží ve vřetenu samosvornou silou, vzniklou naražením kužele. Pro demontáž sklíčidla je ve vřetenu normovaná díra na boční vyrážecí klín [28].



Obr. 4.1 Rychloupínací hlavička 1 - 16 mm, MK2 [28]

4.3 Řemen

Je zvolen klasický klínový řemen Z: 10x6 o délce 552 mm od firmy Optibelt typu VB Classic Z 21. Řemen je montován s předpětím, které přes řemenici působí na vřeteno. Toto předpětí je spočítáno ze vztahu, dle firemního katalogu [29].

$$F_p = \frac{500 \cdot (2,04 - c_1) \cdot P_b}{c_1 \cdot z \cdot v} + k_k \cdot v^2 \quad (4.12)$$

Kde:

- P_b je modifikovaný výkon:

$$P_b = P \cdot c_2 = 0,8 \cdot 1,3 = 0,88 \text{ kW} , \quad (4.13)$$

- v je obvodová rychlost na řemenici:

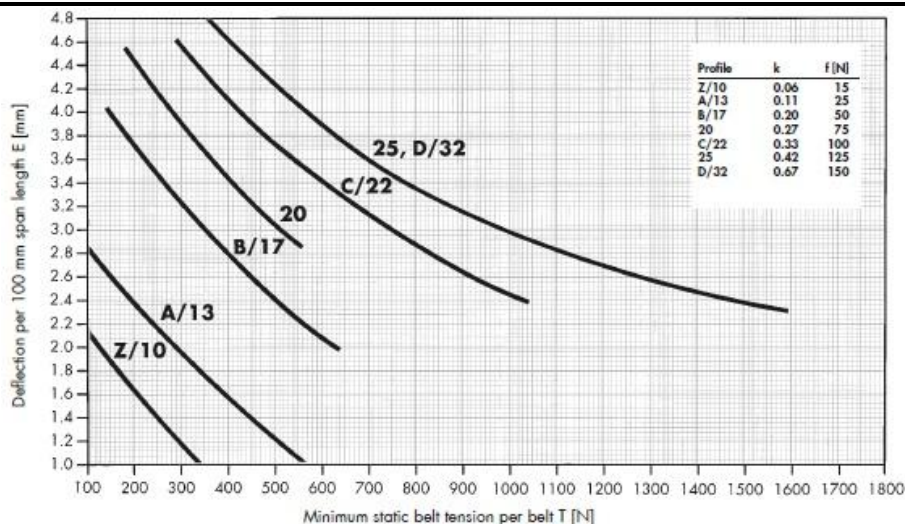
$$v = \frac{d_f + n_p}{19100} = \frac{140 + 398}{19100} = 2,92 \text{ ms}^{-1} , \quad (4.14)$$

- z : počet řemenů
- c_1, c_2, k_k : jsou tabulkové koeficienty z katalogu
- d_f : výpočtový průměr řemenice

Po dosazení tedy:

$$F_p = \frac{500 \cdot (2,04 - 1) \cdot 0,88}{1 \cdot 1 \cdot 274,3} + 0,06 \cdot 274,3^2 = 165,4 \text{ N} . \quad (4.15)$$

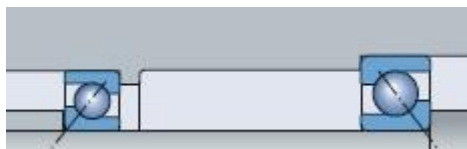
Obecně by se předpětí námi vybraného řemene mělo pohybovat v rozmezí 100 – 320 N, podle zatížení, jak ukazuje následující graf z katalogu.



Obr. 4.2 Předpětí klínových řemenů Optibelt Classic [29]

4.4 Základní rozměry vřetena a výběr ložisek

Rozměry vřetena vyplývají z rozměrů vybraného sklíčidla a byly navrženy tak, aby vyhovovaly normovaným vnitřním průměrům ložisek. Vřeteno je uloženo ve dvou kosoúhlých ložiscích, která byla předběžně vybrána ze strojních tabulek a katalogu SKF. Toto uspořádání zachycuje radiální namáhání vřetena od předpětí řemene, axiální namáhání od posuvové síly i statické namáhání v klidovém stavu, způsobené gravitační silou. Ložiska jsou mazána plastickým mazivem.



Obr. 4.3 Způsob uložení ložisek [25]

4.4.1 Výběr ložisek

Z konstrukčních důvodů je předběžně zvolené přední ložisko větší a zadní menší. Z katalogu SKF mají tyto vlastnosti [25]:

přední ložisko SKF 7205 ACD/P4A:

- $d = 25 \text{ mm}$: vnitřní průměr
- $D = 52 \text{ mm}$: vnější průměr
- $B = 15 \text{ mm}$: šířka
- $C_0 = 6950 \text{ N}$: statická únosnost
- $C_D = 13000 \text{ N}$: dynamická únosnost
- $n_r = 15000 \text{ ot/min}$: referenční otáčky
- $n_m = 26000 \text{ ot/min}$: omezující otáčky
- $k = 92 \text{ N/}\mu\text{m}$: tuhost ložiska
- $\alpha = 25^\circ$: kontaktní úhel

zadní ložisko SKF 7204 ACD/P4A:

- $d = 20 \text{ mm}$: vnitřní průměr
- $D = 57 \text{ mm}$: vnější průměr
- $B = 14 \text{ mm}$: šířka
- $C_0 = 5600 \text{ N}$: statická únosnost
- $C_D = 11400 \text{ N}$: dynamická únosnost
- $n_r = 18000 \text{ ot/min}$: referenční otáčky
- $n_m = 32000 \text{ ot/min}$: omezující otáčky
- $k = 79 \text{ N/}\mu\text{m}$: tuhost ložiska
- $\alpha = 25^\circ$: kontaktní úhel

4.4.2 Optimální ložisková vzdálenost L

Jak bylo uvedeno v kapitole 3.2, existuje určitá ideální vzdálenost obou ložisek, která se spočítá vyřešením rovnice deformace vřetena [1].

Rovnice deformace:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B]. \quad (4.16)$$

Po derivaci

$$\frac{d\delta}{dL} = -\frac{2 \cdot a^2 \cdot (C_A + C_B)}{L^3} - \frac{2 \cdot a \cdot C_B}{L^2} + \frac{a^2}{3 \cdot E \cdot J_1} = 0, \quad (4.17)$$

kde J_1 je kvadratický moment průřezu vřetena mezi ložisky a je roven:

$$J_1 = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = 1,37 \cdot 10^{-8} m^4, \quad (4.18)$$

Další parametry nutné pro výpočet:

- $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa: modul pružnosti pro ocel
- $a = 0,244$ m: celková velikost vyložení vřetena (délka sklíčidla, vrtáku a části vřetena k přednímu ložisku)
- $C_A = 1/k_A = 1,08 \cdot 10^{-8}$ m/N: poddajnost předního ložiska
- $C_B = 1/k_B = 1,26 \cdot 10^{-8}$ m/N: poddajnost zadního ložiska.

Potom po úpravě (4.17) dostáváme kubickou rovnici:

$$L^3 + \frac{6 \cdot E \cdot J_1 \cdot C_B}{a} - 6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (C_A + C_B) = 0. \quad (4.19)$$

Vzniklá rovnice je tvaru

$$x^3 + q \cdot x + r = 0, \quad (4.20)$$

kde

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

$$r = -6 \cdot 1,37 \cdot 10^{-8} \cdot (1,09 \cdot 10^{-8} + 1,27 \cdot 10^{-8}) = -4,07 \cdot 10^{-4}, \quad (4.21)$$

$$q = \frac{-6 \cdot E \cdot J_1 \cdot C_B}{a}$$

$$q = \frac{-6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,37 \cdot 10^{-8} \cdot 1,27 \cdot 10^{-8}}{0,244} = 8,98 \cdot 10^{-8}. \quad (4.22)$$

Tato rovnice má tři kořeny, z nichž pouze jeden je reálný

$$x_1 = u + v, \quad (4.23)$$

kde

$$z = \frac{r^2}{4} + \frac{q^3}{27} = \frac{(-4,07 \cdot 10^{-4})^2}{4} + \frac{(8,98 \cdot 10^{-8})^3}{27} = 4,14 \cdot 10^{-8}, \quad (4.24)$$

$$u = \sqrt[3]{-\frac{r}{2} - \sqrt{z}} = \sqrt[3]{-\frac{-4,07 \cdot 10^{-4}}{2} - \sqrt{4,14 \cdot 10^{-8}}} = 0,00403, \quad (4.25)$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{r}{2} + \sqrt{z}} = \sqrt[3]{-\frac{-4,07 \cdot 10^{-4}}{2} + \sqrt{4,14 \cdot 10^{-8}}} = 0,0741. \quad (4.26)$$

Optimální vzdálenost ložisek pak po dosazení do (4.23) je

$$x_1 = 0,00403 + 0,0741 = 0,0782 \text{ m}. \quad (4.27)$$

Po celkovém dosazení je za ložiskovou vzdálenost volena vypočtená optimální hodnota $L_0 = 78 \text{ mm}$.

4.5 Síly působící na vřeteno

Na vřeteno působí síly:

- posuvová síla – od procesu obrábění
- řezná síla – od procesu obrábění
- předpínací síla – od předpětí klínového řemene
- gravitační síla – od hmotnosti vřetena

tyto síly jsou zachyceny reakcemi v ložiscích.

**Posuvová síla F_f**

Působí na vřeteno v axiálním směru. Z hlediska konstrukce vřetena a uložení ložisek je celá zachycována větším předním ložiskem. Její velikost je podle (4.6) :

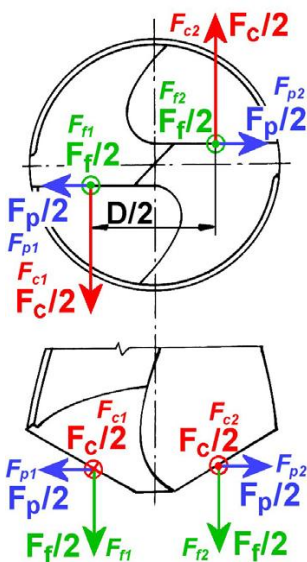
$$F_f = 639,0 \text{ N} \quad (4.28)$$

Řezná síla F_c

Podle (4.3) je její velikost:

$$F_c = 4800 \text{ N} \quad (4.29)$$

Řezná síla působí na vřeteno v radiálním směru, její výsledná hodnota je součtem působení dvou stejně velkých sil působících na dva stejné břity šroubovitého vrtáku podle obrázku [11].



Obr. 4.4 Působení sil na břit šroubovitého vrtáku [11]

Dílečkové řezné síly působí na vrták, potažmo vřeteno, stejně velkou silou v jednom smyslu, ale v protichůdných směrech. Vlivem tohoto působení bude radiální síla na vřeteno od řezného procesu nulová, protože se působení dílečkových sil vzájemně ruší.

Předpínací síla F_p

Působí na vřeteno v radiálním směru a je zachycována oběma ložisky. Její velikost je podle (4.15):

$$F_p = 165,4 \text{ N} \quad (4.30)$$

Gravitační síla F_g

Vzhledem ke komplikovanému tvaru vřetena, sklíčidla a vrtáku bylo k výpočtu hmotnosti použito 3D softwaru Autodesk Inventor 2012.

$$m = 2,1 \text{ kg} \quad (4.31)$$

$$F_g = m \cdot g = 2,1 \cdot 9,81 = 20,6 \text{ N} \quad (4.32)$$

Tato síla působí v axiálním směru proti síle posuvové a je zachycována menším zadním ložiskem.

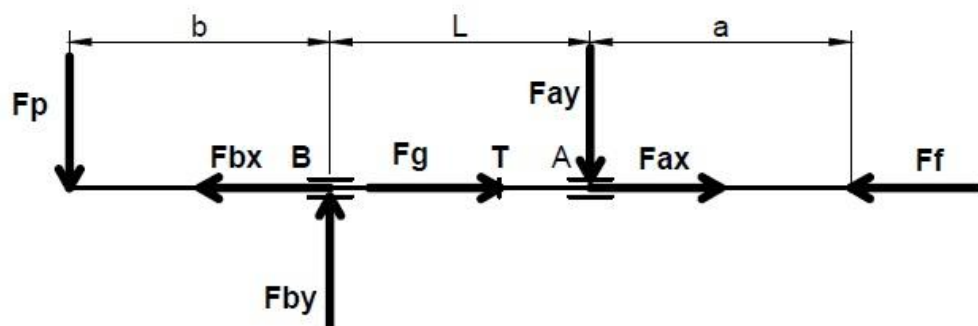
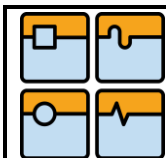
4.6 Reakce v ložiscích od zatěžujících sil

Reakční síly v ložiscích jsou vypočteny pomocí metody statické rovnováhy. Vřeteno je bráno jako nosník na dvou podporách zatížený příslušnými silami a momenty.

Znamé hodnoty:

- $F_p = 165,4 \text{ N}$
- $F_f = 639 \text{ N}$
- $F_g = 20,6 \text{ N}$
- $a = 244 \text{ mm}$
- $b = 88 \text{ mm}$
- $L = 78 \text{ mm}$

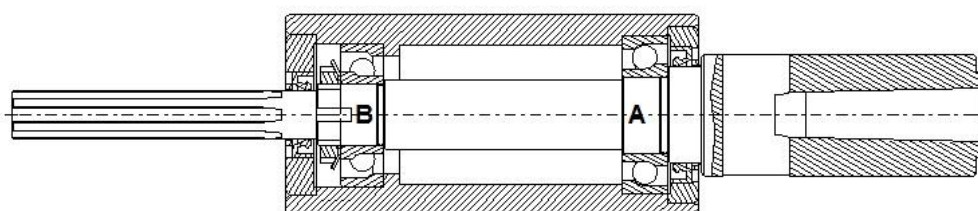
Způsob zatížení ukazuje následující obrázek.



Obr. 4.5 Silové reakce ve vřetenových ložiscích

V axiálním směru

Z konstrukce vřetena plyne, že posuvová síla je zachycena celá v předním ložisku a gravitační síla v ložisku zadním podle obrázku.



Obr. 4.6 Vřeteno – uložení ložisek

Tedy:

- ložisko A:

$$\sum F_x: F_{bx} = F_g \quad (4.33)$$

$$F_{bx} = 20,6 \text{ N} \quad (4.34)$$

- ložisko B:

$$\sum F_x: F_{ax} = F_f \quad (4.35)$$

$$F_{ax} = 639,0 \text{ N} \quad (4.36)$$

V radiálním směru

$$\sum F_y: -F_p + F_{by} - F_{ax} = 0 \quad (4.37)$$

$$\sum M: F_p \cdot b - F_{ay} \cdot L = 0 \quad (4.38)$$

Z (4.38) vyjádříme F_{ay} a dosadíme:

$$F_{ay} = \frac{F_p \cdot b}{L} = \frac{165,4 \cdot 88}{78} = 186,6 \text{ N} , \quad (4.39)$$

a dosadíme do (4.37)

$$F_{by} = F_p + F_{ay} = 165,4 + 186,6 = 352,0 \text{ N} \quad (4.40)$$

4.7 Výpočet životnosti ložisek

Pro výpočet trvanlivosti ložisek je třeba nejprve spočítat ekvivalentní dynamické zatížení P_r na jednotlivá ložiska, které je modifikovaným součtem výsledné příslušné axiální a radiální síly [4].

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a , \quad (4.41)$$

toto zatížení závisí na poměru:

$$\frac{F_a}{F_r} = e , \quad (4.42)$$

kde F_a je axiální a F_r radiální složka reakce v ložisku. Podle porovnání poměru sil s koeficientem e jsou dohledány příslušné koeficienty X a Y z tabulek [4]. Potom trvanlivost:

$$L_h = \left(\frac{C_D}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (4.43)$$

Ložisko v místě A:

Znamé hodnoty:

- $C_D = 13000$ N: dynamická únosnost
- $F_a = F_{ax} = 639,0$ N: axiální síla
- $F_r = F_{ay} = 186,6$ N: radiální síla
- $n = 398$ ot/min: otáčky
- $e = 0,68$: koeficient pro stykový úhel 25°
- $p = 3$: koeficient pro bodový styk

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{639}{186,6} = 3,42 > 0,68, \quad (4.44)$$

pak $X = 0,41$, $Y = 0,87$ a dosazením do (4.41)

$$P_r = 0,41 \cdot 186,6 + 0,87 \cdot 639 = 632,4 \text{ N} . \quad (4.45)$$

Životnost ložiska je z (4.43):

$$L_h = \left(\frac{13000}{632,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 398} = 363702,2 \text{ h} \quad (4.46)$$

Ložisko v místě B:

Znamé hodnoty:

- $C_D = 11400$ N: dynamická únosnost
- $F_a = F_{bx} = 20,6$ N: axiální síla
- $F_r = F_{by} = 352,0$ N: radiální síla
- $n = 398$ ot/min: otáčky
- $e = 0,68$: koeficient pro stykový úhel 25°
- $p = 3$: koeficient pro bodový styk

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{20,6}{352} = 0,06 < 0,68 , \quad (4.47)$$

pak $X = 1$, $Y = 0$ a dosazením do (4.41)

$$P_r = 1 \cdot 352 + 0 \cdot 20,6 = 352 \text{ N} . \quad (4.48)$$

Životnost ložiska je z (4.43):

$$L_h = \left(\frac{11400}{352} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 398} = 1422500 \text{ h} \quad (4.49)$$

Výsledné hodinové trvanlivosti jsou v případě ložiska A v řádu statisíců, v případě ložiska B v řádu milionů hodin. Životnost ložisek je tedy vysoká.

Statická bezpečnost ložisek

Nebude-li vřetenou provádět obráběcí proces a bude v klidovém stavu, bude na něj stále působit síla od předpětí řemene. V případě ložiska B ještě malá gravitační síla. Z důvodu tohoto zatížení, je třeba spočítat statickou bezpečnost ložisek. Rovnice pro statické ekvivalentní zatížení je ve tvaru [4]:

$$P_{0r} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a . \quad (4.50)$$

Bezpečnost ložisek při statickém zatížení je pak ve tvaru:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_{0r}} . \quad (4.51)$$

Ložisko v místě A:

Znamé hodnoty:

- $C_0 = 6950 \text{ N}$: statická únosnost
- $F_r = F_{ay} = 186,6 \text{ N}$: radiální síla
- $X_0 = 0,5$
- $Y_0 = 0,38$

Ekvivalentní statické zatížení dosazením do (4.50):

$$P_{0r} = 0,5 \cdot 186,6 + 0,38 \cdot 0 = 93,3 \text{ N} . \quad (4.52)$$

Statická bezpečnost potom dosazením do (5.51):

$$s_0 = \frac{6950}{93,3} = 74,5 . \quad (4.53)$$

Ložisko v místě B:

Znamé hodnoty:

- $C_0 = 5600 \text{ N}$: statická únosnost
- $F_a = F_{bx} = 20,6 \text{ N}$: axiální síla
- $F_r = F_{by} = 352,0 \text{ N}$: radiální síla
- $X_0 = 0,5$
- $Y_0 = 0,38$

Ekvivalentní statické zatížení dosazením do (4.50):

$$P_{0r} = 0,5 \cdot 352 + 0,38 \cdot 20,6 = 183,8 \text{ N} . \quad (4.54)$$

Statická bezpečnost potom dosazením do (4.51):

$$s_0 = \frac{5600}{183,8} = 30,5 \quad (4.55)$$

Požadovaná tabulková statická bezpečnost je 1. Vypočtená statická bezpečnost je v obou případech v řádu desítek, je tedy vysoká a ložiska vyhovují.

4.8 Drážkovaná hřídel

Zadní konec vřetena pro náhon je osazen normovaným, rovnobokým drážkováním. Z konstrukčních důvodů je vybráno drážkování střední řady 6x13x16. Je proveden výpočet minimální délky drážky pro přenos kroutícího momentu od pohonu elektromotorem $M_k = 19,2 \text{ Nm}$ [4].

Znamé hodnoty:

- $M_k = 19,2 \text{ Nm}$: kroutící moment
- $D_h = 16 \text{ mm}$: průměr hřídele
- $d_n = 13 \text{ mm}$: nosný průměr hřídele
- $z_z = 6$: počet drážek
- $\sigma_D = 25 \text{ Mpa}$: dovolené napětí na otlacení
- $\psi = 0,75$: součinitel zmenšení plochy drážek

Minimální délka drážek [8]:

$$l = \frac{M_k}{(D_h + d_n) \cdot \sigma_D \cdot s'} , \quad (4.56)$$

kde s' je účinná plocha drážek, což je záběrná plocha drážek redukována koeficientem ψ , z důvodu předpokládaných nepřesností výroby a deformací drážek. Plocha je spočtena podle:

$$s' = \psi \cdot z_z \cdot \frac{D_n - d_n}{2} = 0,75 \cdot 6 \cdot \frac{16 - 13}{2} = 6,75 \text{ mm}^2 \quad (4.57)$$

dosazením do (4.56)

$$l = \frac{19200}{(19 + 13) \cdot 25 \cdot 6,75} = 15,69 \text{ mm} \quad (4.58)$$

Spočtená hodnota udává, jaká má být minimální záběrová délka drážkového konce hřídele. Při konstrukci bylo zvoleno $l = 20 \text{ mm}$.

5 Kontrolní výpočet vřetena

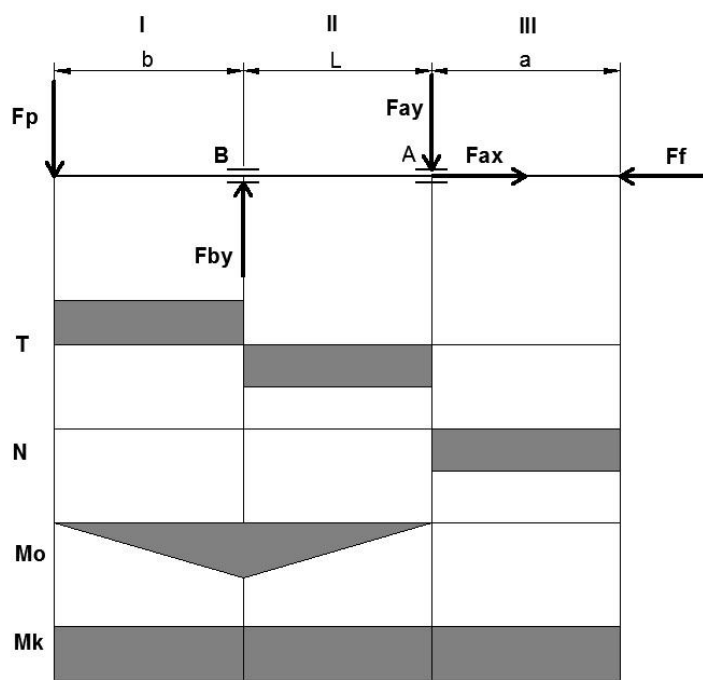
V průběhu řezného procesu je vřeteno namáháno na krut, ohyb a vzpěr. Moment krutu je konstantní po celé délce vřetena, moment v ohybu se mění v závislosti na vzdálenosti od konce vřetena. Na vzpěrnou stabilitu je namáháno pouze vyložení vřetena. Z důvodu relativně štíhlého zadního konce vřetena je materiál vřetena zvolen E335 (ČSN 11 600) a je pro něj provedena kontrola k meznímu stavu pružnosti. Tento materiál je doporučován pro strojní součásti, jako jsou hřídele, s vyšším namáháním.[4].

Potřebné hodnoty:

- $b = 88 \text{ mm}$: délka výstupního konce hřídele
- $L = 78 \text{ mm}$: vzdálenost ložisek
- $a = 243 \text{ mm}$: délka vyložení, sklíčidla a nástroje
- $d_n = 13 \text{ mm}$: nosný průměr výstupního konce hřídele
- $D_l = 40 \text{ mm}$: průměr vyložení
- $F_p = 165,4 \text{ N}$: předpínací síla
- $F_f = 639 \text{ N}$: posuvová síla
- $R_e = 330 \text{ Mpa}$: mez kluzu materiálu



Výsledné vnitřní účinky:



Obr. 5.1 Výsledné vnitřní účinky

Napětí v ohybu:

Z průběhu VVÚ lze vidět, že maximální ohybový moment je v místě ložiska B a má velikost:

$$M_{o\max} = F_p \cdot b = 165,4 \cdot 88 = 14520 \text{ Nmm} \quad (5.1)$$

Průřezový modul v ohybu v místě B:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_n^3}{32} = \frac{\pi \cdot 13^3}{32} = 215,69 \text{ mm}^3 \quad (5.2)$$

Ohybové napětí je tedy:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{14520}{215,69} = 67,32 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

Napětí v krutu:

Z VVÚ je vidět, že moment krutu je po celé délce vřetena stejný a má hodnotu:

$$M_k = 19200 \text{ Nmm} \quad (5.4)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16} = \frac{\pi \cdot 13^3}{16} = 431,38 \text{ mm}^3 \quad (5.5)$$

Potom napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{19200}{431,38} = 44,51 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

Redukované napětí:

Napětí redukované je počítáno metodou HMM pro houževnaté materiály a je ve tvaru [7]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{63,32^2 + 3 \cdot 44,51^2} = 102,35 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_s}{\sigma_{red}} = \frac{330}{102,35} = 3,22 \quad (5.8)$$

Koeficient bezpečnosti vychází větší než 2, bezpečnost je tedy dobrá a zároveň není vřeteno příliš předimenzováno. K meznímu stavu pružnosti tedy vřeteno vyhovuje vzhledem ke zvolenému materiálu 11 600.

Vzpěrná stabilita:

Pro ověření vyložení vřetena na vzpěr je nejprve ověřena štíhlost vůči mezní hodnotě[5]:

$$\lambda = \frac{l_0}{i}, \quad (5.9)$$

kde i je minimální poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{s}} \quad (5.10)$$

a J_{min} je minimální kvadratický moment vyložení

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 40^4}{64} = 125663,7 \text{ mm}^4. \quad (5.11)$$

Po dosazení do (5.10) a (5.9):

$$i = \sqrt{\frac{125663,7}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}}} = 10 \text{ mm}, \quad (5.12)$$

$$\lambda = \frac{243}{10} = 24,3. \quad (5.13)$$

Štíhlost prutu vyšla velice malá, menší než 40. Vyložení tedy není namáháno na vzpěr, ale pouze na prostý tlak [7]. Pak tedy napětí v tlaku:

$$\sigma_n = \frac{F_{ax}}{s} = \frac{639}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = 0,51 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

$$\sigma_n = 0,51 < R_s = 330 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

Tlakové napětí je mnohonásobně menší než dovolené napětí dané mezí kluzu materiálu, vyložení tedy na tlak vyhovuje.

Zhodnocení:

K meznímu stavu pružnosti tedy vřeteno vyhovuje vzhledem ke zvolenému materiálu 11 600. Kontrolní výpočet je proveden na největší možné namáhání a to vrtání z plna vrtákem průměru 16 mm. V praxi bude ve většině případů namáhání mnohem menší.

6 Konstrukční provedení

Při konstrukci vřetena je vycházeno z tvaru a rozměrů upínacího kužele Morse 2, který je osazen na vybraném sklíčidle. Sklíčidlo bylo vybráno na základě zvolených rezných parametrů, potažmo maximálního průměru vrtáku. Sklíčidlo je do vřetena naklepnuo a drží samosvornou silou, demontáž je prováděna vyražením pomocí bočního vyrážecího klínu normovaným otvorem. Vřeteno je uloženo ve dvou kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem s uspořádáním do O. Ložiska jsou uložena v pinole osazené vodící drážkou a ozubením, které umožňuje vysouvání při vrtání. Ložiska jsou mazána plastickým mazivem a ložiskový prostor je proti vniknutí nečistot a úniku maziva utěsněn víčky s vloženým dotykovým těsněním tzv. guferem. Víčka jsou do pinoly naklepnuo s malým přesahem a jsou v nich vyvrtány otvory pro snadnější demontáž. Vřeteno je v pinole pojištěno proti vypadnutí KM maticí s MB podložkou. Zadní konec vřetena je osazen rovnobokým drážkováním pro nasunutí do náboje řemenice, která přenáší kroutící moment přes klínový řemen od elektromotoru. Celé těleso je v konečné fázi zasunuto do hydrodynamického vedení ve vřeteníku vrtačky. Provedení je možné použít pro stolní nebo menší sloupovou vrtačku.



Obr. 6.1 3D zobrazení návrhu vřetena



Obr. 6.2 3D zobrazení návrhu vřetena v částečném řezu

7 Závěr

Cílem práce bylo získat informace rešerší vrtacích strojů a na jejich základě navrhnout vřeteno vrtacího stroje. Při návrhu bylo vycházeno z obráběného materiálu zvoleným nástrojem a stanovení s tím spojených adekvátních řezných podmínek. Tím bylo stanoveno maximální možné silové zatížení vřetena. Podle těchto parametrů bylo vybráno sklíčidlo a z jeho rozměrů bylo vřeteno nadimenzováno.

Výpočtem byly stanoveny síly a momenty působící na vřeteno a jejich zachycení v reakcích od ložisek. Byla spočtena trvanlivost a bezpečnost ložisek a minimální délka drážek vřetena v náboji řemenice. Kontrolním výpočtem byla ověřena bezpečnost vřetena

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

k meznímu stavu pružnosti a vzpěrná stabilita, kde vřeteno vzhledem ke zvolenému materiálu vyhovělo.

Výpočet a kontrola vřetena byli provedené pro parametry způsobující maximální možné zatížení vřetena:

- $R_m = 600 \text{ MPa}$: maximální pevnost vrtaného materiálu v tahu
- $D_v = 16 \text{ mm}$: maximální průměr vrtáku
- $n = 2500 \text{ ot/min}$: maximální otáčky
- $v_c = 20 \text{ m/min}$: maximální řezná rychlost
- $f = 0,2 \text{ mm/ot}$: maximální posuv

Na vřetenu je tedy možné používat i menší průměry vrtáků a vrtat do méně pevných materiálu, při čemž bude namáhání vřetena obecně vždy nižší než ověřené hodnoty.

Byl vyhotoven 3D model vřetena a výkres sestavy s kusovníkem v programu Autodesk Inventor 2012.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Vyd. 1. Brno: Nakladatelství VUT, 1992, 216 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0470-1.
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [4] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. 2. uprav. a dopl.vyd. Praha: Scientia, 1999, 911 s. ISBN 80-718-3164-6.
- [5] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-718-3312-6.
- [6] NĚMEC, Dobroslav. *Strojírenská technologie 3: Strojní obrábění*. 2. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1982. ISBN -.
- [7] MALÁŠEK, Jiří. *Dopravní a manipulační zařízení*. Brno, 2013.
- [8] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů I. Zásady konstruování. Spoje*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1981, 319 s. ISBN -.
- [9] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.
- [10] MÁDL, Jan. *Technologie obrábění: 1. díl*. Praha: ČVUT, 2000, 79 s. ISBN 80-010-2091-6.
- [11] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 3. část*. Brno, 2005.
- [12] KOČMAN, Karel a Jaroslav PROKOP. *Výrobní technologie II: [obrábění]*. Brno: CERM, 2002, 83 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství). ISBN 80-214-2189-4.
- [13] Machining: An Introduction. *Efunda* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: https://www.efunda.com/processes/machining/machin_intro.cfm
- [14] Vrtáčka stolní Canis V 20.8. *Heltos* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.heltos.cz/vrtacka-stolni-canis-v-20-8-2-18.html>
- [15] Stolní vrtáčka OPTIdrill B 23 Pro Vario. *BOW První Hanácká* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.bow.cz/produkt/3011233-stolni-vrtacka-optidrill-b-23-pro-vario/>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 54
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

- [16] Bernardo KBM 63. *Bernardo* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.bernardo.at/index.php?id=62&L=1&katid=4&groupid=51>
- [17] R 100. *Knuth Machine Tools* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.knuth.cz/r-100.html>
- [18] VOM 50. *Weiler* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.weiler.de/en/start/radial-drilling-machines/montagebohrmaschinen/vom50/technical-data.html>
- [19] DrillSprint 500. *Emi-Mec* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.emi-mec.eu/drillsprint500/index.php5>
- [20] No.MU300. *TOYOSK* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://www1a.biglobe.ne.jp/toyosk/machine/multi-spindle/ms-l/ms_l_e.htm
- [21] TV-510(A). *Stránský a Petržík* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/feeler/tdc/tv-510/>
- [22] MB-Serie. *Metallkraft* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.metallkraft-maschinen.de/produkte/bohrmaschinen/mb-serie/index.html>
- [23] Skříňový vřeteník. *HM Lignum* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.hm-lignum.cz/data/article/1313150086.jpg>
- [24] Tubusový vřeteník. *MIKRON Moravia* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://www.mikronmoravia.cz/files/servis_p_vreteno.jpg
- [25] Katalog ložisek SKF. *Exvalos* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf
- [26] Označovanie ložísk. *Ložiská Prešov* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.loziska-presov.sk/site.php?nadpis=ol&location=oznacenie.htm>
- [27] Mazání ložisek. *ZKL Group* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/9-mazani-lozisek>
- [28] Rychloupínací hlavička. *BOW První Hanácká* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.bow.cz/produkt/3050571-rychloupinaci-hlavicka-1-16-mm-mk2/>
- [29] Technical manual V-belt drives. *Optibelt* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://www.optibelt.com/fileadmin/content/pdf/Produkte/EN/TH_KR_GB.pdf
- [30] Siemens elektromotory 1LA7. *Elektromotory Vlastimil Moravec* [online]. 201 [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1la7.pdf

9 Seznam použitých zkratk

Symbol	Význam	Jednotka
a	Délka vyložení vřetena	mm
L	Vzdálenost mezi ložisky	mm
b	Délka zadního konce vřetena	mm
Δ_B	Házení předního ložiska	mm
Δ_A	Házení zadního ložiska	mm
Δ	Výsledné házení předního konce vřetena	mm
δ	Výsledná deformace vřetena	mm
δ_V	Dílková deformace vřetena	mm
δ_l	Deformace ložisek	mm
δ_S	Deformace vřeteníku	mm
δ_{1V}	Průhyb vřetena mezi ložisky	mm
δ_{2V}	Průhyb vyložení vřetena	mm
F	Teoretická síla na vřetenu	N
E	Modul pružnosti oceli	MPa
J_1	Kvadratický moment průřezu mezi ložisky	m^4
J_2	Kvadratický moment průřezu vyložení	m^4
δ_A, δ_B	Deformace ložisek	mm
k_A, k_B	Tuhost ložisek	N/m
C_A, C_B	Poddajnost ložisek	m/N
A, B	Teoretická reakční síla ložisek	N
L_0	Optimální ložisková vzdálenost	mm
R_m	Mez pevnosti v tahu	MPa
R_e	Mez kluzu v tahu	MPa
D_v	Průměr vrtáku	mm
n	Otáčky vřetena	ot/min
v_c	Řezná rychlost	m/min
f	Posuv	mm/ot
C_k	Součinitel řezného odporu	-

k_c	Řezný odpor	MPa
F_c	Řezná síla	N
M_k	Krouticí moment	Nm
F_f	Posuvová síla	N
C_{Ff}	Materiálová konstanta	-
x_{Ff}	Materiálová konstanta	-
y_{Ff}	Materiálová konstanta	-
P_v	Výkon na vrtáku	kW
P_e	Výkon elektromotoru	kW
η	Účinnost	-
M_{ke}	Moment krutu elektromotoru	kW
n_e	Otáčky elektromotoru	ot/min
n_p	Potřebné otáčky	ot/min
i	Potřebný převod	-
M_{kp}	Potřebný moment krutu	kW
F_p	Předpínací síla	N
P_b	Modifikovaný výkon	kW
z	Počet řemenů	-
c_1, c_2	Koeficient řemene	-
k_k	Koeficient řemene	-
d_f	Výpočtový průměr řemenice	mm
d	Vnitřní průměr ložiska	mm
D	Vnější průměr ložiska	mm
C_0	Statická únosnost ložiska	N
C_D	Dynamická únosnost ložiska	N
n_r	Referenční otáčky ložiska	ot/min
n_m	Omezující otáčky ložiska	ot/min
α	Kontaktní úhel ložiska	°
F_g	Gravitační síla	N
g	Tíhové zrychlení	m/s ²
F_{ax}, F_{bx}	Axiální složka reakce ložiska	N
F_{ay}, F_{by}	Radiální složka reakce ložiska	N

T	Těžiště	-
P_r	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
X, Y	Ložiskový koeficient	-
e	Ložiskový koeficient	-
L_h	Hodinová trvanlivost ložiska	h
P_{0r}	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
X_0, Y_0	Ložiskový koeficient	-
S_0	statická bezpečnost ložiska	-
D_h	Průměr výstupního konce hřídele	mm
d_n	Nosný průměr hřídele	mm
z_z	Počet drážek	-
σ_D	Dovolené napětí na otlacení	MPa
ψ	Součinitel zmenšení plochy	-
l	Délka drážek	mm
D_l	Průměr vyložení vřetena	mm
M_{0max}	Maximální moment v ohybu	Nm
W_o	Modulový průřez v ohybu	mm ³
σ_o	Napětí v ohybu	MPa
W_k	Modulový průřez v krutu	mm ³
τ_k	Napětí v krutu	MPa
σ_{red}	Napětí redukované	MPa
k	Koeficient bezpečnosti vřetena	-
λ	Štíhlost vyložení	-
i	Poloměr setrvačnosti vyložení	mm
J_{min}	Minimální kvadratický moment vyložení	mm ⁴
s	Plocha vyložení	mm ²
l_0	Redukovaná délka vyložení	mm
σ_n	Napětí v tlaku	MPa

10 Seznam obrázků

Obr. 2.1 Princip vrtání [13].....	10
Obr. 2.2 Stolní vrtačka Heltos Canis V 20.8 [14]	11
Obr. 2.3 Sloupová vrtačka Optimum Opti B 23 Pro Vario [15]	12
Obr. 2.4 Stojanová vrtačka Bernardo KBM 63 [16].....	13
Obr. 2.5 Radiální vrtačka Knuth R 100 [17]	14
Obr. 2.6 Montážní vrtačka Weiler VOM 50 [18]	15
Obr. 2.7 Vrtačka s revolverovou hlavou Emi-Mec DrillSprint 500 [19]	15
Obr. 2.8 Vícevřetenová vrtačka TOYOSK No.MU300 [20].....	16
Obr. 2.9 Vrtací a závitovací centrum FEELER TV-510 [21]	17
Obr. 2.10 magnetická vrtačka Metallkraft MB 754 [22].....	17
Obr. 3.1 Morfologie vřetena [3].....	18
Obr. 3.2 Vlivy na pracovní přesnost vřetena [3].....	19
Obr. 3.3 Vliv házení ložisek na přesnost chodu [1].....	20
Obr. 3.4 Deformace vřetena [1].....	21
Obr. 3.5 Vliv poddajnosti vřetena [1]	22
Obr. 3.6 Skříňový vřeteník [23].....	23
Obr. 3.7 Tubusový vřeteník [24].....	24
Obr. 3.8 Uspořádání kosoúhlých ložisek z Katalogu firmy SKF: a) T b) O c) X [25].....	25
Obr. 3.9 Typy ložisek nabízené firmou Ložiská Přešov [26].....	26
Obr. 3.10 Uspořádání ložisek [3].....	26
Obr. 3.11 Srovnání typů mazání [27]	27
Obr. 4.1 Rychloupínací hlavička 1 - 16 mm, MK2 [28]	32
Obr. 4.2 Předpětí klínových řemenů Optibelt Classic [29].....	34
Obr. 4.3 Způsob uložení ložisek [25].....	34
Obr. 4.4 Působení sil na břit šroubovitého vrtáku [11].....	38
Obr. 4.5 Silové reakce ve vřetenových ložiscích	40
Obr. 4.6 Vřeteno – uložení ložisek	40
Obr. 5.1 Výsledné vnitřní účinky.....	47
Obr. 6.1 3D zobrazení návrhu vřetena.....	51
Obr. 6.2 3D zobrazení návrhu vřetena v částečném řezu	51

11 Přílohy

CD:

- Elektronická verze bakalářské práce
- 3D model vřetena
- Výkres sestavy s kusovníkem

Výkres sestavy s kusovníkem