



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

# KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU OBRÁBĚCÍHO STROJE

DESIGN OF MACHINE TOOL TURNTABLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

VOJTĚCH SOJÁK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2013



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/13

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Vojtěch Soják

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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 otočného stolu obráběcího stroje**

v anglickém jazyce:

### **Design of machine tool turntable**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti otočných stolů obráběcích strojů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného otočného stolu. Provede potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci otočného stolu v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy otočného stolu a v elektronické příloze 3D model otočného stolu.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti otočných stolů obráběcích strojů.

Volba a zdůvodnění technických parametrů konstruovaného otočného stolu.

Konstrukční výpočty a vlastní konstrukce otočného stolu v 3D modelu.

Výkres sestavy otočného stolu a v elektronické příloze 3D model otočného stolu.

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

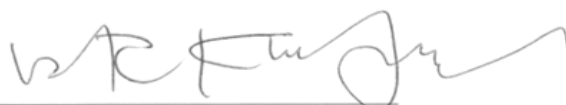
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 22.11.2012



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

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

## Abstrakt

Tato bakalářská práce se věnuje konstrukci otočného stolu obráběcího stroje. Jsou zde popsány jednotlivé komponenty, které se při konstrukci běžně používají a jsou k dostání na našem trhu. Dále jsou zde zmíněni nejvýznamnější výrobci otočných stolů. V další části je provedena konstrukce otočného stolu s nepřímým pohonem pro vertikální frézku.

## Klíčová slova

Otočný stůl, přímý pohon, nepřímý pohon, odměřovací systém, servomotor, konstrukce.

## Abstract

This bachelor thesis deals with the construction of the rotary table of machine tool. There are all components that are normally used in construction and are available in our market. Also, there are mentioned the most important manufacturers of rotary tables. In the next section is a construction rotary table with indirect drive for vertical milling machine.

## Keywords

Rotary table, direct drive, indirect drive, encoder, servomotor, design.

## Bibliografická citace

SOJÁK, V. *Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 46 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

## Čestné prohlášení

Já, Vojtěch Soják, prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D. a že jsem uvedl všechny prameny a literaturu, ze které jsem čerpal.

V Brně dne 15.5.2013

.....

Vojtěch Soják





## Poděkování

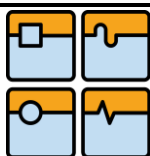
Chtěl bych poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za jeho rady a připomínky při řešení problémů při konstrukci. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům a přátelům za podporu při studiu.



## Obsah

|       |                                                                          |    |
|-------|--------------------------------------------------------------------------|----|
| 1     | Úvod .....                                                               | 13 |
| 2     | Teorie .....                                                             | 14 |
| 2.1   | Pohony a mechanismy otočných stolů .....                                 | 14 |
| 2.1.1 | Pohony přímé.....                                                        | 14 |
| 2.1.2 | Pohony nepřímé.....                                                      | 14 |
| 2.2   | Ložiska otočných stolů .....                                             | 16 |
| 2.2.1 | Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem .....                       | 16 |
| 2.2.2 | Axiálně radiální válečková ložiska .....                                 | 16 |
| 2.2.3 | Axiálně radiální válečková ložiska s integrovaným měřicím systémem ..... | 16 |
| 2.2.4 | Hydrostatická ložiska .....                                              | 17 |
| 2.3   | Odměřovací rotační snímače .....                                         | 17 |
| 2.3.1 | Optické rotační snímače .....                                            | 17 |
| 2.3.2 | Magnetické rotační snímače.....                                          | 18 |
| 2.4   | Výrobci otočných stolů.....                                              | 18 |
| 2.4.1 | Haas Automation .....                                                    | 18 |
| 2.4.2 | Fischer-Brodbeck GmbH (FIBRO) .....                                      | 19 |
| 2.4.3 | Demmeler .....                                                           | 19 |
| 3     | Vlastní konstrukce otočného stolu.....                                   | 20 |
| 3.1   | Volba parametrů stolu .....                                              | 20 |
| 3.2   | Volba ložiska upínací desky stolu .....                                  | 20 |
| 3.3   | Volba motoru .....                                                       | 21 |
| 3.4   | Základní rozměry šnekového soukolí .....                                 | 22 |
| 3.5   | Geometrie šnekového soukolí .....                                        | 22 |
| 3.6   | Volba materiálu šneku a šnekového soukolí.....                           | 23 |
| 3.7   | Výpočet skutečné účinnosti šnekového soukolí .....                       | 24 |
| 3.8   | Kontrola zubů šnekového kola na dotyk.....                               | 25 |
| 3.9   | Kontrola zubů šnekového kola na ohyb .....                               | 25 |
| 3.10  | Kontrola průhybu šnekové hřídele .....                                   | 26 |
| 3.11  | Silové poměry na šnekovém soukolí .....                                  | 27 |
| 3.12  | Výpočet reakcí pod ložisky a výpočet ohybových momentů .....             | 28 |
| 3.13  | Určení napětí v nebezpečných místech šnekové hřídele .....               | 30 |
| 3.14  | Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy šnekové hřídele .....                | 32 |
| 3.15  | Volba a výpočet ložisek na šnekové hřídeli .....                         | 33 |
| 3.16  | Kontrola desky stolu vůči meznímu stavu únavy .....                      | 34 |

|      |                               |    |
|------|-------------------------------|----|
| 3.17 | Průhyb desky stolu .....      | 36 |
| 4    | Postup konstrukce.....        | 37 |
| 5    | Závěr.....                    | 39 |
| 6    | Seznam použitých zdrojů ..... | 40 |
| 7    | Seznam použitých symbolů..... | 42 |
| 8    | Seznam obrázků .....          | 45 |
| 9    | Seznam příloh.....            | 46 |



## 1 Úvod

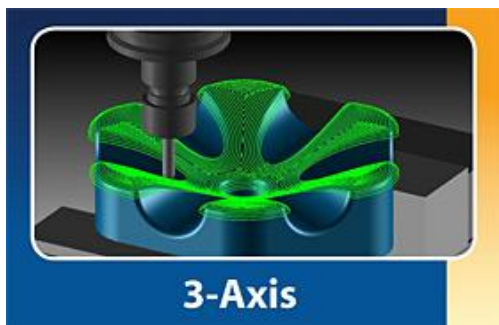
Otočné stoly (obr.1) nachází uplatnění zejména v CNC frézkách, existují ovšem i otočné stoly pro montáž (obr.2). Není na ně kladen takový důraz na přesnost. Otočný stůl slouží jako 4. osa obráběcího stroje. Stůl koná rotační pohyb buďto přímo při řezném procesu nebo slouží pro ustavení do dané polohy, zabrzdění stolu, a až potom koná obráběcí stroj řezný proces. Také může být použit ve složení s kolébkou (obr.5), to znamená že obráběcímu stroji přibude další osa obrábění, jedná se o 5-ti osé obrábění. Tento tip obrábění umožňuje vysoké využití stroje pro obrábění složitých tvarů a také zlepšit komplexnost obrábění. To znamená, že na jedno upnutí obrobku se odebírá materiál i z míst, kam se při tří osém frézování nástroj nedostane. Další výhodou 5-ti osého obrábění jsou optimální řezné podmínky, kdy nástroj odebírá třísku o konstantním průřezu. Tím se snižuje strojní čas pro obrábění. Řízení jednotlivých os, ať už se jedná o lineární (obr.3) nebo rotační osy (obr.4), probíhá pomocí systémů CAM. Funkce systému se liší dle výrobce.



Obr.1. Otočné stoly Fibroplan [2]



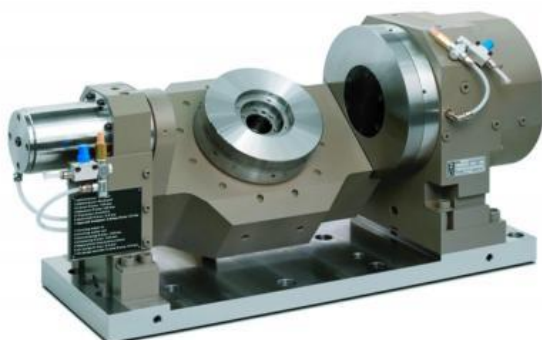
Obr.2. Montážní otočný stůl Fibrotor [2]



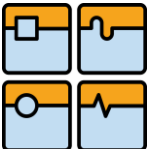
Obr.3. Dráhy nástroje při 3 osém obrábění v systému SurfCAM [6]



Obr.4. Dráhy nástroje při 5-ti osém obrábění v systému SurfCAM [6]



Obr.5. Otočný stůl s kolébkou Fibrodyn [3]

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 14 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

## 2 Teorie

### 2.1 Pohony a mechanismy otočných stolů

Pohony slouží pro přeměnu elektrické energie na mechanickou. Využívá se řada elektrických motorů a převodových mechanismů. Hlavní požadavky na pohony jsou: Jemné odstupňování otáček, velký rozsah otáček, velmi vysoká tuhost a velmi vysoká dynamika. Pohony otočných stolů dělíme do dvou kategorií.

#### 2.1.1 Pohony přímé

Používá se takzvaný torzní motor (obr.6). Princip funkce je stejný jako u lineárního motoru, liší se pouze tvarem konstrukce. Jeho výhodou jsou vysoké rychlosti a zrychlení, jednoduchá konstrukce, přesnost polohování a malý zastavěný prostor. Oproti servomotoru umožňuje rychlejší změnu polohy. Setrvačné hmoty má torzní motor menší. Nevýhoda spočívá v nutnosti chlazení buďto vzduchem nebo kapalinou. Tato technologie v současnosti nachází čím dál větší uplatnění. [1]



Obr.6. Momentové motory Servo-Drive STR [1]

#### 2.1.2 Pohony nepřímé

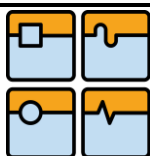
Nepřímý pohon znamená, že k elektromotoru je připojen určitý mechanismus, který má daný převodový poměr a způsobuje změnu otáček a kroutícího momentu.

#### Převod čelními ozubenými koly

Převod pastorek a ozubené kolo se u otočných stolů často nevyužívá. Mezi jeho hlavní nevýhody patří zejména neplynulý chod a z konstrukčního hlediska by pastorek s motorem zabíral hodně místa ve svislém směru. Pokud ovšem k ozubenému kolu přidáme další pastorek, takzvaná metoda Master/Slave (obr.7), kdy jeden pastorek klade odpor proti pohybu (Slave) a tím vyvine dostatečné předepnutí převodu a vymezí se vůle. Při rozběhu klade odpor záporný, později za běhu má smysl otáčení stejný jako Master, ale menší kroutící moment tak, aby předepnutí bylo stále stejné. Například převodovka firmy Redex s označením MSDR dokáže vyvinout kroutící moment 9 000/18 000 Nm, motor 2x100kW.

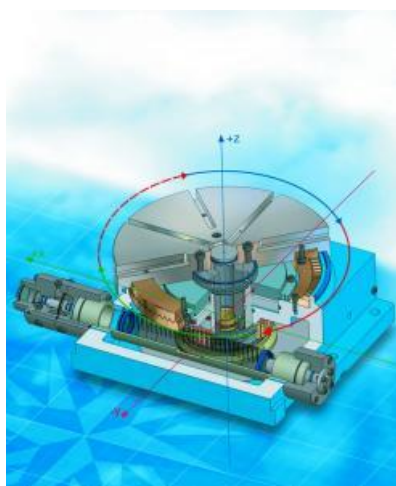


Obr.7. Převodovka Redex MSDR [7]



### Převod šnekovým soukolím

Šnekové soukolí (obr.8) umožňuje převod mezi mimoběžnými hřídelemi, které jsou na sebe zpravidla kolmé. Jedná se o převod s velkým převodovým poměrem, jelikož šnek má ve většině případů pouze jeden chod (zub). Účinnost tohoto převodu závisí na kontaktu mezi šnekem a šnekovým kolem, kde dochází vlivem tření a velkého tlaku k tepelným ztrátám. Nevýhoda spočívá v malé kontaktní ploše, ve které vlivem rázu může dojít k deformaci. Tuto nevýhodu lze částečně odstranit použitím globoidního šneku, globoidního šnekového kola nebo jejich kombinací.



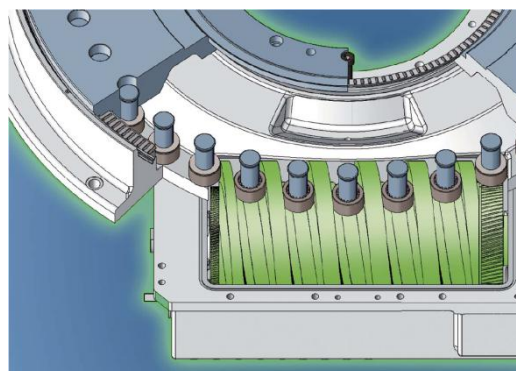
Obr.8. Šnekové soukolí v otočném stole Fibroplan [3]

### Převod globoidní vačkou

Tvarováním globoidní vačky (obr.9) se docílí co nejpříznivějšího průběhu zrychlení. U otočných stolů tedy požadujeme co nejplynulejší průběh. Velkou nevýhodou je složitost výroby vačky. Otočné stoly s vačkovým převodem (obr.10) se používají nejčastěji pro obrábění měkkých materiálů (neželezné kovy).



Obr.9. Vačkový pohon Fibro [4]



Obr.10. Pohon stolu STASTO typ CR [5]



## 2.2 Ložiska otočných stolů

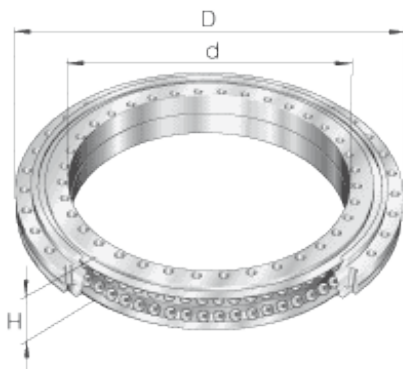
Řada výrobců se již v dnešní době zabývá výrobou speciálních valivých ložisek pro namáhání v axiálním a radiálním směru. Některé typy valivých ložisek mají zabudovaný odměřovací systém. Toto řešení snižuje zastavěný prostor. Mezi přední výrobce těchto ložisek patří firma INA. U větších stolů s vyšším požadavkem na přesnost a tuhost se používají ložiska hydrostatická.

### 2.2.1 Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

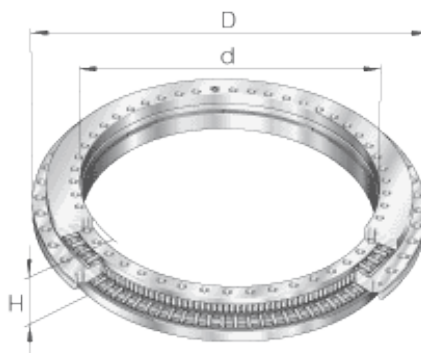
Firemní značení ložisek ZKLDF (obr.11). Ložiska jsou určena pro přenos axiálního a radiálního zatížení v obou směrech. Nabízené vnitřní průměry od 100 do 460 mm. Jsou vyráběna pro snadnou montáž se zhotovenými otvory pro připevnění. Vlastní ložisko se skládá ze dvou kuličkových věnců, vnějšího kroužku a dvou vnitřních spojených kroužků, které zajišťují předpětí. Úhel styku kuliček s kroužkem je  $60^\circ$ .

### 2.2.2 Axiálně radiální válečková ložiska

Firemní značení ložisek YRT (obr.12). Ložisko se skládá ze dvou válečkových věnců, které zachycují axiální zatížení v obou směrech, dále jeden válečkový věnec zachycující radiální sílu. Vnější, a vnitřní dělený kroužek pro dosažení předepnutí. Tyto ložiska se vyrábí s vnitřním průměrem od 50 do 1030 mm. Výrobce také vyrábí řadu YRTspeed pro vysoké obvodové rychlosti.



Obr.11. Ložisko YKLDF [8]



Obr.12. Ložisko YRT [8]

### 2.2.3 Axiálně radiální válečková ložiska s integrovaným měřicím systémem

Technické parametry těchto ložisek jsou stejné jako u typu YRT. Liší se zabudovaným magnetickým systémem odměřování (obr.13). Označení tohoto ložiska dle firmy INA: YRTM.



Obr.13. Ložisko YRTM [9]



|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 17 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

### 2.2.4 Hydrostatická ložiska

Hydrostatická ložiska mají oproti valivým ložiskům řadu výhod. V ložiscích je vyvozen hydrostatický tlak, který působí i za klidu, takže nedochází k opotřebení ložisek při rozjezdu. Tlak v ložiscích působí na celém obvodu, vymezuje vůle a zabraňuje vnikání nečistot. Mají velmi malý rozdíl mezi statickým a dynamickým součinitelem tření. Mezi nevýhody patří zejména nutnost vnějšího tlakového zdroje. Před začátkem pohybu musí být v ložisku vyvozen požadovaný tlak. Čep i pánev ložiska mají vysoký požadavek na rozměrovou přesnost. Celé ložisko musí být utěsněné a vytékající olej odveden zpátky do oběhového systému. Příklad použití hydrostatického ložiska v otočném stole Demmeler (obr.14).



Obr.14. Otočný stůl DRLT s hydrodynamickým ložiskem [10]

## 2.3 Odměřovací rotační snímače

Rotační snímače se dělí dle provedení na optické a magnetické. Dle způsobu odměřování na inkrementální (přírůstkové) a absolutní. Inkrementální odměřování probíhá pomocí výchozí polohy (počátku) a počtem načtených kroků od počátku. Počátek je nutné vždy při zapnutí načíst. Absolutní snímače nepotřebují určit počátek, určují aktuální úhlovou polohu v rámci jedné otáčky. Úhlové natočení odměřujeme buďto přímo na otočné desce stolu nebo pokud použijeme nepřímý pohon otočného stolu, můžeme odměřovat polohu nepřímo na servomotoru před převodovým ústrojím. U otočných stolů preferujeme prstencovou konstrukci snímače. Má řadu výhod jako například malý průřez, minimální moment setrvačnosti a s rostoucím průměrem prstence se zvyšuje přesnost odměřování. [12]

### 2.3.1 Optické rotační snímače

Rotační snímač se skládá z nerezového prstence, na kterém je umístěno měřítko, a měřicí hlavice uchycené na pevnou konstrukci. Optické snímače jsou citlivé na znečištění měřítka. Jedním z předních výrobců těchto snímačů je firma Renishaw (obr.15). Jejich snímače zaručují přesnost  $\pm 7$  úhlové sekundy s rozlišením 0,1 úhlová sekunda. Nabídka rozměrů je rozsáhlá od průměru 52 mm až do průměru 550 mm. Výhodou těchto snímačů je snadná montáž a odpadá nutnost přesného dostavení k ose rotace. Při použití dvou čtecích hlav (obr.16) se zvyšuje přesnost až na  $\pm 1$  úhlová sekunda. [11],[12]

### 2.3.2 Magnetické rotační snímače

Magnetické rotační snímače (obr.17) pracují na principu Hallova jevu. Jedním z nejvýznamnějších výrobců je německá firma Heidenhain. Jejich magnetické snímače pracují s přesností  $\pm 5$  úhlových sekund. Jsou odolné vůči nečistotám, ale vytváří magnetické pole, které může být ovlivněno okolím. [13]



Obr.15. Rotační snímač SiGNUM [11]



Obr.16. Rotační snímač se dvěma čtecími hlavami SiGNUM [11]



Obr.17. Magnetický modulární snímač ERM [13]

## 2.4 Výrobci otočných stolů

### 2.4.1 Haas Automation

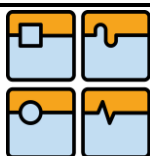
Gene Haas založil společnost v roce 1983 v USA. Společnost zabývající se výrobou jak otočných stolů, tak celých obráběcích center a soustruhů. Vyrábí otočné stoly (obr.18) s upínací deskou od průměru 110 až 600 mm. Dále vyrábí otočné stoly s kolébkou (obr.19), tzv. sklopné stoly s jednou nebo více otočnými deskami. O pohon stolu se stará šnekové soukolí poháněném servomotorem. Pro větší přesnost je šnekové kolo obráběno až po přimontování k vřetenu. [14]



Obr.18. Otočný stůl Haas HRT 210 [14]

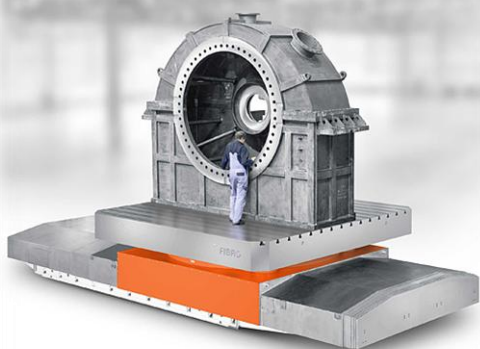


Obr.19. Sklopný stůl Haas TRT210 [14]



### 2.4.2 Fischer-Brodbeck GmbH (FIBRO)

Společnost zabývající se automatizací v průmyslu. V roce 1960 vyvinula první pneumatically otočný stůl. Nyní tato společnost nabízí široký výběr stolů dle konstrukce se šnekovými převodovkami, s momentovými motory a také stoly pro velké zatížení až 400 tun s axiálním posuvem (obr.20). Stoly využívají také hydraulické zpevnění v dané poloze. V nabídce nechybí ani speciální konstrukční řešení stolů (obr.21). [2],[3],[15],[16]



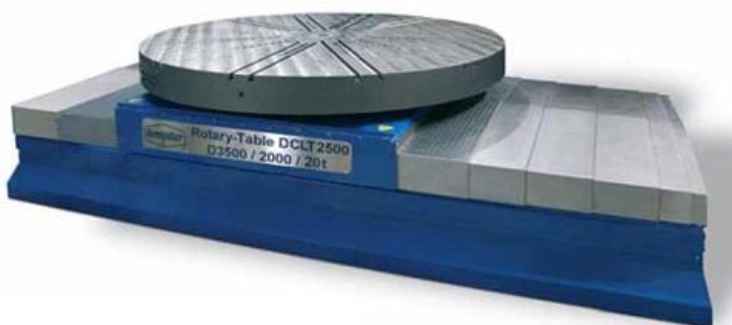
Obr.20. Otočný stůl Fibromax [15]



Obr.21. Speciální řešení otočného stolu [16]

### 2.4.3 Demmeler

Tato firma se zaměřuje na konstrukci robustních stolů pro velká zatížení (obr.22). Využívají takzvaný Duo Drive pohon otočného stolu. S výhodou nasazují hydrostatická ložiska pro přesné vedení při velkém zatížení. Nabízí jak holé otočné stoly, tak stoly s axiálním posuvem, nebo patentované otočné stoly s axiálním posuvem s naklápěním až o 10° (obr.23). Maximální zatížení stolu až 500 tun. Axiální posuv 1000 až 10 000 mm. Průměr stolu až 5 000 mm. [10]



Obr.22. Otočný stůl Demmeler DCLT 2500 [10]



Obr.23. Naklápěcí stůl Demmeler [10]

|                                                                                   |                                            |         |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 20 |
|                                                                                   | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

### 3 Vlastní konstrukce otočného stolu

Parametry byly zvoleny podle otočného stolu Haas HRT310 [14]. Stůl bude určen pro obrábění konstrukčních ocelí. Konstrukce stolu musí být co nejkompaktnější, to znamená co nejmenší výška stolu. Proto byl zvolen nepřímý pohon pomocí šneku a šnekového kola. Jelikož mezi šnekem a šnekovým kolem dochází ke styku v bodě, byl zvolen pohon pomocí dvou šneků. Toto řešení zároveň zmenší průměr použitých servomotorů, to znamená nižší výšku celé sestavy. Další výhodou je příznivé působení sil, kdy radiální síly od obou šneků působí proti sobě a navzájem se vyruší. Zuby šnekového kola budou namáhány poloviční silou, tím se zmenší namáhání zubů šnekového kola v dotyku i v ohybu.

#### 3.1 Volba parametrů stolu

|                                  |                                                               |
|----------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| Požadovaná doba rozběhu:         | $t_r = 1s$                                                    |
| Průměr desky stolu:              | $D = 310\text{ mm}$                                           |
| Maximální krouticí moment stolu: | $M_k = 407\text{ Nm}$                                         |
| Převodový poměr:                 | $i = 84$                                                      |
| Požadovaná trvanlivost:          | $L_h = 15000\text{ hodin}$                                    |
| Otáčky stolu:                    | $n_2 = 35 \frac{\text{deg}}{s} = 36,652 \frac{1}{\text{min}}$ |
| Výška obrobku:                   | $h = 200\text{ mm}$                                           |
| Hmotnost obrobku:                | $m_o = 94,2\text{ kg}$                                        |
| Maximální síla na průměru stolu: |                                                               |

$$F_t = \frac{2 * M_k}{D} = 2625,806\text{ N} \quad (1)$$

#### 3.2 Volba ložiska upínací desky stolu

Ložisko otočného stolu bylo zvoleno z katalogu INA [17] jako ložisko pro otočné stoly s odměřovací systémem s nejmenším vnitřním průměrem 150 mm. Odměřovací systém je magnetický a snímač odměřuje bezdotykově úhel přímo na jednom vnitřním kroužku ložiska. Tím se ušetří prostor, který by jinak zabíral odměřovací systém.

Maximální axiální síla působící na ložisko:

$$F_a = F_t + m_o * g = 3549,593\text{ N} \quad (2)$$

Maximální radiální síla působící na ložisko:

$$F_r = F_t = 2625,806\text{ N} \quad (3)$$

Maximální klopný moment:

$$M_{kl} = F_t(h + 50\text{mm}) = 1063,452\text{ Nm} \quad (4)$$

Parametry ložiska YRTM 150 z katalogu výrobce [17]:

|                                          |                            |
|------------------------------------------|----------------------------|
| Základní statická axiální únosnost:      | $C_{0a} = 510000\text{ N}$ |
| Základní statická radiální únosnost:     | $C_{0r} = 179000\text{ N}$ |
| Základní dynamická axiální únosnost:     | $C_a = 85000\text{ N}$     |
| Základní dynamická radiální únosnost:    | $C_r = 77000\text{ N}$     |
| Statická bezpečnost doporučená výrobcem: | $S_0 > 4$                  |

Statická bezpečnost v axiálním směru:

$$S_{0r} = \frac{C_{0r}}{F_r} = 68,17 \quad (5)$$

Statická bezpečnost v radiálním směru:

$$S_{0a} = \frac{C_{0a}}{F_a} = 143,678 \quad (6)$$

Statické bezpečnosti v radiálním i axiálním směru dostatečně vyhovují.

### 3.3 Volba motoru

#### Kroutící moment určený ze statických a kinematických poměrů

Účinnost převodu:  $\eta_P = 0,7$

Účinnost ložiska s kosoúhlým stykem:  $\eta_{L1} = 0,96$

Účinnost kuličkového ložiska:  $\eta_{L2} = 0,98$

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_P * \eta_{L1} * \eta_{L2} = 0,659 \quad (7)$$

Kroutící moment od tečné síly:

$$M_t = M_k = 407 \text{ Nm} \quad (8)$$

Kroutící moment na motoru:

$$M_{ms} = \frac{M_t}{2 * i * \eta_c} = 3,679 \text{ Nm} \quad (9)$$

#### Kroutící moment určený z dynamických poměrů

Momenty setrvačnosti jednotlivých dílů jsou určeny z fyzikálních vlastností modelu.

Moment setrvačnosti desky stolu:  $I_s = 336687,2 \text{ kg} * \text{mm}^2$

Moment setrvačnosti obrobku:  $I_o = 1131517,4 \text{ kg} * \text{mm}^2$

Moment setrvačnosti šnekového kola:  $I_{sk} = 137371,79 \text{ kg} * \text{mm}^2$

Moment setrvačnosti šnekové hřídele:  $I_{\xi} = 1162,5 \text{ kg} * \text{mm}^2$

Moment setrvačnosti rotoru motoru:  $I_m = 0,000795 \text{ kg} * \text{m}^2$

Úhlové zrychlení stolu:

$$\varepsilon_s = \frac{2 * \pi * n_2}{t_r} = 219,911 \frac{\text{deg}}{\text{s}^2} \quad (10)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s * i = 1,847 * 10^{-4} \frac{\text{deg}}{\text{s}^2} \quad (11)$$

Redukovaný moment setrvačnosti:

$$I_{rhm} = I_m + I_{\xi} + \frac{I_{sk} + I_o + I_s}{2 * i^2} = 2014,387 \text{ kg} * \text{mm}^2 \quad (12)$$

Rozběhový moment na motoru:

$$M_{md} = I_{rhm} * \varepsilon_m * \frac{1}{\eta_c} = 0,986 \text{ Nm} \quad (13)$$

Celkový moment potřebný pro rozběh:

$$M_m = M_{ms} + M_{md} = 4,665 \text{ Nm} \quad (14)$$

Potřebné otáčky motoru:

$$n_p = n_2 * i = 3078,761 \frac{1}{\text{min}} \quad (15)$$

Vybrán synchronní servomotor z katalogu [18] Siemens 1FK7060-2AF71-1EG0

Parametry motoru z katalogu výrobce:

Otáčky motoru:  $n_1 = 3000 \frac{1}{\text{min}}$

Výkon motoru:  $P_j = 1,48 \text{ kW}$

Kroutící moment motoru:  $M_{mot} = 4,7 \text{ Nm}$

### 3.4 Základní rozměry šnekového soukolí

Dle zvolené hodnoty normalizovaného převodového poměru šnekového soukolí ( $i=84$ ) z [21] tabulka 17-7 strana 744 podle normy DIN 3976 byli vybrány tyto hodnoty:

Meziosová vzdálenost:  $a_{12} = 160 \text{ mm}$

Modul šnekového soukolí:  $m_{12} = 3,15 \text{ mm}$

Počet zubů šneku:  $z_1 = 1$

Součinitel průměru šneku:  $q = 17,5$

Průměr roztečné kružnice šneku ve střední rovině:

$$d_1 = q * m_{12} = 55,125 \text{ mm} \quad (16)$$

Průměr roztečné kružnice šnekového kola ve střední rovině:

$$d_2 = 2 * a_{12} - d_1 = 264,875 \text{ mm} \quad (17)$$

Počet zubů šnekového kola:

$$z_2 = \frac{d_2}{m_{12}} = 84 \quad (18)$$

Minimální šířka šneku podle [21] str.741:

$$b_{1min} = 2 * m_{12} * \sqrt{z_2 + 1} = 58,113 \text{ mm} \quad (19)$$

Zvolená šířka šneku podle minimální šířky šneku:

$$b_1 = 60 \text{ mm} \quad (20)$$

### 3.5 Geometrie šnekového soukolí

Normální úhel profilu:  $\alpha_n = 20^\circ$

Korekce (nekorigované šnekové soukolí):  $x_{12} = 0$

Roztečný úhel stoupání:

$$\gamma = \arctg * \left( m_{12} * \frac{z_1}{d_1} \right) = 3,27^\circ \quad (21)$$

Normální modul:

$$m_{12n} = m_{12} * \cos(\gamma) = 3,145 \text{ mm} \quad (22)$$

Osový úhel profilu:

$$\alpha_x = \arctg \left( \frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\gamma)} \right) = 20,03^\circ \quad (23)$$



|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 23 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

Základní úhel stoupání:

$$\gamma_b = \arccos(\cos(\gamma) * \cos(\alpha_n)) = 20,255^\circ \quad (24)$$

Stoupání závitu:

$$p_z = \pi * m_{12} * z_1 = 9,896 \text{ mm} \quad (25)$$

Osová rozteč:

$$p_x = m_{12} * \pi = 9,896 \text{ mm} \quad (26)$$

Základní rozteč:

$$p_b = p_x * \cos(\gamma_b) = 9,284 \text{ mm} \quad (27)$$

### Geometrie šneku

Průměr valivé kružnice ve střední rovině:

$$d_{w1} = d_1 = 55,125 \text{ mm} \quad (28)$$

Průměr hlavové kružnice ve střední rovině:

$$d_{a1} = d_1 + 2 * m_{12} = 61,425 \text{ mm} \quad (29)$$

Hlavová vůle:

$$c_{12} = 0,2 * m_{12} = 0,63 \text{ mm} \quad (30)$$

Průměr patní kružnice ve střední rovině:

$$d_{f1} = d_1 - 2(m_{12} - c_{12}) = 50,085 \text{ mm} \quad (31)$$

Průměr základní kružnice ve střední rovině:

$$d_{b1} = d_1 * \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma_b)} = 8,536 \text{ mm} \quad (32)$$

### Geometrie šnekového kola

Průměr valivé kružnice ve střední rovině:

$$d_{w2} = d_2 + 2 * x_{12} * m_{12} = 264,875 \text{ mm} \quad (33)$$

Průměr hlavové kružnice ve střední rovině:

$$d_{a2} = d_2 + 2 * m_{12} * (1 + x_{12}) = 271,175 \text{ mm} \quad (34)$$

Průměr patní kružnice ve střední rovině:

$$d_{f2} = d_2 - 2(m_{12} + c_{12} - x_{12}) = 257,315 \text{ mm} \quad (35)$$

Průměr základní kružnice ve střední rovině:

$$d_{b2} = d_2 * \cos(\gamma_b) = 248,496 \text{ mm} \quad (36)$$

Šířka šnekového věnce:

$$b_2 = 0,45 * (d_{a1} + 4 * m_{12}) = 33,311 \text{ mm} \quad (37)$$

## 3.6 Volba materiálu šneku a šnekového soukolí

Materiál šnekového soukolí volím podle [21] str.924 volím materiál s ohledem na velikost skluzové rychlosti.

Skluzová rychlost:

$$v_k = \frac{\pi * n_1 * d_1}{\cos(\gamma)} = 8,673 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (38)$$

Zvolený materiál CuSn12Ni a jeho mechanické vlastnosti:

Mez únavy v dotyku:  $\sigma_{Hlim} = 520 \text{ MPa}$   
 Mez únavy ve smyku:  $\tau_{FlimT} = 100 \text{ MPa}$   
 Redukovaný modul pružnosti v tahu  $E_{red} = 150662 \text{ MPa}$

Materiál šneku volím cementační oce 12 020 s těmito mechanickými vlastnostmi:

Mez kluzu materiálu:  $Re_p = 235 \text{ MPa}$   
 Mez pevnosti materiálu:  $Rm_p = 380 \text{ MPa}$

### 3.7 Výpočet skutečné účinnosti šnekového soukolí

Drsnost povrchu zubu:  $Ra = 0,4 \mu m$

Součinitel materiálu podle [21] str.928  $Y_W = 0,95$

Pracovní šířka šnekového kola:

$$b_{2H} = 0,45(d_{a1} + 4 * m_{12}) = 33,311 \text{ mm} \quad (39)$$

Základní součinitel tření pro standardní referenční šnekové soukolí:

$$f_{0T} = 0,02 + 0,02 * \frac{1}{(v_k + 0,2)^{0,97}} = 0,022 \quad (40)$$

Součinitel velikosti:

$$Y_S = \left(\frac{100}{a_{12}}\right)^{0,5} = 0,791 \quad (41)$$

Součinitel geometrie:

$$h_g = \left(0,018 + \frac{q}{7,86 * (q + z_2)} + \frac{1}{z_2} - \frac{i}{36300} + \frac{b_{2H}}{370 * 4 * m_{12}} - \frac{\sqrt{2 * q - 1}}{213,9}\right) = 0,051 \quad (42)$$

Součinitel geometrie:

$$Y_G = \left(\frac{0,07}{h_g}\right)^{0,5} = 1,174 \quad (43)$$

Součinitel drsnosti:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{Ra}{0,5}} = 0,946 \quad (44)$$

Střední součinitel tření:

$$f_{zm} = f_{0T} * Y_S * Y_G * Y_W * Y_R = 0,019 \quad (45)$$

Skutečná účinnost šnekového soukolí:

$$\eta_{12} = \frac{\cos(\alpha_n) - f_{zm} * \tan(\gamma)}{\cos(\alpha_n) + f_{zm} * \cot g(\gamma)} = 0,741 \quad (46)$$



### 3.8 Kontrola zubů šnekového kola na dotyk

Součinitel maziva:  $Z_{oil} = 1$

Součinitel vnějších dynamických sil:  $K_A = 1,25$

Obvodová rychlost na roztečném válci šneku:

$$v_1 = \pi * d_1 * n_1 = 8,659 \frac{m}{s} \quad (47)$$

Obvodová rychlost na roztečném válci šnekového kola:

$$v_2 = \pi * d_2 * n_2 = 0,508 \frac{m}{s} \quad (48)$$

Součinitel rychlosti:

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_k}} = 0,628 \quad (49)$$

Součinitel počtu cyklů:

$$Z_h = \left( \frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}} = 1,089 \quad (50)$$

Součinitel velikosti:

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + \frac{a_{12}}{m}}} = 1,017 \quad (51)$$

Korigovaná mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} * Z_h * Z_v * Z_s * Z_{oil} = 361,718 \text{ MPa} \quad (52)$$

Parametr středního Hertzova napětí:

$$p_m = 1,03 \left( 0,4 + \frac{x_{12}}{i} + 0,01 * z_2 - 0,083 * \frac{b_{2H}}{m_{12}} + \frac{\sqrt{2q-1}}{6,9} + \frac{q + 50 * \frac{i+1}{i}}{15,9 + 37,5 * q} \right) \quad (53)$$

$$= 1,349$$

Nominální výstupní točivý moment na šnekovém kole:

$$M_{j2} = \frac{P_j * \eta_{12}}{2 * \pi * n_2} = 285,734 \text{ Nm} \quad (54)$$

Střední napětí v dotyku:

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} * \left( \frac{p_m * M_{j2} * K_A * E_{red}}{a_{12}^3} \right)^{0,5} = 169,49 \text{ MPa} \quad (55)$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku:

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hm}} = 2,134 \quad (56)$$

### 3.9 Kontrola zubů šnekového kola na ohyb

Počet cyklů šnekového kola:

$$N_L = n_2 * L_h = 3,299 * 10^7 \quad (57)$$

Součinitel počtu cyklů zvolen podle [21] stra 926 v závislosti na  $N_L$ :

$$Y_{NL} = 1$$

Korigovaná mez únavy:

$$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} * Y_{NL} = 100 \text{ MPa} \quad (58)$$

Součinitel vlivu záběru profilu:  $Y_{12\epsilon} = 0,5$

Součinitel tvaru:

$$Y_F = \frac{2,9 * m_{12}}{1,06 * \left( 1,27 * m_{12} + (d_2 - d_{f2}) * \frac{\tan(\alpha_x)}{\cos(\gamma)} \right)} = 1,275 \quad (59)$$

Součinitel úhlu stoupání šroubovice:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos(\gamma)} = 1,002 \quad (60)$$

Zvolená tloušťka věnce šnekového kola:  $s_K = 8 \text{ mm}$

Součinitel tloušťky věnce pro  $s_K \geq 1,5 * m_{12}$ :  $Y_K = 1$

Velikost obvodové síly na šnekovém kole

$$F_{t2} = \frac{K_A * P_j}{v_2} = 3639,448 \text{ N} \quad (61)$$

Smykové napětí v patě zubu:

$$\tau_F = \frac{F_{t2}}{b_{2H} * m_{12}} * Y_{12\epsilon} * Y_F * Y_\gamma * Y_K = 22,141 \text{ MPa} \quad (62)$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu:

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} = 4,517 \quad (63)$$

### 3.10 Kontrola průhybu šnekové hřídele

Maximální průhyb šnekové hřídele při symetrickém umístění valivého bodu vzhledem k ložiskům hřídele.

Vzdálenost středů ložisek:  $L_{12} = 220 \text{ mm}$

Maximální průhyb hřídele:

$$\delta_{max} = \left( 2 * 10^{-6} * (l_{12})^3 * F_{t2} * \frac{\left( \sqrt{\tan(\gamma + \arctg(f_{zm}))^2 + \frac{\tan(\alpha_x)^2}{\cos(\gamma)^2}} \right)}{d_1^4} \right) \quad (64)$$

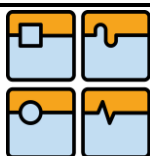
$$= 0,003 \text{ mm}$$

Mezní průhyb hřídele šneku:

$$\delta_{lim} = 0,004 * m_{12} = 0,013 \text{ mm} \quad (65)$$

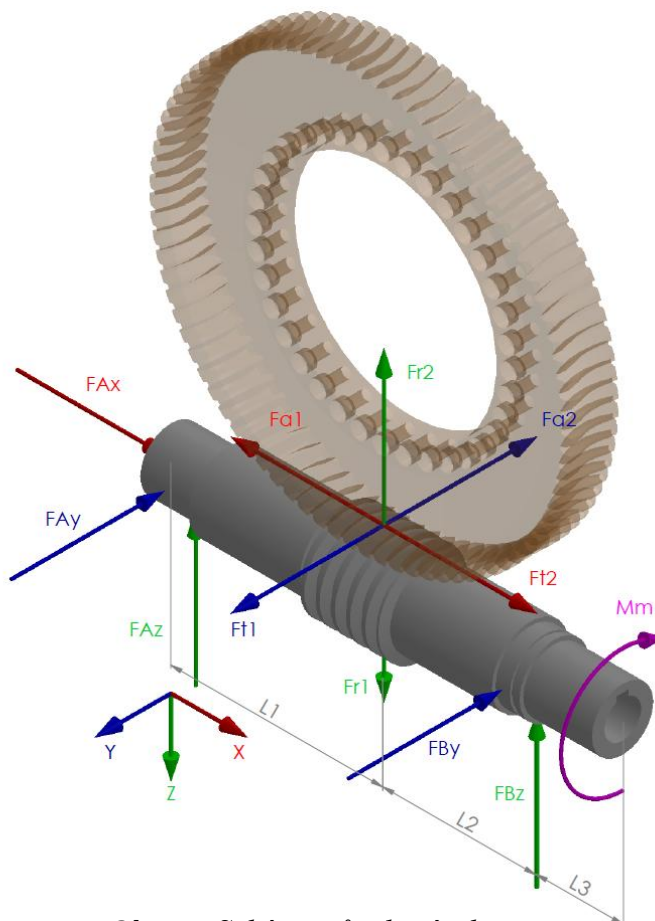
Součinitel bezpečnosti průhybu hřídele šneku:

$$S_\delta = \frac{\delta_{lim}}{\delta_{max}} = 4 \quad (66)$$



### 3.11 Silové poměry na šnekovém soukolí

Schéma působení sil na šnekovém soukolí je zobrazeno na (obr.24).



Obr.24. Schéma působení sil

Tečná síla působící na šneku:

$$F_{t1} = \frac{2 * M_m}{d_1} = 169,246 \text{ N} \quad (67)$$

Axiální síla působící na šnekové kolo:

$$F_{a2} = F_{t1} = 169,246 \text{ N} \quad (68)$$

Výsledná síla působící na šnek:

$$F_1 = \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha_n) * \sin(\gamma)} = 3157,021 \text{ N} \quad (69)$$

Radiální síla působící na šnek:

$$F_{r1} = F_1 * \sin(\alpha_n) = 1079,765 \text{ N} \quad (70)$$

Radiální síla působící na šnekové kolo:

$$F_{r2} = F_{r1} = 1079,765 \text{ N} \quad (71)$$

Axiální síla působící na šnek:

$$F_{a1} = F_1 * \cos(\alpha_n) * \cos(\gamma) = 2961,798 \text{ N} \quad (72)$$

Tečná síla působící na šnekové kolo:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2961,798 \text{ N} \quad (73)$$

|                                                                                   |                                            |         |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 28 |
|                                                                                   | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

### 3.12 Výpočet reakcí pod ložisky a výpočet ohybových momentů

Vzdálenosti mezi středem šneku a ložisky byly upravovány tak, aby ložiska nezasahovala do šnekového kola. Proto tento výpočet musel být proveden znovu po výpočtu ložisek a správnému nastavení vzdáleností. Ložiska musela být posléze znovu zkontrolována, aby odpovídala požadovaná trvanlivost.

Vzdálenost středu levého ložiska od středu šneku:  $l_1 = 120 \text{ mm}$

Vzdálenost středu šneku od středu pravého ložiska:  $l_2 = 100 \text{ mm}$

Vzdálenost středu pravého ložiska od motoru:  $l_3 = 60 \text{ mm}$

#### Reakce pod pravým ložiskem

Síla působící v ose x:

$$F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (74)$$

Síla působící v ose y:

$$F_{By} = \frac{F_{t1} * l_1}{l_1 + l_2} = 92,316 \text{ N} \quad (75)$$

Síla působící v ose z:

$$F_{Bz} = \frac{F_{r1} * l_1 - F_{a1} * \frac{d_1}{2}}{l_1 + l_2} = 217,896 \text{ N} \quad (76)$$

#### Reakce pod levým ložiskem

Síla působící v ose x:

$$F_{Ax} = F_{a1} = 2961,798 \text{ N} \quad (77)$$

Síla působící v ose y:

$$F_{Ay} = F_{t1} - F_{By} = 76,93 \text{ N} \quad (78)$$

Síla působící v ose z:

$$F_{Az} = F_{r1} - F_{Bz} = 861,868 \text{ N} \quad (79)$$

#### Výpočet průběhu ohybových momentů v jednotlivých úsecích na hřídeli.

Úsek 1:  $x_1 = (0, l_1)$

Ohybový moment v ose y:

$$M_{1y}(x_1) = F_{Az} * x_1 \text{ [Nm]} \quad (80)$$

Ohybový moment v ose z:

$$M_{1z}(x_1) = F_{Ay} * x_1 \text{ [Nm]} \quad (81)$$

Kroutící moment v ose x:

$$M_{1x}(x_1) = 0 \text{ [Nm]} \quad (82)$$

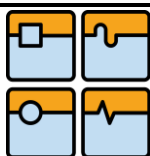
Úsek 2:  $x_2 = (l_1, l_1 + l_2)$

Ohybový moment v ose y:

$$M_{2y}(x_2) = F_{Az} * x_2 - F_{a1} * \frac{d_1}{2} - F_{r1}(x_2 - l_1) \text{ [Nm]} \quad (83)$$

Ohybový moment v ose z:

$$M_{2z}(x_2) = F_{Ay} * x_2 - F_{t1}(x_2 - l_1) \text{ [Nm]} \quad (84)$$



Kroutící moment v ose x:

$$M_{2x}(x_2) = F_{t1} * \frac{d_1}{2} [Nm] \quad (85)$$

Úsek 3:

$$x_3 = (l_1 + l_2, l_1 + l_2 + l_3)$$

Ohybový moment v ose y:

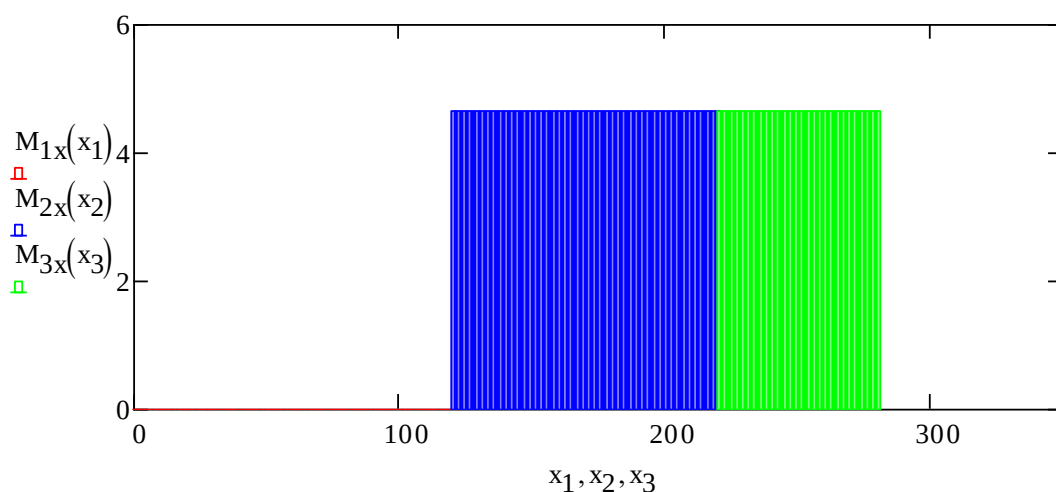
$$M_{3y}(x_3) = 0 [Nm] \quad (86)$$

Ohybový moment v ose z:

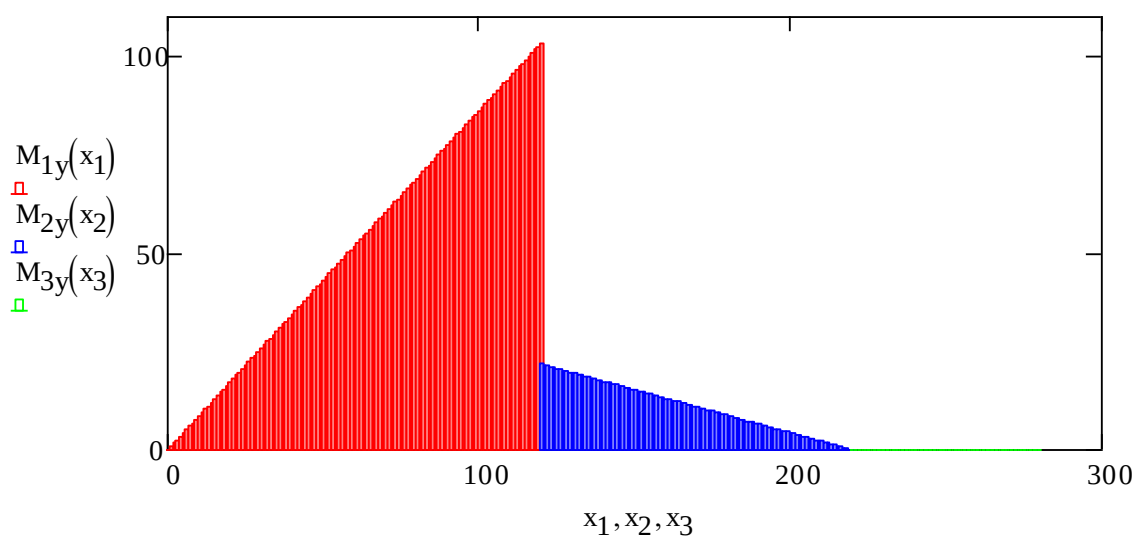
$$M_{3z}(x_3) = 0 [Nm] \quad (87)$$

Kroutící moment v ose z:

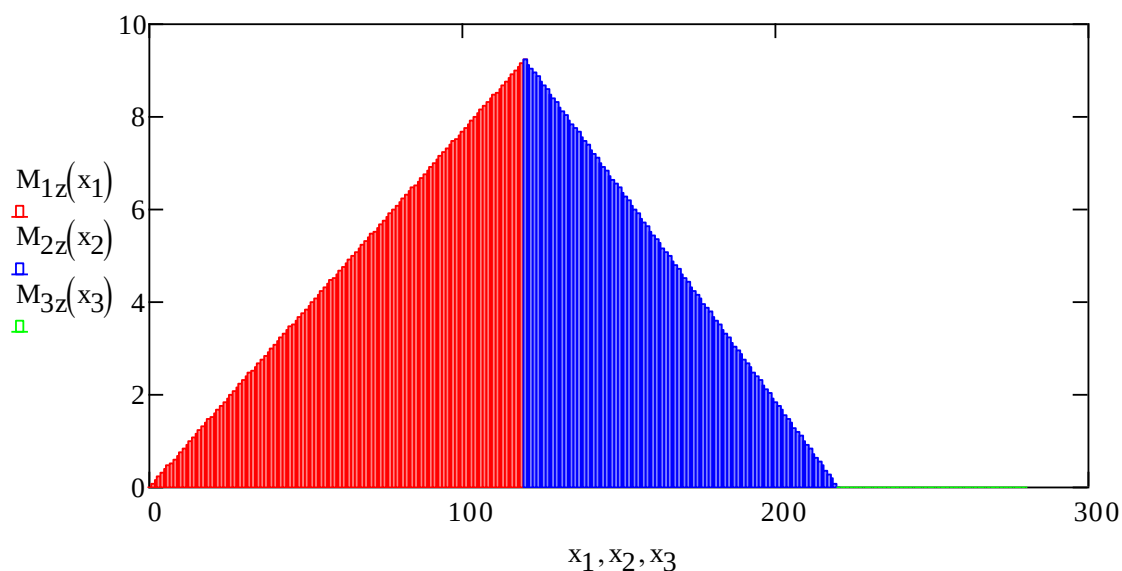
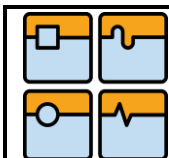
$$M_{3x}(x_3) = F_{t1} * \frac{d_1}{2} [Nm] \quad (88)$$



Obr.25. Průběh kroutícího momentu na šnekové hřídeli



Obr.26. Průběh ohybového momentu ve směru osy y



Obr.27. Průběh ohybového momentu ve směru osy z

Výpočet maximálních ohybových momentů na šnekové hřídeli.

Maximální ohybový moment v ose y:

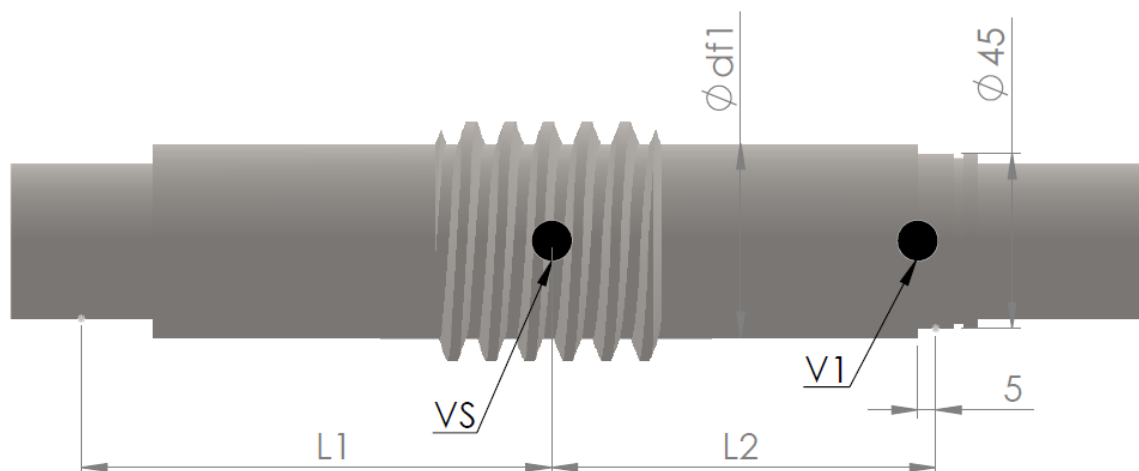
$$M_{Oymax} = F_{Az} * l_1 = 103,424 \text{ Nm} \quad (89)$$

Maximální ohybový moment v ose z:

$$M_{Ozmax} = F_{Ay} * l_1 = 9,232 \text{ Nm} \quad (90)$$

### 3.13 Určení napětí v nebezpečných místech šnekové hřídele

Výpočet napětí ve středu šneku (označeno VS), kde působí největší ohybové momenty a výpočet napětí v místě vrubu u pravého ložiska (označeno V1), dle (obr.28).



Obr.28. Označení vrubů na šnekové hřídeli

|                                                                                   |                                            |         |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 31 |
|                                                                                   | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

### Napětí ve středu šneku, vrub VS

Celkový ohybový moment v tomto místě:

$$M_{OS} = \sqrt{M_{Oy_{max}}^2 + M_{Oz_{max}}^2} = 103,835 \text{ Nm} \quad (91)$$

Kroutící moment v tomto místě:

$$M_{KS} = M_m = 4,665 \text{ Nm} \quad (92)$$

Průměr hřídele v tomto místě:

$$d_{PS} = d_{f1} = 50,085 \text{ mm} \quad (93)$$

Součinitel tvaru pro namáhání krutem a ohybem vrubu VS, jakožto osazení mezi hlavovým a patním průměrem. Poloměr zaoblení  $r = 0,3 * m \cong 1$ . Součinitelé zvoleny podle [21] na str.1115.

Součinitel tvaru pro namáhání ohybem:  $\alpha_{\sigma S} = 2,6$

Součinitel tvaru pro namáhání krutem:  $\alpha_{\tau S} = 2$

Nominální normálové napětí v tomto místě:

$$\sigma_{nom} = \frac{M_{OS} * 32}{\pi * d_{PS}^3} = 8,418 \text{ MPa} \quad (94)$$

Normálové napětí v tomto místě:

$$\sigma = \sigma_{nom} * \alpha_{\sigma S} = 21,887 \text{ MPa} \quad (95)$$

Nominální smykové napětí v tomto místě:

$$\tau_{nom} = \frac{M_{KS} * 16}{\pi * d_{PS}^3} = 0,189 \text{ MPa} \quad (96)$$

Smykové napětí v tomto místě:

$$\tau = \tau_{nom} * \alpha_{\tau S} = 0,378 \text{ MPa} \quad (97)$$

Redukované napětí v tomto místě:

$$\sigma_{redS} = \sqrt{(\sigma)^2 + 3 * (\tau)^2} = 21,897 \text{ MPa} \quad (98)$$

### Napětí v místě vrubu V1 u pravého ložiska

Vzdálenost středu šneku od místa vrubu:

$$x_2 = l_2 - 5 = 95 \text{ mm} \quad (99)$$

Celkový ohybový moment v tomto místě:

$$M_o = \sqrt{\left(F_{Az}(x_2 + l_1) - F_{r1} * x_2 - F_{a1} * \frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(F_{Ay}(l_1 + x_2) - F_{t1} * x_2\right)^2} \quad (100)$$

$$= 1,183 \text{ Nm}$$

Kroutící moment v tomto místě:

$$M_K = M_m = 4,665 \text{ Nm} \quad (101)$$

Průměr hřídele v tomto místě:

$$d_p = 45 \text{ mm}$$

Součinitel tvaru pro namáhání krutem a ohybem v místě vrubu V1, poloměr zaoblení pod ložiskem  $r = 1$

Součinitel tvaru pro namáhání ohybem:  $\alpha_{\sigma 1} = 2,4$

Součinitel tvaru pro namáhání krutem:  $\alpha_{\tau 1} = 2$

Nominální normálové napětí v tomto místě:

$$\sigma_{nom1} = \frac{M_o * 32}{\pi * d_p^3} = 0,132 \text{ MPa} \quad (102)$$

Normálové napětí v tomto místě:

$$\sigma_1 = \sigma_{nom1} * \alpha_{\sigma1} = 0,317 \text{ MPa} \quad (103)$$

Nominální smykové napětí v tomto místě:

$$\tau_{nom1} = \frac{M_K * 16}{\pi * d_p^3} = 0,261 \text{ MPa} \quad (104)$$

Smykové napětí v tomto místě:

$$\tau_1 = \tau_{nom1} * \alpha_{\tau1} = 0,521 \text{ MPa} \quad (105)$$

Redukované napětí v tomto místě:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{(\sigma_1)^2 + 3 * (\tau_1)^2} = 0,957 \text{ MPa} \quad (106)$$

### Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti šnekové hřídele

Jelikož ve středu šneku působí největší redukované napětí, pro výpočet bezpečnosti použijí toto místo. V ostatních místech bude namáhání menší, tudíž větší bezpečnost.

Bezpečnost vůči MSP šnekové hřídele:

$$k_{kp} = \frac{Re_p}{\sigma_{redS}} = 10,732 \quad (107)$$

### 3.14 Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy šnekové hřídele

Bezpečnost vypočítaná v místě s největším napětím (ve středu šneku).

Poloměr zaoblení:  $r_p = 1 \text{ mm}$

Součinitel vrubu pro normálové napětí v kritickém místě:

$$\beta_{\sigma p} = \frac{\alpha_{\sigma s}}{1 + 2 * \frac{\alpha_{\sigma s} - 1}{\alpha_{\sigma s}} * \frac{139}{Rm_p * \sqrt{r_p}}} = 1,793 \quad (108)$$

Součinitel vrubu pro smykové napětí v kritickém místě:

$$\beta_{\tau p} = \frac{\alpha_{\tau s}}{1 + 2 * \frac{\alpha_{\tau s} - 1}{\alpha_{\tau s}} * \frac{139}{Rm_p * \sqrt{r_p}}} = 1,464 \quad (109)$$

Mez únavy zkušební tyče pro povrch dokončený broušením:

$$\sigma_c = 0,504 * Rm_p = 191,52 \text{ MPa} \quad (110)$$

Konstanty pro součinitel vlivu jakosti povrchu vybrány z [21] tab. 7-4 str.346

$$a = 1,58 \quad b = -0,085$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu:

$$k_a = a * (Rm_p)^b = 0,954 \quad (111)$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa:

$$k_b = 1,24 * (d_{pS})^{-0,107} = 0,816 \quad (112)$$

Součinitel způsobu zatěžování (ohyb za rotace):  $k_c = 1$

Součinitel vlivu teploty:  $k_d = 1,02$

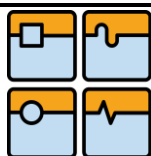
Součinitel spolehlivosti pro 99% spolehlivost:  $k_e = 0,814$

Součinitel dalších vlivů (bez vlivu):  $k_f = 1$

Korigovaná mez únavy v kritickém místě:

$$\sigma_{C_{soutp}} = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * \sigma_c = 123,699 \text{ MPa} \quad (113)$$



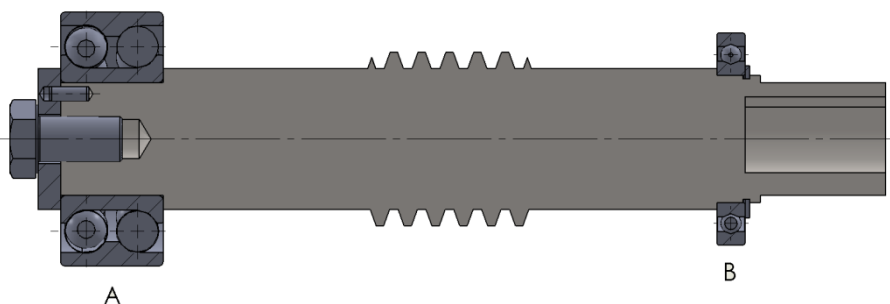


Součinitel bezpečnosti šnekové hřídele vůči meznímu stavu únavy podle Gerberova kritéria:

$$k_{Pu} = \frac{1}{\frac{16 * \beta_{\sigma P} * M_{oS}}{\pi * d_{PS}^3 * \sigma_{C_{soucP}}} * \left( 1 + \left( 1 + 3 * \left( \frac{\beta_{\tau P} * M_{KS} * \sigma_{C_{soucP}}}{\beta_{\sigma P} * M_{oS} * Rm_p} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)} = 8,195 \quad (114)$$

### 3.15 Volba a výpočet ložisek na šnekové hřídeli

Šneková hřídel (obr.29) musí být zajištěna proti axiálnímu posunutí na jedné straně a kvůli tepelným dilatacím musí být druhý konec pohyblivý, aby nebyla hřídel mezi ložisky namáhaná na vzpěr. Jako pevný konec hřídele volím ložisko A, které bude dvouřadé kuličkové s kosoúhlým stykem a bude přenášet axiální síly působící od šneku. Na hřídeli bude ložisko zajištěno podložkou připevněnou šroubem a kolíkem proti pootočení. Za pohyblivý konec volím ložisko B, kuličkové ložisko jednořadé, které bude uloženo posuvně v loži stolu. Na hřídeli je ložisko zajištěno pojistným hřídelovým kroužkem.



Obr.29. Schéma uspořádání ložisek na hřídeli

#### Ložisko A

Ložisko vybráno z katalogu firmy SKF [20] označení: 3308 DNRCBM Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem.

Výpočtové součinitele:  $e_A = 1,14$

$$X_A = 0,57$$

$$Y_{2A} = 0,93$$

Dynamická únosnost:  $C_A = 49,4 \text{ kN}$

Výsledná radiální síla působící na ložisko:

$$F_{rA} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = 865,295 \text{ N} \quad (115)$$

Výsledná axiální síla působící na ložisko:

$$F_{aA} = F_{Ax} = 2961,798 \text{ N} \quad (116)$$

Porovnání sil pro volbu vzorce pro výpočet ekvivalentního zatížení:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 3,423 \quad \frac{F_{aA}}{F_{rA}} > e_A$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$P_1 = X_A * F_{rA} + Y_{2A} * F_{aA} = 3247,69 \text{ N} \quad (117)$$

Trvanlivost ložiska se spolehlivostí 90%:

$$L_{10A} = \left( \frac{C_A}{P_1} \right)^3 * \frac{10^6}{n_1} = 19551,7 \text{ hodin} \quad (118)$$

### Ložisko B

Ložisko vybráno z katalogu SKF [19] označení: 16009 jednořadé kuličkové ložisko

Výpočtové součinitele:  $e_B = 0,19$

Dynamická únosnost:  $C_B = 16,5 \text{ kN}$

Výsledná radiální síla působící na ložisko:

$$F_{rB} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = 236,645 \text{ N} \quad (119)$$

Výsledná axiální síla působící na ložisko:

$$F_{aB} = F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (120)$$

Porovnání sil pro volbu vzorce pro výpočet ekvivalentního zatížení:

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0 \quad \frac{F_{aB}}{F_{rB}} \leq e_B$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

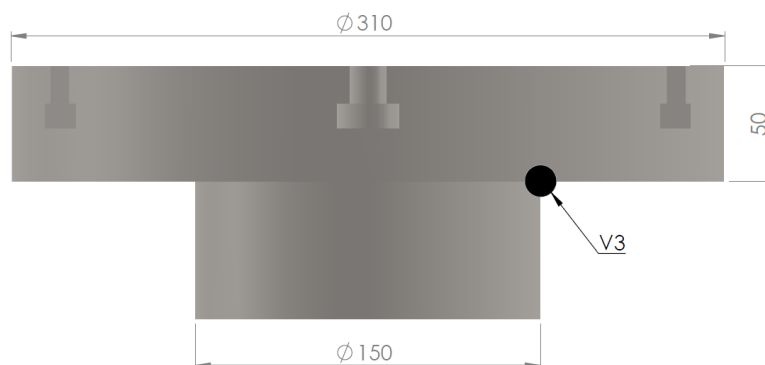
$$P_2 = F_{rB} = 236,645 \text{ N} \quad (121)$$

Trvanlivost ložiska se spolehlivostí 90%:

$$L_{10B} = \left( \frac{C_B}{P_2} \right)^3 * \frac{10^6}{n_1} = 1883149 \text{ hodin} \quad (122)$$

### 3.16 Kontrola desky stolu vůči meznímu stavu únavy

Výpočet napětí v místě vrubu V3 na desce stolu (obr.30)



Obr.30. Znázornění vrubu na desce stolu

Materiál desky stolu: Šedá litina ČSN 42 2420

Mez kluzu:  $Re_3 = 200 \text{ MPa}$

Mez pevnosti:  $Rm_3 = 380 \text{ MPa}$

Ohybový moment v místě vrubu:

$$M_{o3} = F_t * (h + 50\text{mm}) = 656,452 \text{ Nm} \quad (123)$$

Kroutící moment v místě vrubu:

$$M_{k3} = M_k = 407 \text{ Nm} \quad (124)$$

Průměr v tomto místě:  $d_3 = 150 \text{ mm}$

Poloměr zaoblení v tomto místě:  $r_3 = 0,3 \text{ mm}$

Součinitel tvaru pro namáhání ohybem:  $\alpha_{\sigma 3} = 3$

Součinitel tvaru pro namáhání krutem:  $\alpha_{\tau 3} = 3$

Nominální normálové napětí v tomto místě:



# KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU

$$\sigma_{nom3} = \frac{M_{o3} * 32}{\pi * d_3^3} = 1,981 \text{ MPa} \quad (125)$$

Normálové napětí v tomto místě:

$$\sigma_3 = \sigma_{nom3} * \alpha_{\sigma3} = 5,944 \text{ MPa} \quad (126)$$

Nominální smykové napětí v tomto místě:

$$\tau_{nom3} = \frac{M_{k3} * 16}{\pi * d_3^3} = 0,614 \text{ MPa} \quad (127)$$

Smykové napětí v tomto místě:

$$\tau_3 = \tau_{nom3} * \alpha_{\tau3} = 1,843 \text{ MPa} \quad (128)$$

Redukované napětí v tomto místě:

$$\sigma_{red3} = \sqrt{(\sigma_3)^2 + 3 * (\tau_3)^2} = 6,746 \text{ MPa} \quad (129)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k_{k3} = \frac{Re_3}{\sigma_{red3}} = 29,646 \quad (130)$$

Součinitel vrubu pro normálové napětí v kritickém místě:

$$\beta_{\sigma P} = \frac{\alpha_{\sigma3}}{1 + 2 * \frac{\alpha_{\sigma3} - 1}{\alpha_{\sigma3}} * \frac{139}{Rm_3 * \sqrt{r_3}}} = 1,587 \quad (131)$$

Součinitel vrubu pro smykové napětí v kritickém místě:

$$\beta_{\tau P} = \frac{\alpha_{\tau3}}{1 + 2 * \frac{\alpha_{\tau3} - 1}{\alpha_{\tau3}} * \frac{139}{Rm_3 * \sqrt{r_3}}} = 1,587 \quad (132)$$

Mez únavy zkušební tyče pro povrch dokončený broušením:

$$\sigma_{C3} = 0,504 * Rm_3 = 191,52 \text{ MPa} \quad (133)$$

Konstanty pro součinitel vlivu jakosti povrchu vybrány z [ ] tab. 7-4 str.346

$$a_3 = 1,58 \quad b_3 = -0,085$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu:

$$k_{a3} = a * (Rm_3)^b = 0,954 \quad (134)$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa:

$$k_{b3} = 1,51 * (d_3)^{-0,157} = 0,688 \quad (135)$$

Součinitel způsobu zatěžování (ohyb za rotace):  $k_{c3} = 1$

Součinitel vlivu teploty:  $k_{d3} = 1,01$

Součinitel spolehlivosti pro 99% spolehlivost:  $k_{e3} = 0,814$

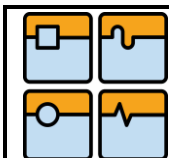
Součinitel dalších vlivů (bez vlivu):  $k_{f3} = 1$

Korigovaná mez únavy v kritickém místě:

$$\sigma_{C_{souc3}} = k_{a3} * k_{b3} * k_{c3} * k_{d3} * k_{e3} * k_{f3} * \sigma_{C3} = 103,244 \text{ MPa} \quad (136)$$

Součinitel bezpečnosti šnekové hřídele vůči meznímu stavu únavy podle Gerberova kritéria:

$$k_{Pu} = \frac{1}{\frac{16 * \beta_{\sigma3} * M_{o3}}{\pi * d_3^3 * \sigma_{C_{souc3}}} * \left( 1 + \left( 1 + 3 * \left( \frac{\beta_{\tau3} * M_{k3} * \sigma_{C_{souc3}}}{\beta_{\sigma3} * M_{o3} * Rm_3} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)} = 32,168 \quad (137)$$



### 3.17 Průhyb desky stolu

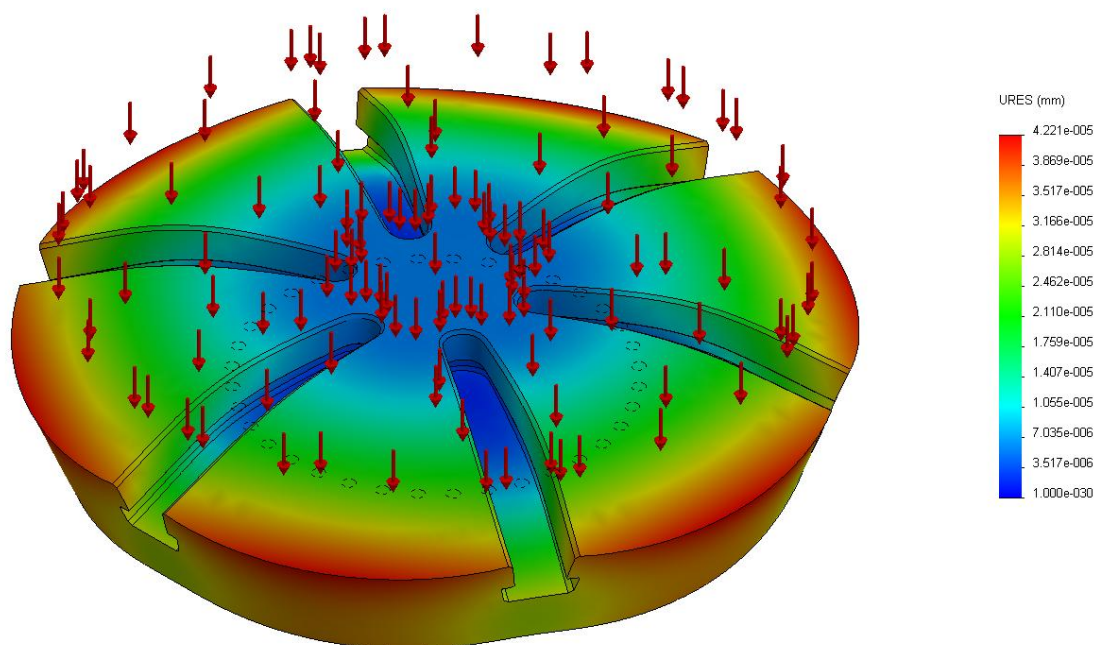
Průhyb desky je spočítán ze zatížení obrobkem. Uvažujeme, že styčné plochy jsou ideálně rovné a materiál obrobku ideálně poddajný. Tato zátěž je vyjádřena tlakem na ploše desky stolu.

Styčná plocha desky stolu s obrobkem:  $S_d = 62920 \text{ mm}^2$

Tlak působící na desku stolu:

$$P = \frac{F}{S_d} = \frac{m_o * g}{S_d} = 0,01468 \text{ MPa} \quad (138)$$

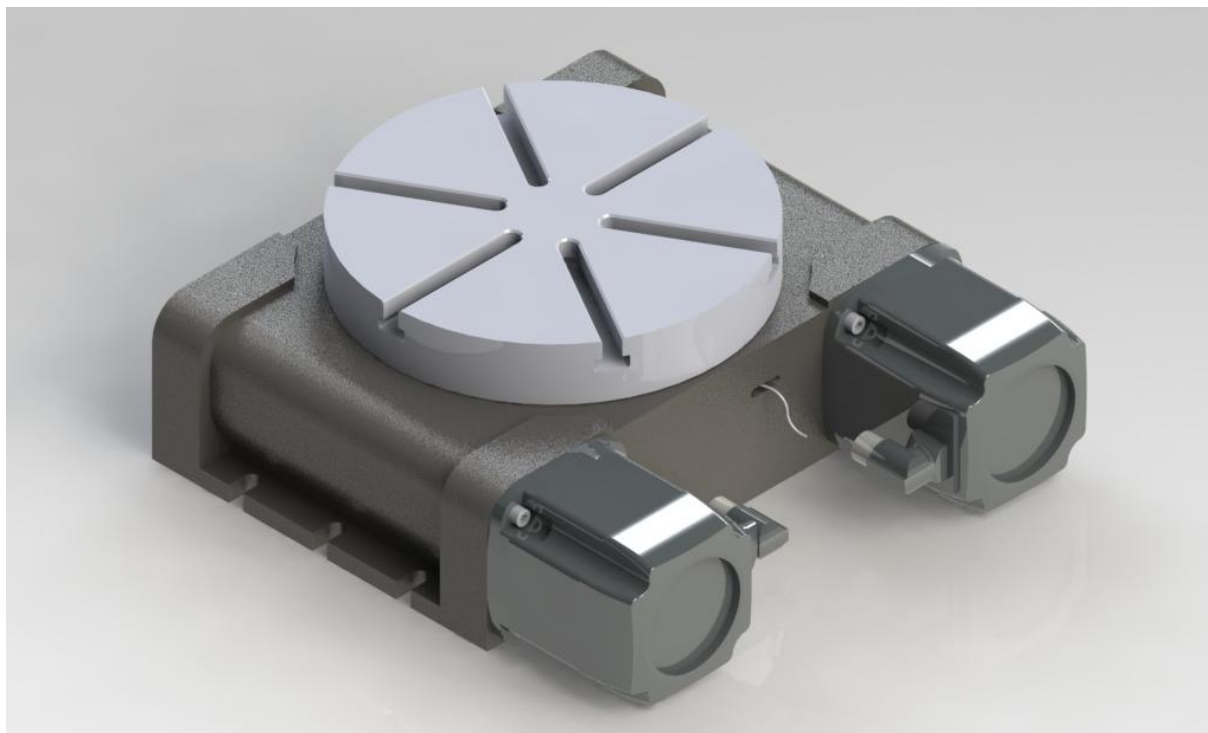
Plocha styku ložiska s deskou stolu byla zvolena jako pevná. Výsledný průběh průhybu desky stolu (obr.31) je spočítán pomocí programu SolidWorks přímo z modelu desky stolu.



Obr.31. Průběh průhybu na desce stolu

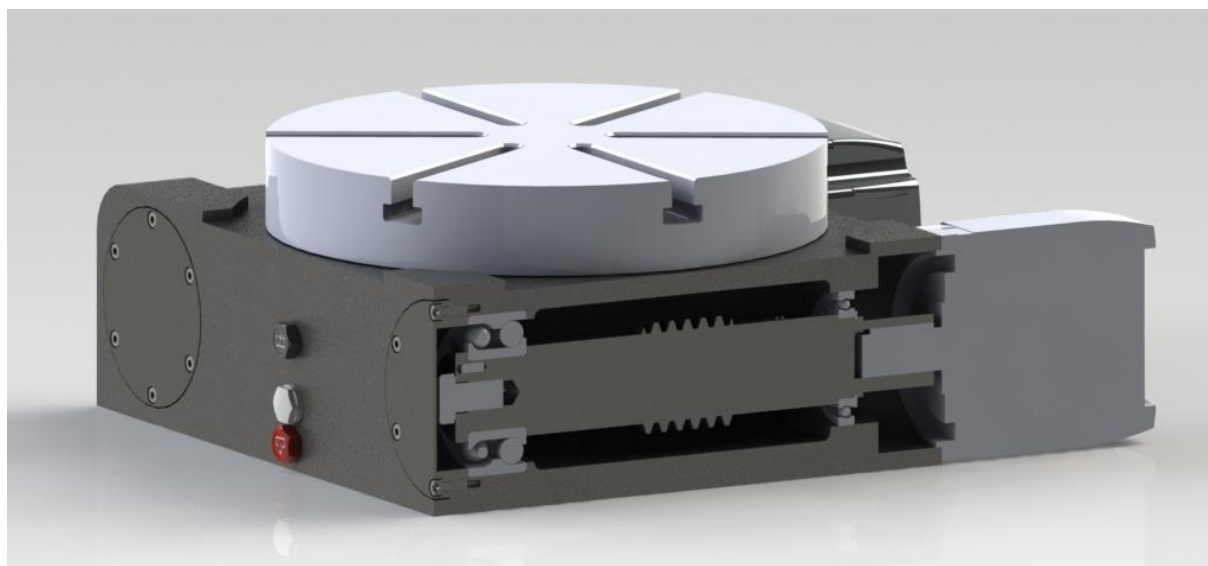
Z tohoto vyplývá, že největší průhyb bude na okraji stolu. Průhyb nebude velký, podle přiloženého měřítka bude maximální průhyb  $0,042 \text{ }\mu\text{m}$ .

## 4 Popis konstrukce



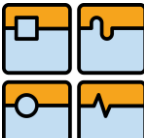
*Obr.32. Izometrický pohled na otočný stůl*

Na obrázku (obr.32) můžeme vidět symetrické umístění servomotorů, které jsou upevněny šrouby k loži stolu. Mezi servomotory se nachází drážka pro umístění čidla odměřovacího systému. Upínací otvory v loži stolu jsou vytvořeny pro upevnění na stůl, s roztečí drážek 80 mm pomocí šroubů M12. Drážky v desce stolu byly vytvořeny dle normy ČSN 02 1030.

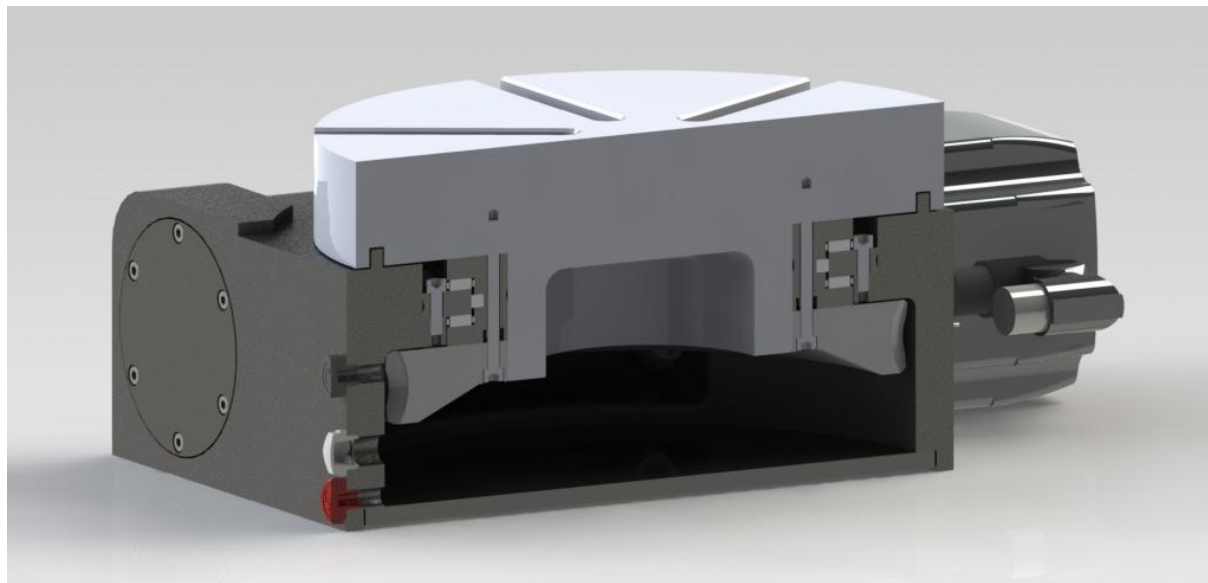


*Obr.33. Řez otočným stolem přes střed šneku*

Šneková hřídel je uložena na levé straně ve dvouřadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem. Toto ložisko je zajištěno ke šnekové hřídeli podložkou připevněnou šroubem M16 a kolíkem proti pootočení. Na pravé straně se nachází kuličkové ložisko, které je zajištěno

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 38 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

pojistným hřídelovým kroužkem. Připojení servomotoru ke šnekové hřídeli probíhá pomocí těsného pera vsunutého do drážky ve šnekové hřídeli. Kuličkové ložisko je v loži stolu uloženo suvně, aby se hřídel mohla roztahovat vlivem teploty. Ložisko na levé straně zachycuje axiální síly od šneku, proto je zajištěno víkem proti posunutí. Víko zapuštěné do lože stolu zajišťuje šest šroubů s vnitřním šestihranem. Vzdálenost ložisek je navržena tak, aby vnější kroužky nezasahovaly do šnekového kola a aby zde zbyla dostatečná tloušťka materiálu pro uložení těchto ložisek.



*Obr.34. Řez skrze osu otočného stolu*

Šnekové kolo (obr.34.) s axiálně radiálním ložiskem je připevněno k desce stolu pomocí šroubů, které prochází skrz ložisko. Podle výrobce toto spojení přispívá k vyšší tuhosti a odolnosti ložiska vůči klopným momentům. Šnekové kolo s ložiskem jsou nalisovány na desku stolu a tím je zajištěno vystředění těchto dílů. Těsnění desky stolu proti vnikání nečistot zajišťuje labyrintové těsnění. Z důvodu montáže šnekového kola byl v loži stolu vytvořen otvor o takovém průměru, aby jím prošlo šnekové kolo. Tento otvor je zakryt pomocí víka a dvaceti zapuštěných šroubů s vnitřním šestihranem. Na loži stolu byly dále vytvořeny otvory pro nalévací a vypouštěcí zátky na olej a olejovaz [24] od firmy ELESAGANTER.

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 39 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

## 5 Závěr

Prvním úkolem této bakalářské práce byla teoretická část, kde se zabývám popisem jednotlivých komponent, které se používají při konstrukci otočných stolů. Vybíral jsem komponenty pouze od nejvýznamnějších výrobců a dodavatelů na českém trhu a našich zahraničních sousedů, hlavně z Německa. Řada firem se již v dnešní době specializuje na problematiku otočných stolů a vyrábějí komponenty přímo pro toto použití. Dále se v této části zabývám výrobci celých otočných stolů. Některé firmy mají otočné stoly jako hlavní sortiment k prodeji, jiné firmy vyrábí otočné stoly jako nástavby pro své obráběcí stroje.

V další části této práce se zabývám samotnou konstrukcí otočného stolu. Navržený stůl by měl sloužit jako doplňková 4. osa pro vertikální frézky. Snažil jsem se o zkonstruování stolu pro malé obráběcí frézky, jako je například frézka Haas Minimill. S přihlédnutím k tomuto požadavku jsem zvolil průměr stolu a maximální výšku obrobku. Zvolený nepřímý převod šnekovým převodem má řadu výhod, například oproti momentovému motoru je to hlavně nižší výška. Prostor pod ložiskem pro šnekový převod je 72 mm, pro momentový motor by tento prostor musel mít výšku zhruba okolo 110 mm. Další výhodou je absence externího chlazení, protože šnekový převod se chladí olejem, ve kterém se brodí šnek a ložiska. Jedinou nevýhodou tohoto převodu je náchylnost na rázy, které mohou při obrábění vzniknout kolizí nástroje s obrobkem. Jelikož může nastat situace, že v daném okamžiku bude celkový kroutící moment přenášet pouze jeden ze šneků. Musela být vypočtená bezpečnost v dotyku a ohybu větší než 2 a to tato konstrukce splňuje.



|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 40 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

## 6 Seznam použitých zdrojů

- [1] Servo-Drive. [online]. [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
[http://www.servo-drive.com/momentove\\_mototory\\_prime\\_bezprevodove\\_pohony.php](http://www.servo-drive.com/momentove_mototory_prime_bezprevodove_pohony.php)
- [2] Otočné stoly. DVOŘÁK, Luděk. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2009 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.mmspektrum.com/clanek/otocne-stoly.html>
- [3] Otočné stoly. DVOŘÁK, Luděk. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2. vyd. 2010 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.mmspektrum.com/clanek/otocne-stoly-2.html>
- [4] FIBROTOR®. *FIBRO GmbH* [online]. 2011 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.fibro.de/en/rotary-tables/product-groups/rotomotionrotary-tables-for-automation-systems/fibrotorr-with-cam-drive.html>
- [5] STASTO automation: WEISS. [online]. 2008 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.stasto.cz/data.aspx?data=b1e68b2b-7fd3-4b3c-9f33-753c3de650ca>
- [6] SURFCAM. *3E Praha engineering, a.s.* [online]. 2009 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.3epraha.cz/surfcam/profesni-cleneni-surfcam/frezovani-truemill>
- [7] Pohony pro obráběcí stroje. KOTROUŠOVÁ, Radka. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2011 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.mmspektrum.com/clanek/pohony-pro-obrabeci-stroje-4841.html>
- [8] Schaeffler Technologies AG & Co KG. *INA* [online]. 2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
[http://www.ina.com/content.ina.de/en/products\\_services/rotativ\\_products/rotary\\_table\\_bearings/axial\\_radial\\_bearings/axialradialbearings.jsp](http://www.ina.com/content.ina.de/en/products_services/rotativ_products/rotary_table_bearings/axial_radial_bearings/axialradialbearings.jsp)
- [9] Schaeffler Technologies AG & Co KG. *INA* [online]. 2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
[http://www.ina.com/content.ina.de/en/products\\_services/rotativ\\_products/rotary\\_table\\_bearings/axial\\_measure-syst/axial\\_mess-system.jsp](http://www.ina.com/content.ina.de/en/products_services/rotativ_products/rotary_table_bearings/axial_measure-syst/axial_mess-system.jsp)
- [10] NC otočné stoly. *Demmeler* [online]. 2010 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.demmeler.cz/nc-otocne-stoly.html>
- [11] Rotační (úhlový) snímací systém SiGNUM™ RESM. *Renishaw* [online]. 2001-2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.renishaw.cz/cs/rotacni-uhlovy-snimaci-system-signum-resm--6454#ElementMediaList12022>
- [12] Inkrementální rotační snímače. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2003 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
<http://www.mmspektrum.com/clanek/inkrementalni-rotacni-snimace.html>
- [13] Magnetické modulární snímače. *HEIDENHAIN* [online]. 2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z:  
[http://www.heidenhain.cz/cs\\_CZ/produkty-a-pouziti/mereni-uhlu/magneticke-modularni-snimace/](http://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty-a-pouziti/mereni-uhlu/magneticke-modularni-snimace/)
- [14] CNC OTOČNÉ PRODUKTY A DĚLIČKY. *Haas Automation Inc* [online]. 2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: [http://int.haascnc.com/rotary\\_intro.asp?intLanguageCode=1029](http://int.haascnc.com/rotary_intro.asp?intLanguageCode=1029)



|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 41 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

- [15] FIBROMAX ®. *FIBRO GmbH* [online]. 2011 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: <http://www.fibro.de/en/rotary-tables/product-groups/rotocutting-rotary-tables-for-machine-tools/fibromaxr-heavy-load-rotary-tables-and-heavy-load-rotary-linear-tables.html>
- [16] STANDARD WITH FACE GEAR. *FIBRO GmbH* [online]. 2011 [cit. 2013-04-27]. Dostupné z: <http://www.fibro.de/en/rotary-tables/product-groups/rotocutting-rotary-tables-for-machine-tools/fibrotaktr-standard-with-face-gear.html>
- [17] Product data. SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO KG. *Medias* ® [online]. 2012 [cit. 2013-04-27]. Dostupné z: [http://medias.ina.de/medias/en!hp.ec.br.pr/YRT\\*YRT150;bsBAZTgTSdh6](http://medias.ina.de/medias/en!hp.ec.br.pr/YRT*YRT150;bsBAZTgTSdh6)
- [18] © SIEMENS AG. *Motion Control* [online]. 2010 [cit. 2013-04-27]. ISBN E86060-D4001-A500-C8. Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/pm21/cat\\_pm\\_21\\_2011\\_de.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/cat_pm_21_2011_de.pdf)
- [19] Kuličková ložiska SKF. *EXVALOS s.r.o.* [online]. [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_01\\_Kulickova%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf)
- [20] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem SKF. *EXVALOS s.r.o.* [online]. [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_02\\_Kulickova%20loziska%20s%20kosouhlym%20stykem.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_02_Kulickova%20loziska%20s%20kosouhlym%20stykem.pdf)
- [21] SHIGLEY, Joseph E. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUT IUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vyd. Praha: MMpublishung, s.r.o, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [23] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické Tabulky*. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [24] Prvky pro hydraulické systémy. © ELESAGANTER. *Produkty* [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/icat/produkty/92/olejoznakyolejove-zatky/>

## 7 Seznam použitých symbolů

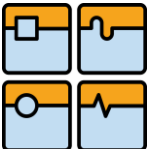
|                |                       |                                                           |
|----------------|-----------------------|-----------------------------------------------------------|
| $a_{12}$       | [mm]                  | meziosová vzdálenost                                      |
| $b_1$          | [mm]                  | zvolená šířka šneku podle minimální šířky šneku           |
| $b_{1min}$     | [mm]                  | minimální šířka šneku                                     |
| $b_2$          | [mm]                  | šířka šnekového věnce                                     |
| $b_{2H}$       | [mm]                  | pracovní šířka šnekového kola                             |
| $C_{0a}$       | [N]                   | základní statická axiální únosnost                        |
| $C_{0r}$       | [N]                   | základní statická radiální únosnost                       |
| $c_{12}$       | [mm]                  | hlavová vůle                                              |
| $C_a$          | [N]                   | základní dynamická axiální únosnost                       |
| $C_r$          | [N]                   | základní dynamická radiální únosnost                      |
| $D$            | [mm]                  | průměr desky stolu                                        |
| $d_1$          | [mm]                  | průměr roztečné kružnice šneku ve střední rovině          |
| $d_2$          | [mm]                  | průměr roztečné kružnice šnekového kola ve střední rovině |
| $d_a$          | [mm]                  | průměr hlavové kružnice ve střední rovině                 |
| $d_b$          | [mm]                  | průměr základní kružnice ve střední rovině                |
| $d_f$          | [mm]                  | průměr patní kružnice ve střední rovině                   |
| $d_w$          | [mm]                  | průměr valivé kružnice ve střední rovině                  |
| $E_{red}$      | [MPa]                 | redukovaný modul pružnosti v tahu                         |
| $f_{0t}$       | [-]                   | základní součinitel tření pro referenční soukolí          |
| $F_a$          | [N]                   | axiální síla                                              |
| $F_A$          | [N]                   | reakce od ložiska A                                       |
| $F_B$          | [N]                   | reakce od ložiska B                                       |
| $F_r$          | [N]                   | radiální síla                                             |
| $F_t$          | [N]                   | tečná síla                                                |
| $f_{zm}$       | [-]                   | střední součinitel tření                                  |
| $g$            | [m/s <sup>2</sup> ]   | gravitační zrychlení                                      |
| $h$            | [mm]                  | výška obrobku                                             |
| $h_g$          | [-]                   | součinitel geometrie                                      |
| $i$            | [-]                   | převodový poměr                                           |
| $I_m$          | [kg*m <sup>2</sup> ]  | moment setrvačnosti motoru                                |
| $I_o$          | [kg*mm <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti obrobku                               |
| $I_{rhM}$      | [kg*mm <sup>2</sup> ] | redukovaný moment setrvačnosti                            |
| $I_s$          | [kg*mm <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti desky stolu                           |
| $I_{\dot{s}}$  | [kg*mm <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti šneku                                 |
| $I_{\dot{s}k}$ | [kg*mm <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti šnekového kola                        |
| $k$            | [-]                   | součinitel bezpečnosti                                    |
| $k_a$          | [-]                   | součinitel vlivu jakosti povrchu                          |
| $K_A$          | [-]                   | součinitel vnějších dynamických sil                       |
| $k_b$          | [-]                   | součinitel vlivu velikosti tělesa                         |
| $k_c$          | [-]                   | součinitel způsobu zatěžování                             |
| $k_d$          | [-]                   | součinitel vlivu teploty                                  |
| $k_e$          | [-]                   | součinitel spolehlivosti                                  |
| $k_f$          | [-]                   | součinitel dalších vlivů                                  |
| $k_p$          | [-]                   | součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy           |
| $L_{10}$       | [hod.]                | Trvanlivost ložiska                                       |

|             |                    |                                                      |
|-------------|--------------------|------------------------------------------------------|
| $L_h$       | [hod.]             | požadovaná trvanlivost                               |
| $m_{12}$    | [mm]               | modul šnekového soukolí                              |
| $m_{12n}$   | [mm]               | normální modul                                       |
| $M_{j2}$    | [Nm]               | nominální výstupní točivý moment                     |
| $M_k$       | [Nm]               | maximální kroutící moment stolu                      |
| $M_{kl}$    | [Nm]               | maximální klopný moment                              |
| $M_m$       | [Nm]               | celkový moment potřebný pro rozběh                   |
| $M_{md}$    | [Nm]               | rozběhový moment motoru                              |
| $M_{mot}$   | [Nm]               | kroutící moment motoru                               |
| $M_{ms}$    | [Nm]               | kroutící moment na motoru                            |
| $m_o$       | [kg]               | hmotnost obrobku                                     |
| $M_t$       | [Nm]               | kroutící moment od tečné síly                        |
| $M_x$       | [Nm]               | kroutící moment na šnekovém hřídeli                  |
| $M_y$       | [Nm]               | ohybový moment v ose y                               |
| $M_z$       | [Nm]               | ohybový moment v ose z                               |
| $n_1$       | [1/min]            | otáčky motoru                                        |
| $\eta_{12}$ | [-]                | skutečná účinnost šnekového soukolí                  |
| $n_2$       | [1/min]            | otáčky stolu                                         |
| $\eta_c$    | [-]                | celková účinnost                                     |
| $N_L$       | [-]                | počet cyklů šnekového kola                           |
| $\eta_{L1}$ | [-]                | účinnost ložiska s kosoúhlým stykem                  |
| $\eta_{L2}$ | [-]                | účinnost kuličkového ložiska                         |
| $\eta_p$    | [-]                | účinnost převodu                                     |
| $n_p$       | [1/min]            | potřebné otáčky motoru                               |
| $P$         | [MPa]              | tlak působící na desku stolu                         |
| $P_1$       | [N]                | ekvivalentní dynamické zatížení ložiska              |
| $p_b$       | [mm]               | základní rozteč                                      |
| $P_j$       | [kW]               | výkon motoru                                         |
| $p_m$       | [-]                | parametr středního Hertzova napětí                   |
| $p_x$       | [mm]               | osová rozteč                                         |
| $p_z$       | [mm]               | stoupání závitu                                      |
| $q$         | [-]                | součinitel průměru šneku                             |
| $r$         | [mm]               | poloměr zaoblení                                     |
| $R_a$       | [ $\mu\text{m}$ ]  | drsnost povrchu                                      |
| $Re$        | [MPa]              | mez kluzu materiálu                                  |
| $R_m$       | [MPa]              | mez pevnosti materiálu                               |
| $S_0$       | [-]                | statická bezpečnost                                  |
| $S_{0a}$    | [-]                | statická bezpečnost v radiálním směru                |
| $S_{0r}$    | [-]                | statická bezpečnost v axiálním směru                 |
| $S_d$       | [mm <sup>2</sup> ] | styčná plocha desky stolu s obrobkem                 |
| $s_F$       | [-]                | součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu |
| $s_H$       | [-]                | součinitel bezpečnosti v dotyku                      |
| $s_\delta$  | [-]                | součinitel bezpečnosti průhybu šnekové hřídele       |
| $t_r$       | [s]                | požadovaná doba rozběhu                              |
| $v_1$       | [m/s]              | obvodová rychlost na roztečném válci šneku           |
| $v_2$       | [m/s]              | obvodová rychlost na roztečném válci šnekového kola  |
| $v_k$       | [m/s]              | skluzová rychlost                                    |

|                     |                     |                                     |
|---------------------|---------------------|-------------------------------------|
| $x_{12}$            | [-]                 | korekce zubu                        |
| $Y_{12\varepsilon}$ | [-]                 | součinitel vlivu záběru profilu     |
| $Y_F$               | [-]                 | součinitel tvaru                    |
| $Y_G$               | [-]                 | součinitel geometrie                |
| $Y_k$               | [-]                 | součinitel tloušťky věnce           |
| $Y_{NL}$            | [-]                 | součinitel počtu cyklů              |
| $Y_R$               | [-]                 | součinitel drsnosti povrchu         |
| $Y_s$               | [-]                 | součinitel velikosti                |
| $Y_w$               | [-]                 | součinitel materiálu                |
| $Y_v$               | [-]                 | součinitel úhlu stoupání šroubovice |
| $z_1$               | [-]                 | počet zubů šneku                    |
| $z_2$               | [-]                 | počet zubů šnekového kola           |
| $Z_h$               | [-]                 | součinitel počtu cyklů              |
| $Z_{oil}$           | [-]                 | součinitel maziva                   |
| $Z_s$               | [-]                 | součinitel velikosti                |
| $Z_v$               | [-]                 | součinitel rychlosti                |
| $\alpha$            | [-]                 | součinitel tvaru                    |
| $\alpha_n$          | [°]                 | normální úhel profilu               |
| $\alpha_x$          | [°]                 | osový úhel profilu                  |
| $\beta$             | [-]                 | součinitel vrubu                    |
| $\gamma$            | [°]                 | roztečný úhel stoupání              |
| $\gamma_b$          | [°]                 | základní úhle stoupání              |
| $\delta_{lim}$      | [mm]                | mezní průhyb hřídele                |
| $\delta_{max}$      | [mm]                | maximální průhyb hřídele            |
| $\varepsilon_m$     | [°/s <sup>2</sup> ] | úhlové zrychlení motoru             |
| $\varepsilon_s$     | [°/s <sup>2</sup> ] | úhlové zrychlení stolu              |
| $\sigma$            | [MPa]               | normálové napětí                    |
| $\sigma_c$          | [MPa]               | mez únavy                           |
| $\sigma_{csouc}$    | [MPa]               | korigovaná mez únavy v dotyku       |
| $\sigma_{Hlim}$     | [MPa]               | mez únavy v dotyku                  |
| $\sigma_{Hm}$       | [MPa]               | střední napětí v dotyku             |
| $\sigma_{nom}$      | [MPa]               | nominální normálové napětí          |
| $\sigma_{red}$      | [MPa]               | redukováné napětí                   |
| $\tau$              | [MPa]               | smykové napětí                      |
| $\tau_F$            | [MPa]               | smykové napětí v patě zubu          |
| $\tau_{FG}$         | [MPa]               | korigovaná mez únavy                |
| $\tau_{Flim}$       | [MPa]               | mez únavy ve smyku                  |
| $\tau_{nom}$        | [MPa]               | nominální smykové napětí            |

## 8 Seznam obrázků

|         |                                                                   |    |
|---------|-------------------------------------------------------------------|----|
| Obr.1.  | Otočné stoly Fibroplan [2].....                                   | 13 |
| Obr.2.  | Montážní otočný stůl Fibrotor [2] .....                           | 13 |
| Obr.3.  | Dráhy nástroje při 3 osém obrábění v systému SurfCAM [6] .....    | 13 |
| Obr.4.  | Dráhy nástroje při 5-ti osém obrábění v systému SurfCAM [6] ..... | 13 |
| Obr.5.  | Otočný stůl s kolébkou Fibrodyn [3] .....                         | 13 |
| Obr.6.  | Momentové motory Servo-Drive STR [1] .....                        | 14 |
| Obr.7.  | Převodovka Redex MSDR [7].....                                    | 14 |
| Obr.8.  | Šnekové soukolí v otočném stole Fibroplan [3] .....               | 15 |
| Obr.9.  | Vačkový pohon Fibro [4] .....                                     | 15 |
| Obr.10. | Pohon stolu STASTO typ CR [5] .....                               | 15 |
| Obr.11. | Ložisko YKLDF [8].....                                            | 16 |
| Obr.12. | Ložisko YRT [8].....                                              | 16 |
| Obr.13. | Ložisko YRTM [9] .....                                            | 16 |
| Obr.14. | Otočný stůl DRLT s hydrodynamickým ložiskem [10] .....            | 17 |
| Obr.15. | Rotační snímač SiGNUM [11] .....                                  | 18 |
| Obr.16. | Rotační snímač se dvěma čtecími hlavami SiGNUM [11] .....         | 18 |
| Obr.17. | Magnetický modulární snímač ERM [13] .....                        | 18 |
| Obr.18. | Otočný stůl Haas HRT 210 [14].....                                | 18 |
| Obr.19. | Sklopný stůl Haas TRT210 [14] .....                               | 18 |
| Obr.20. | Otočný stůl Fibromax [15].....                                    | 19 |
| Obr.21. | Speciální řešení otočného stolu [16].....                         | 19 |
| Obr.22. | Otočný stůl Demmeler DCLT 2500 [10].....                          | 19 |
| Obr.23. | Naklápěcí stůl Demmeler [10].....                                 | 19 |
| Obr.24. | Schéma působení sil.....                                          | 27 |
| Obr.25. | Průběh kroutícího momentu na šnekové hřídeli .....                | 29 |
| Obr.26. | Průběh ohybového momentu ve směru osy y .....                     | 29 |
| Obr.27. | Průběh ohybového momentu ve směru osy z .....                     | 30 |
| Obr.28. | Označení vrubů na šnekové hřídeli .....                           | 30 |
| Obr.29. | Schéma uspořádání ložisek na hřídeli .....                        | 33 |
| Obr.30. | Znázornění vrubu na desce stolu .....                             | 34 |
| Obr.31. | Průběh průhybu na desce stolu .....                               | 36 |
| Obr.32. | Izometrický pohled na otočný stůl.....                            | 37 |
| Obr.33. | Řez otočným stolem přes střed šneku .....                         | 37 |
| Obr.34. | Řez skrze osu otočného stolu.....                                 | 38 |

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 46 |
|                                                                                  | KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU                  |         |

## 9 Seznam příloh

### 9.1 Tištěné přílohy

Výkres sestavy otočného stolu

### 9.2 Elektronické přílohy na CD

Model otočného stolu ve formátu .sldasm

Model otočného stolu ve formátu .step

Výkres sestavy otočného stolu