

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Bakalářská práce

Konstrukce křížového stolu frézky

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Húska** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **434245**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Konstrukce křížového stolu frézky**

Název bakalářské práce anglicky:

**Milling Machine Cross Table Design**

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Rešerše konstrukčního uspořádání křížových stolů s možností umístění integrovaného otočného stolu do pracovní desky; konstrukční výpočty a vlastní konstrukce křížového stolu frézky ve 3D; výkres sestavy křížového stolu  
Osnova práce: Návrh několika variant konstrukčního uspořádání křížového stolu frézky s místem pro integrovaný otočný stůl v pracovní desce; návrh pohonů křížového stolu; návrh uložené křížového stolu a výpočet trvanlivosti  
Rozsah grafické části: Výkres sestavy křížového stolu  
Rozsah textové části: 40-60 stran

Seznam doporučené literatury:

HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF. Výrobní stroje. 3. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00993-9.; KOPECKÝ, Miloslav a Jaromír HOUŠA. Základy stavby výrobních strojů. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1989. ISBN 80-01-00085-0.; KRATOCHVÍL, Jaroslav, Stanislav MAŇAS a Petr VÁVRA. Konstrukční cvičení z výrobních strojů. Praha: ČVUT, 1987.; Firemní literatura a katalogy výrobců;

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


**Ing. Miroslav Ondráček, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS**


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


Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **25.05.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2018**

  
Ing. Miroslav Ondráček, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
Ing. Petr Kolář, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2018

Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Prohlášení

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

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

V Praze dne 24.5.2018



.....  
podpis

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat Ing. Miroslavu Ondráčkovi, Ph.D. za cenné rady a poskytnuté informace. Také bych rád poděkoval rodičům za možnost studovat.

## Anotace

|                        |  |
|------------------------|--|
| Autor:                 | Lukáš Húska  |
| Název BP:              | Konstrukce Křížového stolu frézky  |
| Rozsah práce:          | 53 str., 48 obr., 26 tab.  |
| Školní rok vyhotovení: | 2018   |
| Škola:                 | ČVUT – Fakulta strojní   |
| Ústav:                 | Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení   |
| Vedoucí BP:            | Ing. Miroslav Ondráček, Ph.D.  |
| Zadavatel:             | ČVUT – Fakulta strojní   |
| Využití:               | Vhodné jako základ koncepčního uspořádání křížového stolu s prostorem pro integrovaný otočný stůl do konstrukce. Další úpravy by nastaly s vlastní konstrukcí otočného stolu.    |
| Klíčová slova:         | křížový stůl, frézka, lineární vedení, kuličkový šroub, servomotor, frézovací síly, životnost  |
| Anotace:               | Bakalářská práce se zabývá konstrukčním uspořádáním křížových stolů. Je zde řešeno použitých komponent, návrh vlastního řešení, konstrukční a kontrolní výpočty křížového stolu. |

## Annotation

|                                 |  |
|---------------------------------|--|
| Author:                         | Lukáš Húska  |
| Title of bachelor dissertation: | Milling Machine Cross Table Design   |
| Extent:                         | 53 pages, 48 pictures, 26 figures  |
| Academic year:                  | 2018   |
| University:                     | CTU – Faculty of Mechanical Engineering  |
| Department:                     | Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment   |
| Supervisor:                     | Ing. Miroslav Ondráček, Ph.D.  |
| Submitter of the Theme:         | CTU – Faculty of Mechanical Engineering  |
| Application:                    | Suitable as a basis for the concept of a cross table with space for an integrated rotary table in the construction. Further adjustments would be made with custom design of rotary table.    |
| Key words:                      | cross cable, milling machine, linear guideways, ball screw, servomotor, milling forces, service life   |
| Annotation:                     | Bachelor dissertation deals with structural design layout of cross tables. There is a survey of used components, a designed custom solution, design and control calculations of cross table. |

## Seznam použitých zkratek

VBD – vyměnitelná břitová destička

KŠ – kuličkový šroub

## Seznam použitých veličin

|            |                     |  |
|------------|---------------------|--|
| $a_p$      | [mm <sup>2</sup> ]  | hloubka řezu   |
| $a_{zr}$   | [m/s <sup>2</sup> ] | zrychlení na rychloposuv                             |
| $a_{zp}$   | [m/s <sup>2</sup> ] | zpomalení z rychloposuvu                             |
| $C_{dyn}$  | [N]                 | dynamická únosnost                                   |
| $C_{fc}$   | [-]                 | koeficient vlivu obráběného materiálu                |
| $d_k$      | [mm]                | průměr kuličkového šroubu                            |
| $D$        | [mm]                | vnější průměr frézy                                  |
| $f_H$      | [-]                 | faktor tvrdosti                                      |
| $f_t$      | [-]                 | faktor teploty                                       |
| $f_w$      | [-]                 | faktor zatížení                                      |
| $f_z$      | [mm/zub]            | posuv nástroje na jeden zub                          |
| $F_c$      | [N]                 | řezná síla   |
| $F_k$      | [N]                 | max. teoretická dovolená axiální síla působící na KŠ |
| $F_{kmax}$ | [N]                 | max. dovolená provozní axiální síla působící na KŠ   |
| $F_m$      | [N]                 | střední zatížení od frézování                        |
| $F_{max}$  | [N]                 | max. skutečná axiální síla působící na KŠ            |
| $F_{Rm}$   | [N]                 | třecí odpor měchového krytu                          |
| $F_{Rt}$   | [N]                 | třecí odpor teleskopického krytu                     |
| $F_{Rv}$   | [N]                 | třecí odpor lineárního vedení                        |
| $g$        | [m/s <sup>2</sup> ] | gravitační zrychlení                                 |
| $k_d$      | [-]                 | koeficient uložení pro otáčky KŠ                     |
| $k_k$      | [-]                 | koeficient uložení pro zatížení KŠ                   |
| $l_c$      | [mm]                | zdvih KŠ   |
| $l_d$      | [mm]                | vzdálenost mezi ložisky KŠ                           |
| $l_d$      | [mm]                | nepodepřená vzdálenost KŠ                            |
| $l_{kšy}$  | [mm]                | vzdálenost těžiště $T_1$ od KŠ v ose Y               |
| $l_{kšy}$  | [mm]                | vzdálenost těžiště $T_2$ od KŠ v ose X               |

|              |          |  |
|--------------|----------|--|
| $l_{T1x}$    | [mm]     | vzdálenost těžiště $T_1$ od středu rot. Stolu v ose $X$              |
| $l_{T1y}$    | [mm]     | vzdálenost těžiště $T_1$ od středu rot. stolu v ose $Y$              |
| $l_{T1z}$    | [mm]     | vzdálenost těžiště $T_1$ od středu rot. stolu v ose $Z$              |
| $l_{T2x}$    | [mm]     | vzdálenost těžiště $T_2$ od středu rot. Stolu v ose $X$              |
| $l_{T2y}$    | [mm]     | vzdálenost těžiště $T_2$ od středu rot. stolu v ose $Y$              |
| $l_{T2z}$    | [mm]     | vzdálenost těžiště $T_2$ od středu rot. stolu v ose $Z$              |
| $l_x$        | [mm]     | rozteč vozíků lin. vedení na ose $X$                                 |
| $l_y$        | [mm]     | rozteč vozíků lin. vedení na ose $Y$                                 |
| $L$          | [m]      | životnost v metrech  |
| $L_h$        | [hod]    | životnost v hodinách   |
| $L_k$        | [ot]     | životnost v otáčkách   |
| $m_1$        | [kg]     | hmotnost stolu   |
| $m_2$        | [kg]     | hmotnost obrobku   |
| $m$          | [kg]     | celková hmotnost   |
| $m_i$        | [-]      | počet ložisek ve kterých je uložen KŠ                                |
| $M$          | [Nm]     | potřebný krouticí moment   |
| $n$          | [ot/min] | otáčky frézy   |
| $n_k$        | [ot/min] | kritické otáčky KŠ   |
| $n_{max}$    | [ot/min] | maximální otáčky KŠ  |
| $n_m$        | [ot/min] | střední otáčky KŠ  |
| $n_s$        | [ot/min] | otáčky KŠ  |
| $P$          | [mm]     | stoupání KŠ  |
| $P_{1-8}$    | [N]      | statické zatížení vozíků lin. vedení                                 |
| $P_{la1-8}$  | [N]      | zatížení vozíků vlivem zrychlení stolu směrem doleva                 |
| $P_{lat1-8}$ | [N]      | zatížení vozíků v bočním směru vlivem zrychlení stolu směrem doleva  |
| $P_{ld1-8}$  | [N]      | zatížení vozíků vlivem zpomalení stolu směrem doleva                 |
| $P_{ldt1-8}$ | [N]      | zatížení vozíků v bočním směru vlivem zpomalení stolu směrem doleva  |
| $P_{pa1-8}$  | [N]      | zatížení vozíků vlivem zrychlení stolu směrem doprava                |
| $P_{pat1-8}$ | [N]      | zatížení vozíků v bočním směru vlivem zrychlení stolu směrem doprava |



|              |         |  |
|--------------|---------|--|
| $P_{pd1-8}$  | [N]     | zatížení vozíků vlivem zpomalení stolu směrem doprava                |
| $P_{pdt1-8}$ | [N]     | zatížení vozíků v bočním směru vlivem zpomalení stolu směrem doprava |
| $P_{lac1-8}$ | [N]     | celkové zatížení vozíků vzniklé zrychlením stolu vlevo               |
| $P_{ldc1-8}$ | [N]     | celkové zatížení vozíků vzniklé zpomalením stolu vlevo               |
| $P_{pac1-8}$ | [N]     | celkové zatížení vozíků vzniklé zrychlením stolu vpravo              |
| $P_{pdc1-8}$ | [N]     | celkové zatížení vozíků vzniklé zpomalením stolu vpravo              |
| $P_{m1-8}$   | [N]     | výsledné střední zatížení působící na vozíky lin. vedení             |
| $s_1$        | [mm]    | dráha potřebná k dosažení rychloposuvu                               |
| $s_2$        | [mm]    | dráha potřebná k zabrzdění z rychloposuvu                            |
| $s_3$        | [mm]    | dráha, kterou je stůl chopen projet rychloposuvem                    |
| $t_{zr}$     | [s]     | doba zrychlení na rychloposuv  |
| $t_{zp}$     | [s]     | doba zpomalení z rychloposuvu  |
| $v$          | [m/min] | rychlost rychloposuvu  |
| $v_c$        | [m/min] | řezná rychlost frézky  |
| $v_f$        | [m/min] | posuvová rychlost frézky   |
| $x$          | [-]     | koeficient vlivu tloušťky materiálu                                  |
| $\varphi_i$  | [°]     | úhel záběru frézy  |
| $\eta_c$     | [-]     | celková účinnost pohonu  |
| $\eta_{kš}$  | [-]     | účinnost KŠ  |
| $\eta_{lin}$ | [-]     | účinnost lin. vedení   |
| $\eta_{lž}$  | [-]     | účinnost ložisek   |
| $\eta_{př}$  | [-]     | účinnost převodu   |
| $\mu$        | [-]     | koeficient tření valivého vedení                                     |

---

Obsah

|  |    |
|--|----|
| 1. Úvod.....                                       | 12 |
| 2. Cíl práce.....                                  | 12 |
| 3. Stroj Spinner VC1650-5A.....                    | 13 |
| 4. Další výrobci.....                              | 14 |
| 4.1 Výrobci v ČR.....                              | 14 |
| 4.2 Výrobci ve světě.....                          | 14 |
| 5. Komponenty konstrukce křížového stolu.....      | 15 |
| 5.1 Lineární pohyb – Kuličkový šroub a matice..... | 15 |
| 5.2 Vedení – Lineární valivé vedení.....           | 17 |
| 5.3 Odměrování polohy.....                         | 17 |
| 5.3.1 Přímé měření.....                            | 17 |
| 5.3.2 Nepřímé měření.....                          | 18 |
| 5.3.3 Inkrementální měření.....                    | 18 |
| 5.3.4. Absolutní měření.....                       | 18 |
| 5.4 Krytování stolu.....                           | 18 |
| 5.4.1 Teleskopické kryty.....                      | 18 |
| 5.4.1 Krycí měchy.....                             | 19 |
| 6. Uspořádání stolu.....                           | 19 |
| 7. Vlastní konstrukce.....                         | 21 |
| 8. Konstrukční a kontrolní výpočty.....            | 23 |
| 8.1 Výpočet sil při frézování.....                 | 23 |
| 8.1.1 Čelní frézování - hrubování.....             | 23 |
| 8.1.2 Čelní frézování - polohrubování.....         | 24 |
| 8.1.3 Čelní frézování - dokončování.....           | 25 |
| 8.1.4 Válcové frézování – hrubování.....           | 25 |
| 8.1.5 Válcové frézování – polohrubování.....       | 26 |
| 8.1.6 Válcové frézování – dokončování.....         | 27 |
| 8.1.7 Zátěžové spektrum.....                       | 27 |
| 8.2 Třecí síly.....                                | 28 |
| 8.2.1 Třecí síly ve vedení.....                    | 28 |
| 8.2.2 Třecí síly v krytování.....                  | 29 |
| 8.3 Návrh kuličkového šroubu pro osu X.....        | 29 |

---

|         |  |    |
|---------|--|----|
| 8.3.1   | Kontrola kuličkového šroubu:.....            | 30 |
| 8.3.2   | Životnost kuličkového šroubu .....           | 31 |
| 8.4     | Návrh kuličkového šroubu pro osu $Y$ .....   | 33 |
| 8.4.1   | Kontrola kuličkového šroubu:.....            | 33 |
| 8.4.2   | Životnost kuličkového šroubu .....           | 34 |
| 8.5     | Výpočet pohonu pro osu $X$ .....             | 36 |
| 8.6     | Výpočet pohonu pro osu $Y$ .....             | 38 |
| Tab. 23 | Hodnoty pro výpočet krouticího momentu ..... | 38 |
| 8.7     | Návrh lineárního vedení pro osu $X$ .....    | 39 |
| 8.8     | Návrh lineárního vedení pro osu $Y$ .....    | 45 |
| 9.      | Závěr .....                                  | 49 |
|         | Seznam obrázků .....                         | 50 |
|         | Seznam tabulek .....                         | 51 |
|         | Seznam Příloh.....                           | 51 |
|         | Výkresová dokumentace.....                   | 51 |
|         | Elektronické přílohy.....                    | 51 |
|         | Seznam použité literatury.....               | 52 |

## 1. Úvod

Jako křížový stůl je definován stůl, který se pohybuje ve dvou osách, které jsou na sebe navzájem kolmé. Může ale zvládat i více než jen tyto základní pohyby, například naklápění nebo rotaci. Používá se u obráběcích strojů, nejčastěji frézek, CNC strojů, případně vrtaček, ale i v metrologii a jiných odvětví strojírenství.

Původně se stoly ovládaly ručně a odměřování bylo pomocí nonia, který byl nejčastěji umístěn u kličky. Pokud se nebudeme bavit o konvenčních strojích, odměřuje se poloha už jen elektronicky. U CNC center se stůl ovládá počítačem, kdy pohon obstarávají nejčastěji servomotory a krokové motory.

Dříve byly frézky pouze tříosé. Moderní stroje mají za účelem vyšší produktivity a širšího portfolia výrobků více os než jen tři. Jednu osu, nebo-li další možnost polohování, získáme použitím integrovaného rotačního stolu.



Obr. 1 Stroj VC1650-5A osazený křížovým stolem s integrovaným otočným stolem firmy Spinner [4]

## 2. Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout křížový stůl. Nejdříve zde bude provedena rešerše strojů obsahující křížové stoly s integrovaným otočným stolem a poté i rešerše jednotlivých dílů. Budou zde uvedena možná uspořádání stolu s jejich klady a zápory.

Poté bude vybráno jedno řešení a provedena vlastní konstrukce, kterou budou doprovázet konstrukční a kontrolní výpočty důležitých součástí stroje.

### 3. Stroj Spinner VC1650-5A

Tento stroj byl zvolen jako výchozí, k jehož parametrům by se práce chtěla přiblížit.

Německá firma Spinner, založena v roce 1949, se zaměřuje na CNC obráběcí centra, automatizace a robotiku. Model VC1650-5A má kromě samotného rotačního stolu také pevnou nerotační pracovní desku, pro upevnění větších obrobků. [4]

Tab. 1 Obráběcí centrum VC1650-5A [4]

|                     |                       |
|---------------------|-----------------------|
| Pracovní prostor:   |                       |
| Osa x               | 1600 mm               |
| Osa y               | 800 mm                |
| Osa z               | 800 mm                |
| Rychlost posuvů     | 45 m/min              |
| Max. zatížení stolu | 1000 kg               |
| Max. otáčky         | 14 000 ot/min         |
| Výkon               | 22 kW (S6 20%)        |
| Krouticí moment     | 117 Nm (S6 20%)       |
| Rozměry stroje      | 3550 x 2750 x 3200 mm |



Obr. 2 frézka VC1650-5A firmy Spinner [4]



Obr. 3 Výkon a otáčky stroje Spinner [4]

## 4. Další výrobci

Křížový stůl s integrovaným otočným stolem není standardní záležitostí, a proto nenajdeme takové množství výrobců, který ho poskytují ve svých obráběcích centrech.

### 4.1 Výrobci v ČR

Mezi českými výrobci momentálně nikdo nenabízí frézku v základu vybavenou křížovým stolem s integrovaným rotačním stolem. Ale například firma KOVOSVIT MAS nabízí přídatný rotační stůl, který se montuje na základní pracovní plochu.

#### KOVOSVIT MAS

Společnost má 79letou tradici ve výrobě a vývoji obráběcích strojů. Je nositelem mnoha ocenění za technický přínos ve vývoji obráběcích strojů v České republice. KOVOSVIT MAS nabízí svým zákazníkům komplexní služby, individuální řešení, flexibilitu, výrobky té nejvyšší kvality. Obráběcí centrum MCV 1000 POWER je oproti konkurenci výjimečný svým výkonem a krouticím momentem v poměru k rozměru stroje. [13]

Tab. 2 Obráběcí centrum MCV 1000 POWER [13]

|                     |                       |
|---------------------|-----------------------|
| Pracovní prostor:   |                       |
| Osa x               | 1016 mm               |
| Osa y               | 610 mm                |
| Osa z               | 720 mm                |
| Rychlost posuvů     | 40 m/min              |
| Max. zatížení stolu | 1200 kg               |
| Max. otáčky         | 8000 ot/min           |
| Výkon               | 43 kW (S6 40%)        |
| Krouticí moment     | 623 Nm (S6 40%)       |
| Rozměry stroje      | 4600 x 3330 x 3600 mm |



Obr.4 Frézka MCV 1000 POWER firmy KOVOSVIT MAS [13]

### 4.2 Výrobci ve světě

#### Hedelius

Firma Hedelius existuje v Německu už 50 let. Specializuje se na vertikální CNC obráběcí centra, která jsou ceněna pro svou přesnost, efektivitu a spolehlivost. [14]

Tab. 3 Obráběcí centrum TILTENTA 7-1600 [14]

|                     |                       |
|---------------------|-----------------------|
| Pracovní prostor:   |                       |
| Osa x               | 1600 mm               |
| Osa y               | 750 mm                |
| Osa z               | 800 mm                |
| Rychlost posuvů     | 40 m/min              |
| Max. zatížení stolu | 1200 kg               |
| Max. otáčky         | 18 000 ot/min         |
| Výkon               | 35 kW (S6 20%)        |
| Krouticí moment     | 142 Nm (S6 20%)       |
| Rozměry stroje      | 5266 x 2730 x 4335 mm |



Obr. 5 Frézka TILTENTA 7-1600 firmy Hedelius [14]

### AXA VHC 2-1760

Německá firma založena v roce 1965 je mezinárodně známá. Zaměřuje se na výrobu vertikálních obráběcích center a na míru vyráběných výrobních systémů. [15]

Tab. 4 Obráběcí centrum VHC 2-1760 [15]

|                     |                 |
|---------------------|-----------------|
| Pracovní prostor:   |                 |
| Osa x               | 1760 mm         |
| Osa y               | 600 mm          |
| Osa z               | 800 mm          |
| Rychlost posuvů     | 40 m/min        |
| Max. zatížení stolu | 1200 kg         |
| Max. otáčky         | 7 500 ot/min    |
| Výkon               | 45 kW (40% ED)  |
| Krouticí moment     | 287 Nm (40% ED) |



Obr. 6 Frézka VHC 2-1760 firmy AXA [15]

## 5. Komponenty konstrukce křížového stolu

### 5.1 Lineární pohyb – Kuličkový šroub a matice

Princip pohybu je podobný jako u klasického metrického šroubu a matice (převádí rotační pohyb na posuvný), ale závit má tvar drážky pro kuličky, které plní jeho funkci pomocí valivého pohybu. Tím se rapidně snižuje tření a odpor při otáčení a zvyšuje účinnost přenosu pohybu.

Existují dvě možná uspořádání. Buď je napevno uchycen šroub a otáčí se matice, nebo se naopak šroub otáčí a matice je napevno přichycena. Povrch šroubu a matice bývá broušen a zakalen, aby se snížilo opotřebení a zvýšila životnost spojení.

Pro přesné polohování a zvýšení tuhosti je třeba vymežit vůli mezi šroubem a maticí.

Řeší se to tzv. předepnutím matice, kdy se nejdříve vymeží axiální vůle mezi maticí a kuličkovým šroubem a poté se spoj ještě silově předepne, aby vymezení vůle bylo trvalé i za chodu šroubu.



Obr. 7 Řez matice a kuličkového šroubu firmy SKF [5]

Způsoby předepnutí matice:

### Vymezovací kroužek:

Tato metoda používá distanční broušení kroužek (obr. 3), který má rozměr o něco větší, než je velikost rozteče a vůle. Ten se vloží mezi čela matic a vytvoří požadované předepnutí. [6]

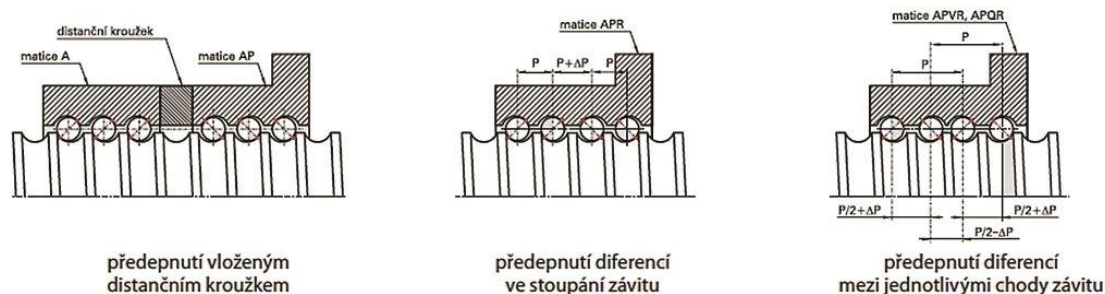
### Diference v závitu:

Způsob pro použití jedné matice. Její stoupání je vybroušeno s malou diferencí, která způsobí předepnutí matice a šroubu (obr. 3). Tato metoda se používá i pro vícechodé závity.

Další možnost je vytvořit diferenci mezi jednotlivými chody. [6]

### Větší kulička:

Dále existuje možnost vložení kuličky o větším průměru, která svojí pružnou deformací způsobí předepnutí. [6]



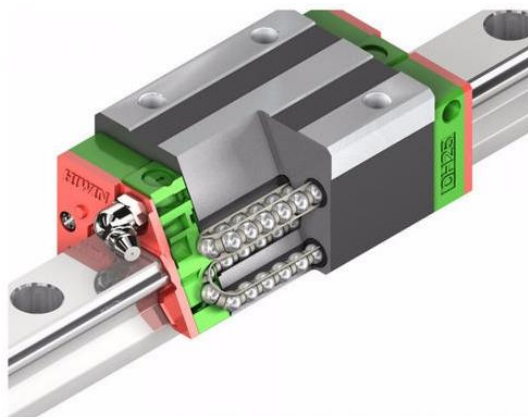
Obr. 8 Způsob předepnutí kuličkového šroubu a matice. KSK Kuřim [6]



## 5.2 Vedení – Lineární valivé vedení

Nejčastěji je složeno z vodicí lišty/kolejnice a bloků/voziků s valivými tělisky, které v bloku obíhají ve smyčce. Jako tělíska se používají kuličky, válečky a jehly a umožňují dosáhnout hladkého a přesného lineárního pohybu. Právě válečky a jehly, které vícekontaktním dotykem přenesou velké zatížení, se uplatňují velmi často. Pro velké rychlosti jsou naopak lepší kuličky.

Oproti běžnému kluznému (hydrodynamickému) vedení je zde výrazně nižší koeficient tření a to přibližně 0,02 (rozběh kluzného vedení je 0,1÷0,2). Zároveň díky profilované kolejnici je schopný vozík přenášet síly z vertikálních i horizontálních směrů. Mají chod téměř bez vůle a jejich údržba je snadná. Vozíky v sobě už mohou mít zabudovaný zásobník maziva. [11]



Obr. 9 Řez kuličkovým vedením Hiwin [11]

## 5.3 Odměrování polohy

Dodává nám informaci o přesné poloze stolu/obrobku. Je zásadní pro výslednou přesnost celého stroje.

- Dělení dle
- způsobu měření: přímé, nepřímé
  - druh signálu: inkrementální, absolutní
  - použité technologie: indukční, laserové, optické, magnetické

### 5.3.1 Přímé měření

Odměruje se přímo poloha součásti, která nás zajímá. Odměřovací systémy se proto montují přímo na pohyblivé části stroje, ideálně tak, aby se vyloučily teplotní dilatace konstrukce. Způsob je to přesný, ale konstrukčně náročnější a dražší. [12]

### 5.3.2 Nepřímé měření

Neodměřuje se přímo část, která nás zajímá, ale poloha pohybového mechanismu. Měří se například otáčky v ose motoru, podle kterých se pak dopočítává požadovaná poloha. Nepřímé měření není tak přesné a není vhodné pro velké zdvihy, kde se možná vyskytnutá chyba poté načítá. Zároveň je více ovlivněno teplotní roztažností mechanismu a jeho vůlemi a nepřesnostmi. Způsob měření je to ale levný a jednoduchý. [12]

### 5.3.3 Inkrementální měření

U inkrementálního měření dostává systém informace ve formě pulzů, které odpočítává od počátečního referenčního bodu. Proto je potřeba po každém zapnutí stroje s každou osou nejdříve najet na referenční body, aby se zkalibroval měřicí systém a poté mohla spustit výroba. [12]

### 5.3.4. Absolutní měření

Absolutní měření naopak podává informaci o poloze ihned, tudíž není potřeba po zapnutí stroje cokoli nastavovat či kalibrovat. Zrychluje a zjednodušuje se tím práce. [12]

## 5.4 Krytování stolu

Kryty pohyblivých os mají za úkol ochránit pohon a vedení křížového stolu. Musí mít kvalitní a dostatečně těsné provedení, aby zabránily proniknutí provozních kapalin a třísek do prostoru pohonu. Zároveň by měly být lehké a s nízkými pasivními odpory, aby nezatěžovaly a nezpomalovaly pohyb stolu. [16]

### 5.4.1 Teleskopické kryty

Jedná se o nejběžnější typ krytování. Skládá se z propojených plechových segmentů.

Jednotlivé segmenty musí splňovat poměrně náročná kritéria rovinnosti, korozivzdornosti a otěruvzdornosti. Velmi důležitou roli také plní stěrače. Záleží na jejich tvaru, způsobu upnutí, materiálů a předepnutí, které ovlivňuje těsnost a rovnoměrnost chodu. Musí zabránit průsaku tekutin a ochránit pohon. Je ale potřeba si dát pozor na tzv. slip-stick efekt, což je trhavý pohyb stěrače, který je způsobený přílišným přitlačením břitu stěrače na segment krytu. [16]



Obr. 10 Teleskopický kryt firmy HESTEGO [18]

### 5.4.1 Krycí měchy

Většinou jsou složeny z tkaniny nebo gumy, která je potažena ochranným materiálem, případně kovovými lamelami. Jedná se o přizpůsobivé a snadné řešení. Je ale potřeba zohlednit prostředí, ve kterém budou měchy použity. Nejsou uzpůsobeny na vnější zatížení. [16]

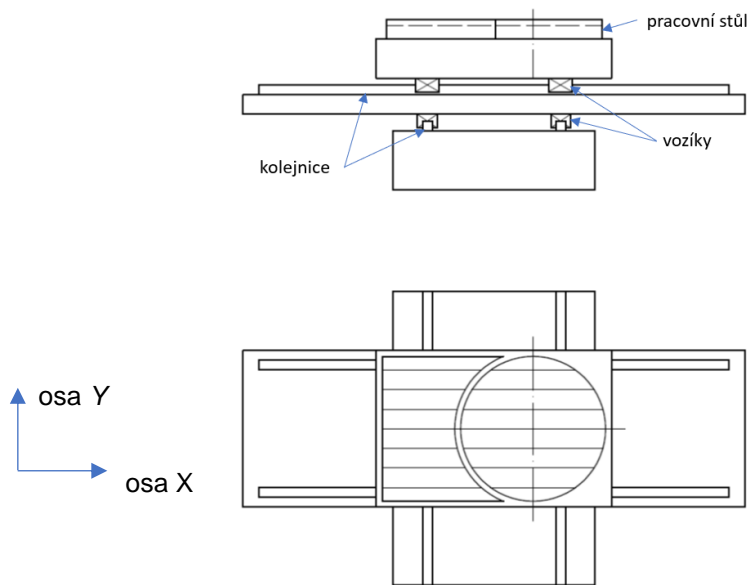


Obr. 11 Měchové kryty firmy HESTEGO [18]

## 6. Uspořádání stolu

**Varianta A** - Kolejnice vedení horní osy  $X$  jsou uloženy pod vozíkem

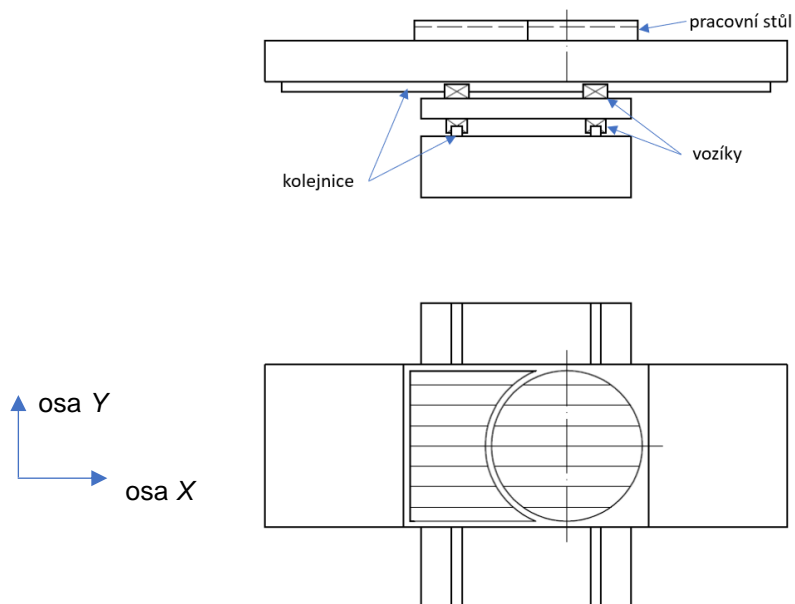
- Lepší stabilita a rozložení sil ve stole
- Menší rozměry při stejném pracovním rozsahu
- Komplikované krytování horního vedení
- Konstrukčně složitější uspořádání s integrovaným rotačním stolem



Obr. 12 Schéma uspořádání stolu, varianta A

**Varianta B** - Kolejnice vedení horní osy  $X$  jsou uloženy nad vozíkem

- Není potřeba důkladně krytovat horní část vedení
- V horní části stolu je zde více místa pro integrovaný rotační stůl
- Jednodušší vedení kabelů
- Lepší přístup k rotačnímu stolu a celková montáž

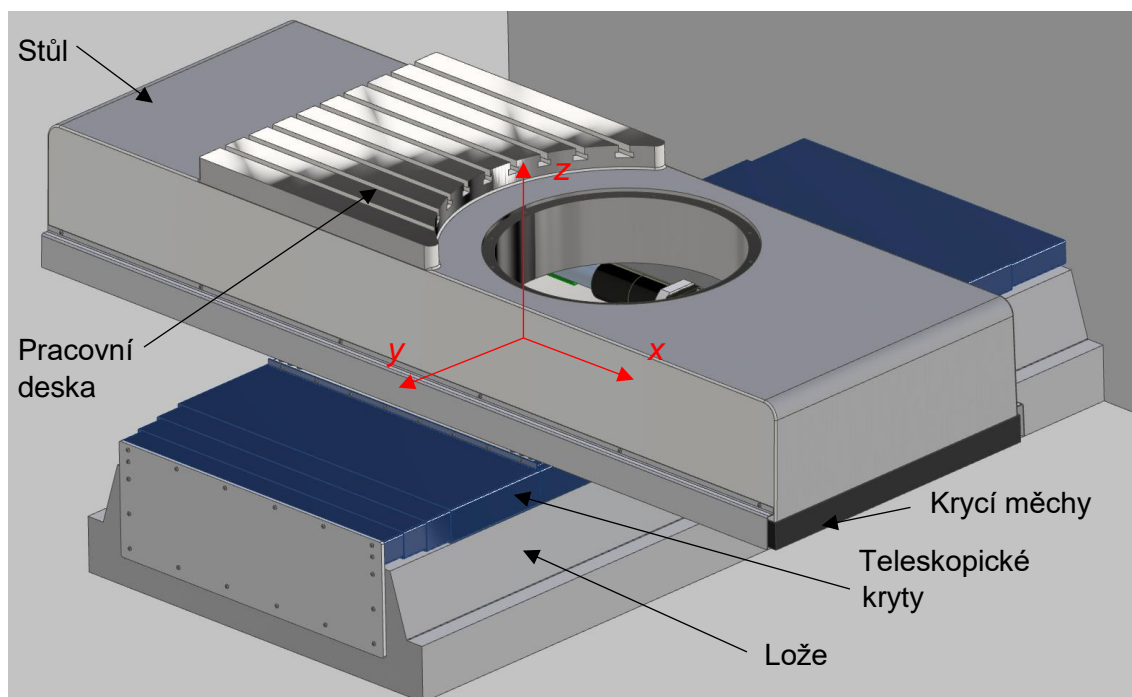


Obr. 13 Schéma uspořádání stolu, varianta B

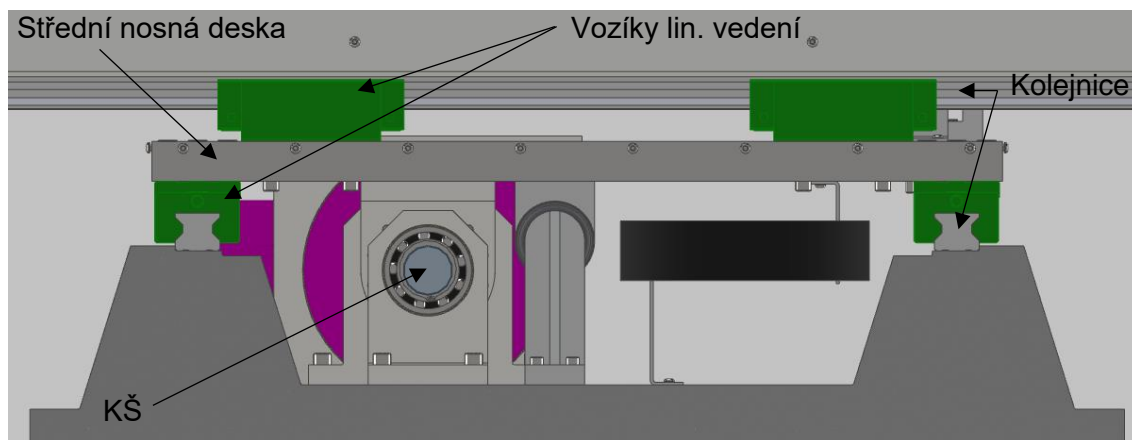
## 7. Vlastní konstrukce

Byl navržen křížový stůl s prostorem pro integrovaný otočný stůl. Pro pohon byl zvolen servomotor a kuličkový šroub (dále jen KŠ) a bylo zvoleno lineární válečkové vedení.

Horní část stolu je odlitá z šedé litiny, do které je vyfrézován finální tvar pracovní desky a osazení pro integrovaný rotační stůl. Na bocích je pevná lišta, která chrání vozíky vedení a zdola měchový kryt, který brání třískám a nečistotám vniknout do pohyblivých částí stolu. Dolní osa Y je kompletně chráněná teleskopickými kryty. Spodní lože, ve kterých je uloženo lineární vedení a KŠ, jsou z litiny.

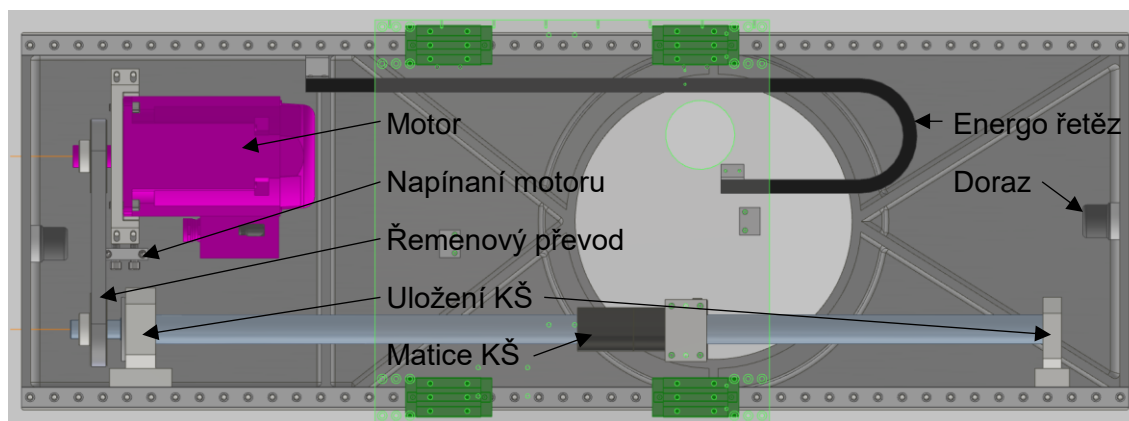


Obr. 14 Kompletní křížový stůl



Obr. 15 Pohled na křížové saně (střední nosnou desku) a způsob uložení vedení

Horní část stolu:

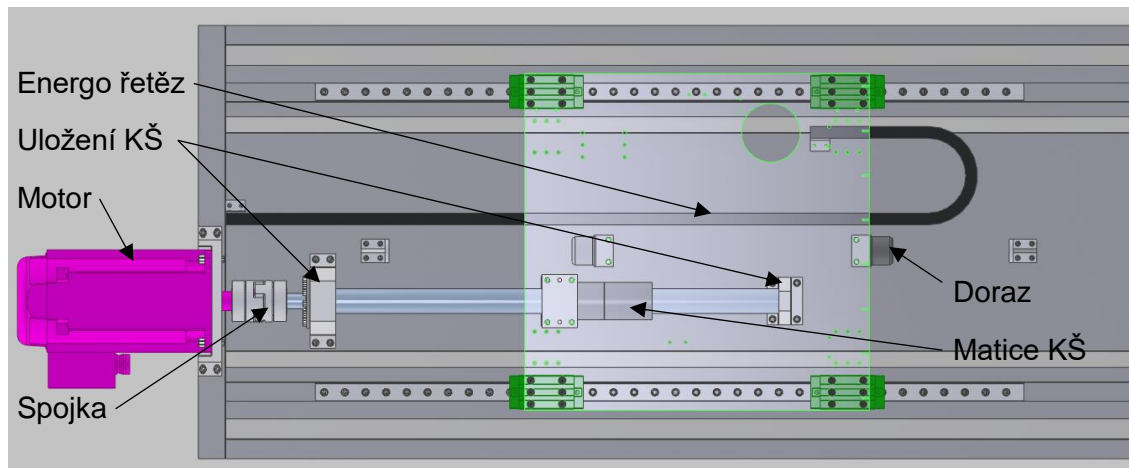


Obr. 16 Pohled zespedu na osu X

Pohon KŠ zajišťuje servomotor, který svůj krouticí moment přenáší řemenicí a ozubeným řemenem.

Příruba motoru je polohovatelná a přitlačována stavěcími šrouby, tím je napínán řemen. U motoru je KŠ pevně uložen v domku se dvěma kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem. Na vzdálenějším konci je uložen volně v domku s obyčejným kuličkovým ložiskem. Veškeré kabely jsou vedeny energo řetězem. Oba konce stolu jsou opatřeny gumovými nouzovými dorazy, který jsou schopné absorbovat náraz až o síle 11 kN.

Spodní lože:



Obr. 17 Pohled z pozice spodní lože na osu Y

System uložení KŠ je obdobný jako v horní části, stejně tak koncové dorazy a energo řetěz. Jen přenos momentu z motoru na KŠ je realizován pomocí svěrné bezvúlové spojky.

Pozice servomotoru je už v rámu stroje, tedy mimo vnitřní obráběcí prostor.

## 8. Konstrukční a kontrolní výpočty

Pro návrh pohonu a vedení je třeba spočítat maximální síly vzniklé při frézování, sestavit zátěžné schéma a určit třecí síly ve vedení a krytování.

Pro výpočet sil při obrábění se vycházelo z parametrů stroje Spinner. Byly tedy zvoleny největší možné nástroje a následně vypočteny síly pro standardní frézovací operace, aby bylo možné sestavit zátěžné spektrum.

Tab. 5 Parametry stroje Spinner [4]

|                         |                   |
|-------------------------|-------------------|
| Kuželová dutina vřetena | SK40<br>(ISO 297) |
| Max. průměr nástroje    | 80 mm             |
| Max. délka nástroje     | 400 mm            |
| Max. hmotnost nástroje  | 10 kg             |

### 8.1 Výpočet sil při frézování

#### 8.1.1 Čelní frézování - hrubování

Byl zvolen nástroj Pramet 63A05R-S45OD06D s vyměnitelnou břitovou destičkou (dále jen VBD) ODMT 0605ZZN, materiál 8215.

Tab. 6 Parametry nástroje a VBD na hrubování [19]

| Fréza            |              | VBD               |           |
|------------------|--------------|-------------------|-----------|
| D                | 63 mm        | d                 | 15,875 mm |
| D <sub>1</sub>   | 72,5 mm      | d <sub>1</sub>    | 5,5 mm    |
| dH7              | 22 mm        | s                 | 5,56 mm   |
| L                | 40 mm        | f <sub>min</sub>  | 0,15      |
| b                | 10,4 mm      | f <sub>max</sub>  | 0,45      |
| t                | 6,3 mm       | a <sub>pmin</sub> | 1         |
| Z                | 5            | a <sub>pmax</sub> | 8,6       |
| Hmotnost         | 1,1 kg       | k <sub>r</sub>    | 45°       |
| n <sub>max</sub> | 8 800 ot/min | v <sub>c</sub>    | 345 m/min |

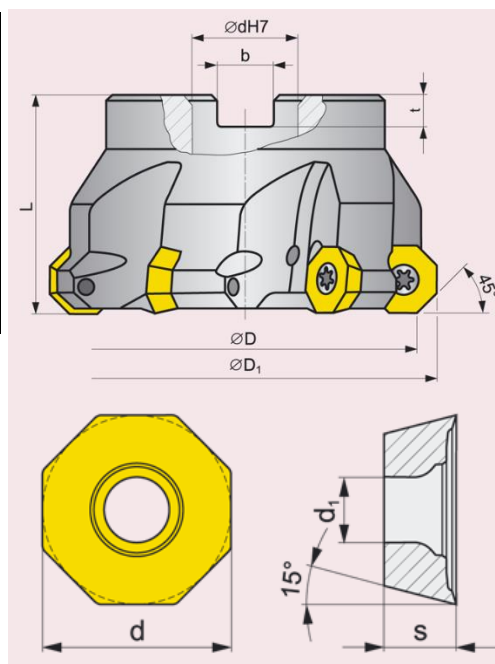
Z – počet zubů nástroje

n<sub>max</sub> – maximální dovolené otáčky

f<sub>min</sub>, f<sub>max</sub> – posuvy v mm na zub

a<sub>pmin</sub>, a<sub>pmax</sub> – hloubka řezu na otáčku

v<sub>c</sub> – doporučená řezná rychlost



Obr. 18 Fréza s VBD firmy Pramet [19]

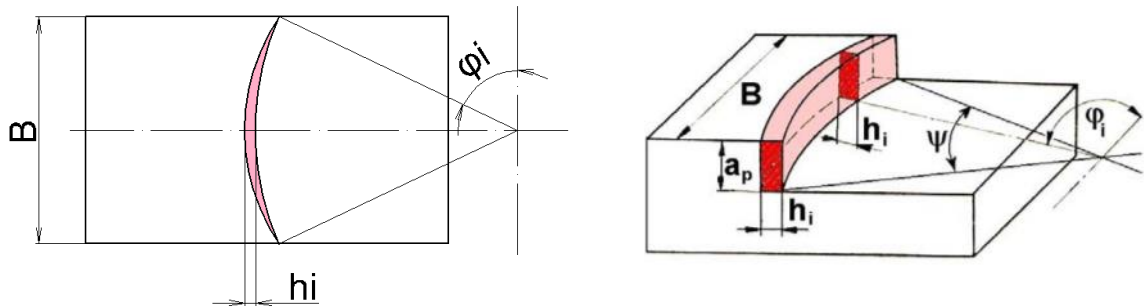
Stroj bude mít pravděpodobně univerzální využití. Výpočty jsou tedy provedeny za předpokladu, že se na stroji budou obrábět nelegované oceli s maximální pevností Rm = 850 MPa.



Vlastnosti nelegované oceli s  $R_m = 850 \text{ MPa}$ :

$C_{Fc} = 1600$  (koeficient vlivu obráběného materiálu)

$x = 0,72$  (koeficient vlivu tloušťky třísky)



Obr. 19 Průřez třísky při čelní frézování [20]

Během čelního frézování se mění průřez třísky v závislosti na poloze zubu frézy. Největší velikost jmenovitého průřezu  $h_i$  je pro hodnotu  $\varphi_i = 90^\circ$

Výpočet řezné síly:

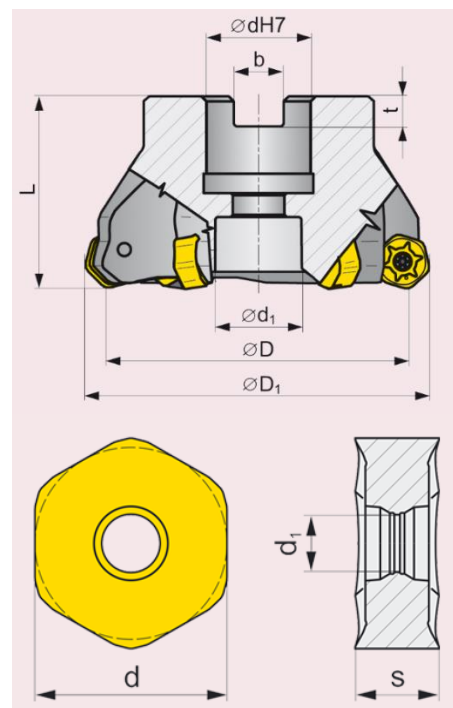
$$F_c = C_{Fc} \cdot \frac{a_p}{\sin k_r} \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_i = 1600 \cdot \frac{6,3}{\sin 45^\circ} \cdot 0,25^{0,72} \cdot \sin^{0,72} 90^\circ = \underline{5\,254 \text{ N}}$$

### 8.1.2 Čelní frézování - polohrubování

Byl zvolen nástroj Pramet  
63A08R-S45HN06C-C s VBD  
HNGX 0604ANSN-M, materiál 8230.

Tab. 7 Parametry nástroje a VBD na polohrubování [19]

| Fréza            |               | VBD               |           |
|------------------|---------------|-------------------|-----------|
| D                | 63 mm         | d                 | 10,5 mm   |
| D <sub>1</sub>   | 70,3 mm       | d <sub>1</sub>    | 3,7 mm    |
| dH7              | 22 mm         | s                 | 5,26 mm   |
| d <sub>1</sub>   | 18 mm         | f <sub>min</sub>  | 0,13      |
| L                | 40 mm         | f <sub>max</sub>  | 0,25      |
| b                | 10,4 mm       | a <sub>pmin</sub> | 0,7       |
| t                | 6,3 mm        | a <sub>pmax</sub> | 3         |
| Z                | 8             | k <sub>r</sub>    | 45°       |
| Hmotnost         | 0,55 kg       | v <sub>c</sub>    | 380 m/min |
| n <sub>max</sub> | 11 000 ot/min |                   |           |



Obr. 20 Fréza s VBD firmy Pramet [19]

Výpočet řezné síly:

$$F_c = C_{Fc} \cdot \frac{a_p}{\sin k_r} \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_i = 1600 \cdot \frac{2,5}{\sin 45^\circ} \cdot 0,25^{0,72} \cdot \sin^{0,72} 90^\circ = \underline{2\,084,9 \text{ N}}$$

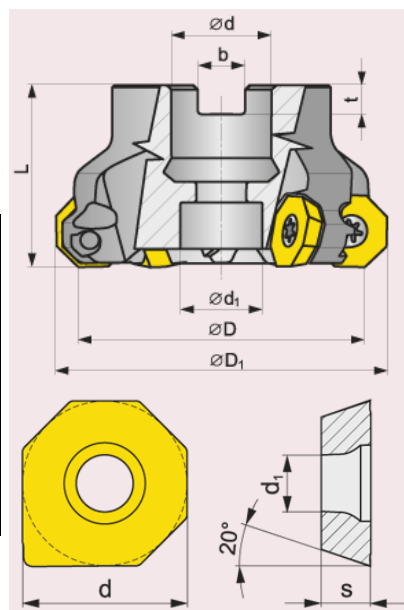


### 8.1.3 Čelní frézování - dokončování

Byl zvolen nástroj Pramet 70A06R-S45OE06Z-C s VBD XEHT 0604AESR, materiál 8230.

Tab. 8 Parametry nástroje a VBD na dokončování [19]

| Fréza            |              | VBD               |           |
|------------------|--------------|-------------------|-----------|
| D                | 70 mm        | d                 | 16,1 mm   |
| D <sub>1</sub>   | 80 mm        | d <sub>1</sub>    | 5,5 mm    |
| d                | 22 mm        | s                 | 4,76 mm   |
| d <sub>1</sub>   | 18 mm        | f <sub>min</sub>  | 0,08      |
| L                | 40 mm        | f <sub>max</sub>  | 0,35      |
| b                | 10,4 mm      | a <sub>pmin</sub> | 0,1       |
| t                | 6,3 mm       | a <sub>pmax</sub> | 0,5       |
| Z                | 6            | k <sub>r</sub>    | 45°       |
| Hmotnost         | 0,55 kg      | v <sub>c</sub>    | 347 m/min |
| n <sub>max</sub> | 9 100 ot/min |                   |           |



Výpočet řezné síly:

Obr. 21 Fréza s VBD firmy Pramet [19]

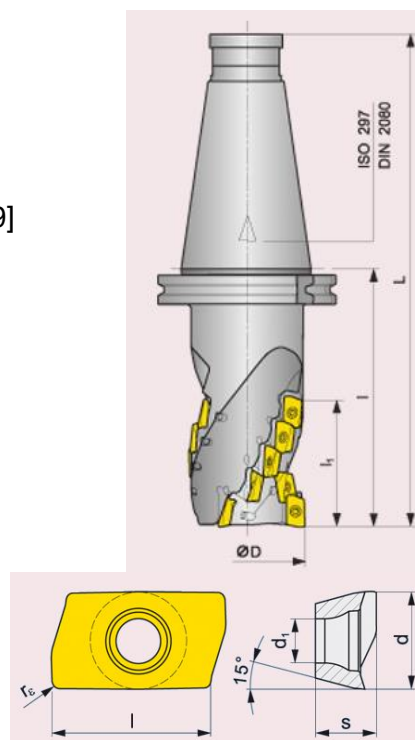
$$F_c = C_{Fc} \cdot \frac{a_p}{\sin k_r} \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_i = 1600 \cdot \frac{0,5}{\sin 45^\circ} \cdot 0,35^{0,72} \cdot \sin^{0,72} 90^\circ = \underline{531,3 \text{ N}}$$

### 8.1.4 Válcové frézování – hrubování

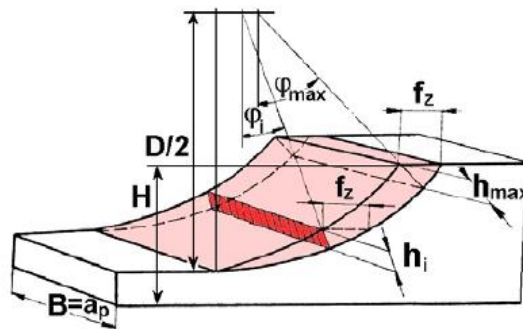
Byl zvolen nástroj Pramet 80J4R165G50-SAD16E108-C s VBD ADEX 160608SR-FM, materiál 8230.

Tab. 9 Parametry nástroje a VBD na hrubování [19]

| Fréza            |               | VBD               |           |
|------------------|---------------|-------------------|-----------|
| D                | 80 mm         | l                 | 16 mm     |
| L                | 292 mm        | d                 | 9,95 mm   |
| l                | 165 mm        | s                 | 6,25 mm   |
| l <sub>1</sub>   | 108 mm        | d <sub>1</sub>    | 4,5 mm    |
| Z                | 4             | r <sub>e</sub>    | 0,8 mm    |
| Z <sub>n</sub>   | 32            | f <sub>min</sub>  | 0,1       |
| T <sub>s</sub>   | 50            | f <sub>max</sub>  | 0,25      |
| k <sub>r</sub>   | 90°           | a <sub>pmin</sub> | 0,3       |
| Hmotnost         | 6,63 kg       | a <sub>pmax</sub> | 13        |
| Upínání          | ISO 297       | v <sub>c</sub>    | 330 m/min |
| n <sub>max</sub> | 10 400 ot/min |                   |           |



Obr. 22 Fréza s VBD firmy Pramet [19]



Obr. 23 Průřez třísky při válcovém frézování [20]

Udávané  $a_p$  platí pro jednu destičku. Pro celý nástroj uvádí výrobce hodnotu  $a_{pmax} = l_1$ .

Volím tedy hodnotu  $a_p = 100$  mm. Zároveň se u tak velkých záběrů nepoužívá příliš velký posuv, proto zvolím pro výpočet hodnotu  $f_{min}$ .

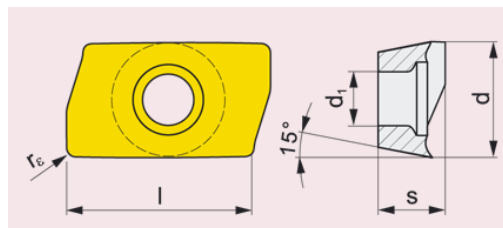
$$F_c = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_i = 1600 \cdot 100 \cdot 0,1^{0,72} \cdot \sin^{0,72} 90^\circ = \underline{30\,487,4 \text{ N}}$$

### 8.1.5 Válcové frézování – polohrubování

Pro polohrubování byl zvolen stejný nástroj jako pro hrubování, jen s jinou VBD. Konkrétně VBD ADMX 160608SR-F, materiál 8230.

Tab. 10 Parametry VBD na polohrubování [19]

|                   |           |
|-------------------|-----------|
| l                 | 16 mm     |
| d                 | 9,95 mm   |
| s                 | 6,25 mm   |
| d <sub>t</sub>    | 4,5 mm    |
| r <sub>e</sub>    | 0,8 mm    |
| f <sub>min</sub>  | 0,07      |
| f <sub>max</sub>  | 0,15      |
| a <sub>pmin</sub> | 1         |
| a <sub>pmax</sub> | 13        |
| v <sub>c</sub>    | 330 m/min |



Obr. 24 VBD firmy Pramet [19]

Výpočet řezné síly:

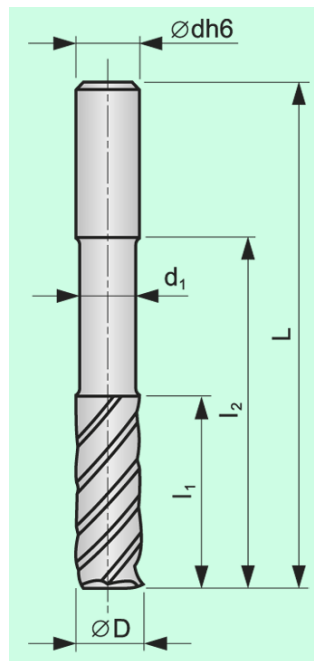
$$F_c = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_i = 1600 \cdot 50 \cdot 0,1^{0,72} \cdot \sin^{0,72} 90^\circ = \underline{15\,243,7 \text{ N}}$$

### 8.1.6 Válcové frézování – dokončování

Pro dokončování byl zvolen monolitní nástroj, který je schopný dosáhnout mnohem lepších drsností a kvality povrchu, Pramet 20E8R150-75A20 KIVA.

Tab. 11 Parametry nástroje na dokončování [19]

|     |              |                |           |
|-----|--------------|----------------|-----------|
| De8 | 20 mm        | l1             | 75 mm     |
| dh6 | 20 mm        | l2             | 110 mm    |
| Z   | 8            | f <sub>z</sub> | 0,06      |
| L   | 150 mm       | a <sub>p</sub> | 30        |
| n   | 4 061 ot/min | v <sub>c</sub> | 255 m/min |



Výpočet řezné síly:

$$F_c = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_i =$$

$$= 1600 \cdot 30 \cdot 0,06^{0,72} \cdot \sin^{0,72} 90^\circ = \underline{6\,331,6\text{ N}}$$

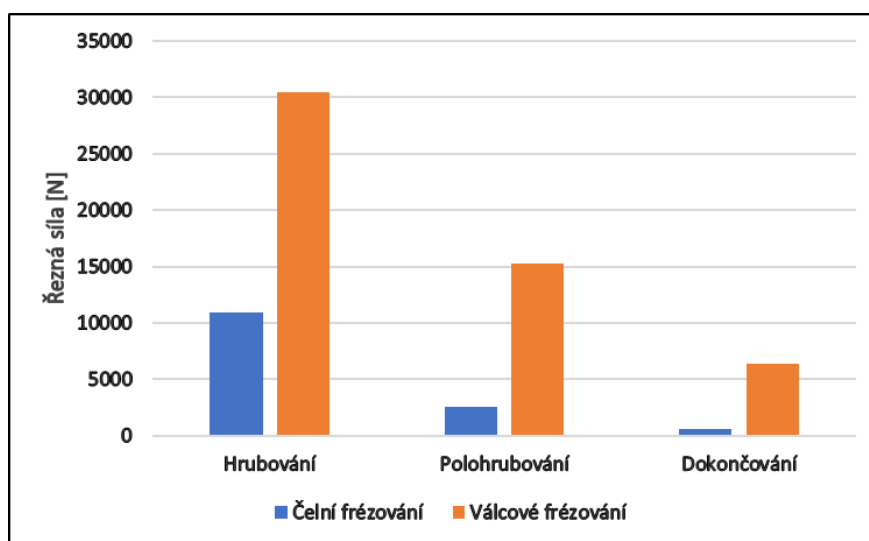
Obr. 25 Dokončovací fréza firmy Pramet [19]

### 8.1.7 Zátěžové spektrum

Stroj bude používán univerzálně, a proto se provedl odhad časového využití/rozložení jednotlivých operací, který není možný předem určit bez výstupních dat získaných až během výroby.

Tab. 12 Rozložení sil a času pro jednotlivé frézování

|                      | Hrubování [N] | Polohrubování [N] | Dokončování [N] |
|----------------------|---------------|-------------------|-----------------|
| Čelní frézování      | 10 950,8      | 2 501,9           | 531,3           |
| Válcové frézování    | 30 487,4      | 15 243,7          | 6 331,6         |
| Rozložení v čase [%] | 40            | 20                | 40              |



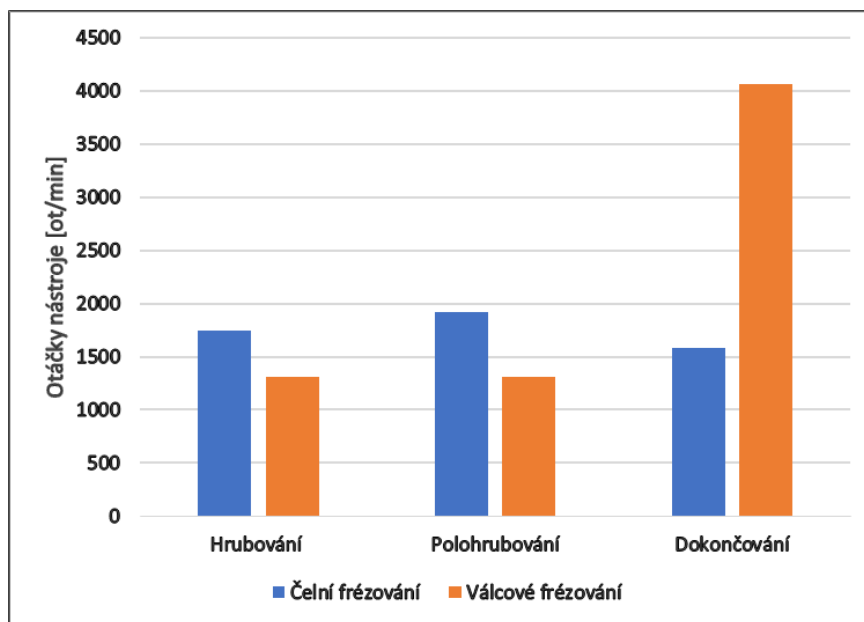
Obr. 26 Řezné síly pro daný typ frézování

Výpočet otáček z řezné rychlosti:

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot D}$$

Tab. 13 Rozložení otáček a času pro jednotlivé frézování

|                      | Hrubování [ot/min] | Polohrubování [ot/min] | Dokončování [ot/min] |
|----------------------|--------------------|------------------------|----------------------|
| Čelní frézování      | 1 743              | 1 920                  | 1 578                |
| Válcové frézování    | 1 313              | 1 313                  | 4061                 |
| Rozložení v čase [%] | 40                 | 20                     | 40                   |



Obr. 27 Otáčky pro daný typ frézování

## 8.2 Třecí síly

### 8.2.1 Třecí síly ve vedení

U valivého lineárního vedení je třecí odpor ovlivněn odporem maziva a třením mezi valivými tělesy. Pokud bude vedení pravidelně mazáno, jak udává výrobce bude koeficient tření  $\mu = (0,002 \div 0,004)$ . Pro vyšší bezpečnost si volím hodnotu  $\mu = 0,004$ .

Třecí odpor  $F_{RV}$ :

$$F_{RV} = \mu \cdot F_m = 0,004 \cdot 12\,337,5 = \underline{49,4\text{ N}}$$

## 8.2.2 Třecí síly v krytování

### Horní osa X

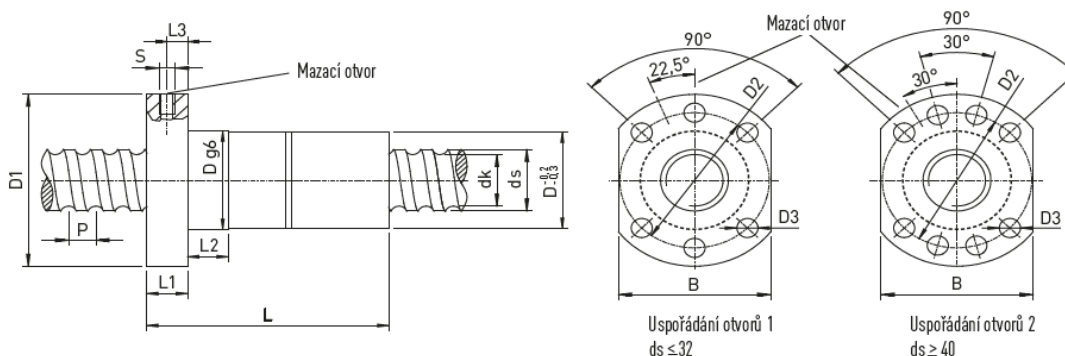
Pohon a vedení budou chráněny dvěma měchovými kryty. Jejich odporová síla je téměř zanedbatelná, ale budu počítat s odhadovanou silou  $F_{Rm} = 100$  N.

### Dolní osa Y

Pohon a vedení bude chráněno teleskopickými kryty, jejichž rozsah bude 750 mm a budou se skládat ze 4 segmentů. Výrobci neuvádějí odporovou sílu tohoto krytování.

Na základě zkušeností ústavu výrobních strojů bylo doporučeno použít sílu 1000 N na jednu stěrku mezi segmenty. V síle je už zahrnuto i znečištění a nedostatečné mazání krytů. Celkem kryty obsahují 6 stěrek tudíž celková odporová síla  $F_{Rt} = 6000$  N.

## 8.3 Návrh kuličkového šroubu pro osu X



Obr. 28 Broušený kuličkový šroub s dvojitou předepnutou maticí [21]

Předběžně je zvolen broušený KŠ s dvojitou předepnutou maticí: DDB6320-R-4EP od firmy Hiwin.

Tab. 14 Parametry KŠ [21]

| $d_s$ [mm] | P[mm]      | D[mm] | $D_1$ [mm] | $D_2$ [mm] | $D_3$ [mm]    | L[mm]     | $L_1$ [mm] |
|------------|------------|-------|------------|------------|---------------|-----------|------------|
| 63         | 20         | 95    | 135        | 115        | 13,5          | 270       | 20         |
| $L_2$ [mm] | $L_3$ [mm] | S     | B[mm]      | $d_k$ [mm] | $C_{dyn}$ [N] | $C_0$ [N] | [kg]       |
| 25         | 10         | M8x1  | 100        | 55,4       | 120000        | 250000    | 6,95       |

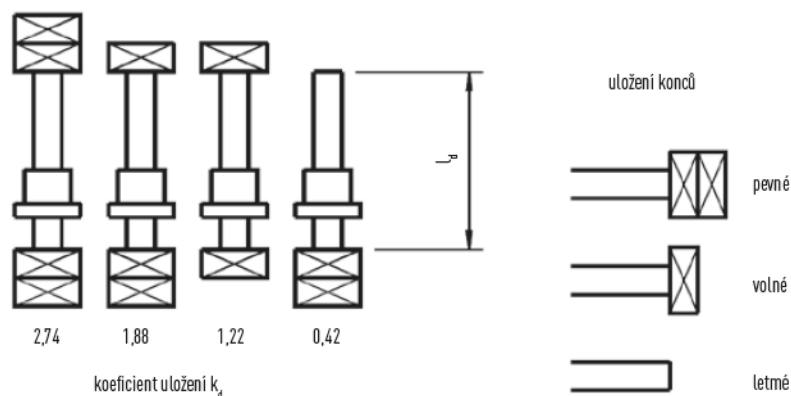
Délka závitové části šroubu = 1950 mm

Celková délka šroubu = 2140 mm

Třída přesnosti: P1 0,006/300 (max. úchylka stoupání  $\mu\text{m}$  / 300 mm délky KŠ)

### 8.3.1 Kontrola kuličkového šroubu:

Strana, kde se bude nacházet pohon, bude uložena pevně ve dvojitěm ložisku s kosoúhlým stykem, druhý konec KŠ bude uložen volně v kuličkovém ložisku. Z hlediska tepelné deformace KŠ a dodržení dostatečné tuhosti je toto řešení nejvýhodnější. Následující výpočty jsou dle výrobce Hiwin. [21]



Obr. 29 Koeficienty uložení  $k_d$  KŠ [21]

Rychloposuv:  $v = 40 \text{ m/min} = 40\,000 \text{ mm/min}$

Stoupání KŠ:  $P = 20 \text{ mm}$

Otáčky KŠ:  $n_s = \frac{v}{P} = \frac{50\,000}{20} = 2\,000 \text{ ot/min}$

Kritické otáčky:  $n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{63}{1950^2} \cdot 10^8 = 3\,115 \text{ ot/min}$

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{63}{1950^2} \cdot 10^8 = 3\,115 \text{ ot/min}$$

$k_d$  – koeficient uložení

$d_k$  – průměr šroubu

$l_d$  – vzdálenost mezi ložisky

Maximální otáčky:  $n_{max} = n_k \cdot 0,8 = \underline{2\,492 \text{ ot/min}}$

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = \underline{2\,492 \text{ ot/min}}$$

$$n_{max} > n_s \quad \text{vyhovuje}$$

Otáčky KŠ při rychloposuvu jsou nižší než maximální otáčky, nemělo by tedy dojít k jeho přetížení a rozkmitání.

Max. teoretická dovolená axiální síla  $F_k$ :

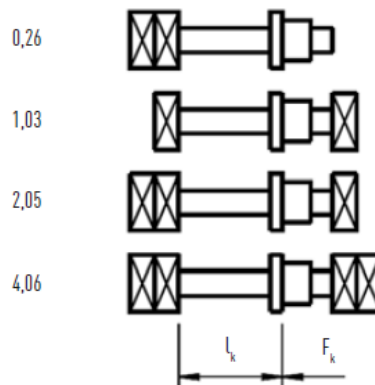
$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{63^4}{1950^2} \cdot 10^5 = 849,3 \text{ kN}$$

Max. dovolená provozní axiální síla  $F_{kmax}$ :

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = \underline{424,6 \text{ kN}}$$

$k_k$  – koeficient závislosti na uložení

$l_k$  – nepodepřená délka hřídele



Obr. 30 Koeficienty uložení  $k_k$  KŠ [21]

Největší působící zatížení v axiálním směru KŠ je od hrubování válcovou frézou + odpory ve vedení a krytech.

$$F_{max} = 30\,487,4 + 70,6 + 100 = 30\,658 \text{ N} = \underline{30,7 \text{ kN}}$$

$$F_{kmax} > F_{max} \quad \text{vyhovuje}$$

Maximální dovolená provozní síla je několikanásobně vyšší než největší působící zatížení.

### 8.3.2 Životnost kuličkového šroubu

Výpočet posuvové rychlosti  $v_f$ :

$$v_f = f_z \cdot z \cdot n$$

Tab. 15 Vypočtené posuvové rychlosti stolu  $v_s$

|                   | Hrubování [mm/min] | Polohrubování [mm/min] | Dokončování [mm/min] |
|-------------------|--------------------|------------------------|----------------------|
| Čelní frézování   | 2 179              | 3 840                  | 3 314                |
| Válcové frézování | 525                | 525                    | 1 949                |

Otáčky kuličkového šroubu  $n_s$ :

$$n_s = \frac{v_f}{p}$$

Tab. 16 Vypočtené otáčky KŠ  $n_s$

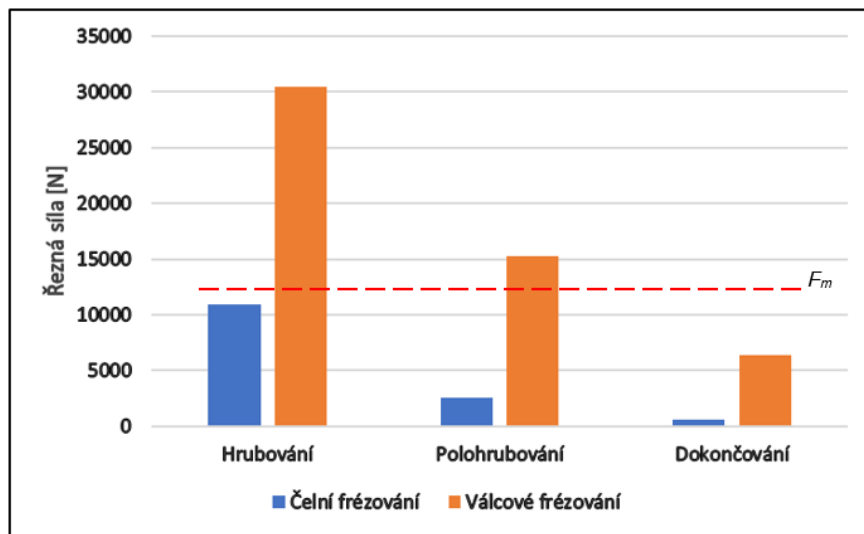
|                      | Hrubování [ot/min] | Polohrubování [ot/min] | Dokončování [ot/min] |
|----------------------|--------------------|------------------------|----------------------|
| Čelní frézování      | 109                | 192                    | 166                  |
| Válcové frézování    | 26                 | 26                     | 97                   |
| Rozložení v čase [%] | 40                 | 20                     | 40                   |

Výpočet středních otáček KŠ  $n_m$ :

$$n_m = \sum_{i=1}^6 \left( n_{si} \cdot \frac{t_i}{100} \right) = \underline{101,4 \text{ ot/min}}$$

Výpočet středního zatížení  $F_m$ :

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^6 \left( F_i^3 \cdot \frac{t_i \cdot n_{si}}{100 \cdot n_m} \right)} = \underline{12\,337,5 \text{ N}}$$



Obr. 31 Střední zátěžná síla

Životnost KŠ v otáčkách  $L$ :

$$L_k = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m + F_{Rv} + F_{Rm}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{120\,000}{12\,337,5 + 49,4 + 100} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{\underline{883\,018\,300\,ot}}$$

$C_{dyn}$  – dynamická únosnost

Životnost KŠ v provozních hodinách  $L_h$ :

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m + F_{Rv} + F_{Rm}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{120\,000}{12\,698,3 + 49,4 + 100} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{101,4 \cdot 60} = \underline{\underline{145\,138\,hod}}$$

$L_h > 20\,000\,hod$

Životnost vysoce přesahuje standardních 20 000 hod, je tedy dostačující.

Z hlediska zatížení by mohl být vybrán KŠ s menším průměrem. Ten by už ale nebyl schopný udržet stabilitu při vysokých otáčkách rychloposuvu.

Proto je tedy pro horní osu X zvolen KŠ DDB6320-R-4EP od firmy Hiwin.

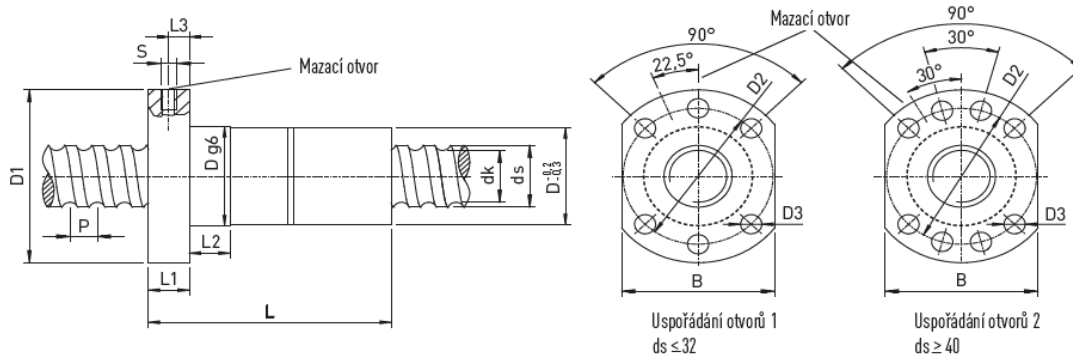
Životnost kosoúhlého ložiska  $L_h$ :

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m + F_{Rv} + F_{Rm}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{113\,000}{12\,698,3 + 49,4 + 100} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{101,4 \cdot 60} = \underline{\underline{111\,825\,hod}}$$

$L_h > 20\,000\,hod$  vyhovuje



## 8.4 Návrh kuličkového šroubu pro osu Y



Obr. 32 Broušený kuličkový šroub s dvojitou předepnutou maticí [21]

Předběžně je zvolen stejný broušený KŠ s dvojitou předepnutou maticí jako pro osu X:

DDB6320-R-4EP od firmy Hiwin.

Tab. 17 Parametry KŠ [21]

| $d_s$ [mm] | P[mm]      | D[mm] | $D_1$ [mm] | $D_2$ [mm] | $D_3$ [mm]    | L[mm]     | $L_1$ [mm] |
|------------|------------|-------|------------|------------|---------------|-----------|------------|
| 63         | 20         | 95    | 135        | 115        | 13,5          | 270       | 20         |
| $L_2$ [mm] | $L_3$ [mm] | S     | B[mm]      | $d_k$ [mm] | $C_{dyn}$ [N] | $C_0$ [N] | [kg]       |
| 25         | 10         | M8x1  | 100        | 55,4       | 120000        | 250000    | 6,95       |

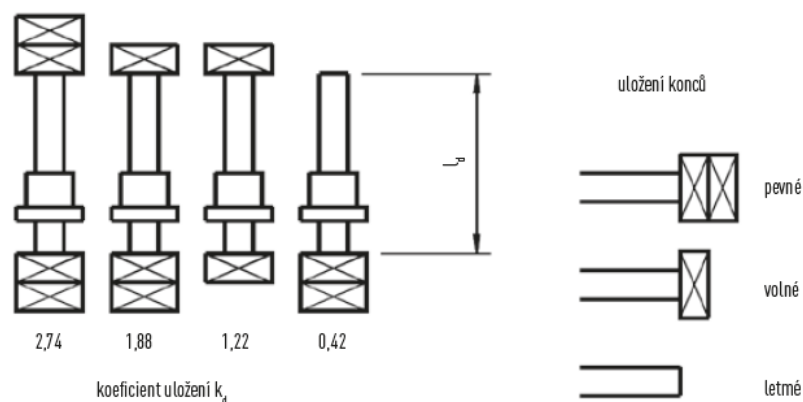
Délka závitové části šroubu = 1150 mm

Celková délka šroubu = 1340 mm

Třída přesnosti: P1 0,006/300 (max. úchylka stoupání  $\mu\text{m} / 300 \text{ mm}$  délky KŠ)

### 8.4.1 Kontrola kuličkového šroubu:

Strana, kde se bude nacházet pohon, bude uložena pevně, druhý konec KŠ bude uložen volně. Toto uložení včetně ložisek bude tedy stejné jako na ose X. Následující výpočty jsou dle výrobce Hiwin. [18]



Obr. 33 Koeficienty uložení  $k_f$  KŠ [21]

Rychloposuv:  $v = 40 \text{ m/min} = 40\,000 \text{ mm/min}$

Stoupání KŠ:  $P = 20 \text{ mm}$

Požadované otáčky KŠ:  $n_s = \frac{v}{P} = \frac{50\,000}{20} = 2\,000 \text{ ot/min}$

Kritické otáčky:  $n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{63}{1150^2} \cdot 10^8 = 8956 \text{ ot/min}$

Maximální otáčky:  $n_{max} = n_k \cdot 0,8 = \underline{7\,165 \text{ ot/min}}$

$n_{max} > n_s$       vyhovuje

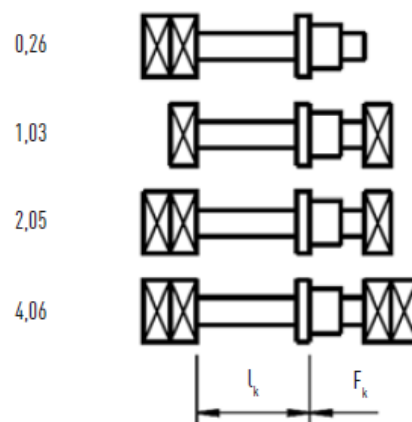
Otáčky KŠ při rychloposuvu jsou bezpečně pod hranicí maximálních otáček.

Max. teoretická dovolená axiální síla  $F_k$ :

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{63^4}{1150^2} \cdot 10^5 = 2\,441,2 \text{ kN}$$

Max. dovolená provozní axiální síla  $F_{kmax}$ :

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = \underline{1\,220,6 \text{ kN}}$$



Obr. 34 Koeficienty uložení  $k_k$  KŠ [21]

Největší působící zatížení v axiálním směru KŠ je od hrubování válcovou frézou + odpory ve vedení a krytech.

$$F_{max} = 30\,487,4 + 70,6 + 6\,000 = 36\,558 \text{ N} = \underline{36,6 \text{ kN}}$$

$F_{kmax} > F_{max}$       vyhovuje

Maximální dovolená provozní síla je několikanásobně vyšší než největší působící zatížení.

#### 8.4.2 Životnost kuličkového šroubu

Výpočet posuvové rychlosti  $v_f$ :

$$v_f = f_z \cdot z \cdot n$$

Tab. 18 Vypočtené posuvové rychlosti stolu  $v_s$

|                   | Hrubování [mm/min] | Polohrubování [mm/min] | Dokončování [mm/min] |
|-------------------|--------------------|------------------------|----------------------|
| Čelní frézování   | 2 179              | 3 840                  | 3 314                |
| Válcové frézování | 525                | 525                    | 1 949                |

Otáčky kuličkového šroubu  $n_s$ :

$$n_s = \frac{v_f}{p}$$

Pro výpočet životnosti KŠ pro osu Y musí být zohledněn rychloposuv. Během rychloposuvu sice na KŠ nepůsobí žádná obráběcí síla, ale musí překonávat odporové síly od teleskopických krytů.

Tab. 19 Vypočtené otáčky KŠ  $n_s$

|                      | Hrubování<br>[ot/min] | Polohrubování<br>[ot/min] | Dokončování<br>[ot/min] | Rychloposuv<br>[ot/min] |
|----------------------|-----------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Čelní frézování      | 109                   | 192                       | 166                     | 2000                    |
| Válcové frézování    | 26                    | 26                        | 97                      |                         |
| Rozložení v čase [%] | 35                    | 15                        | 35                      | 15                      |

Výpočet středních otáček KŠ  $n_m$ :

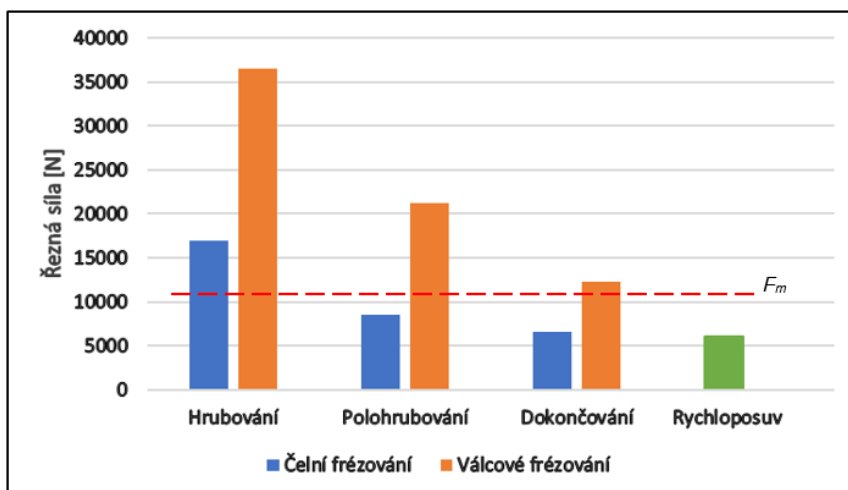
$$n_m = \sum_{i=1}^6 (n_{si} \cdot \frac{t_i}{100}) = \underline{386 \text{ ot/min}}$$

Výpočet středního zatížení  $F_m$ :

Tab. 20 Vzniklé síly při jednotlivých operacích

|                      | Hrubování<br>[N] | Polohrubování<br>[N] | Dokončování<br>[N] | Rychloposuv<br>[N] |
|----------------------|------------------|----------------------|--------------------|--------------------|
| Čelní frézování      | 16950,8          | 8501,9               | 6531,3             | 6000               |
| Válcové frézování    | 36487,4          | 21243,7              | 12331,6            |                    |
| Rozložení v čase [%] | 35               | 15                   | 35                 | 15                 |

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^6 (F_i^3 \cdot \frac{t_i \cdot n_{si}}{100 \cdot n_m})} = \underline{10\,495 \text{ N}}$$



Obr. 35 Střední zátěžná síla

Životnost KŠ v otáčkách  $L$ :

$$L_k = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m + F_{Rv}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{120\,000}{10\,495 + 49,4} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{1\,465\,079\,676 \text{ ot}}$$

Životnost KŠ v provozních hodinách  $L_h$ :

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m + F_{Rv}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{120\,000}{10\,495 + 49,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{386 \cdot 60} = \underline{63\,259 \text{ hod}}$$

$L_h > 20\,000 \text{ hod}$

Životnost KŠ je větší než standardních 20 000 hod, je proto dostačující. Je tudíž zvolen i pro dolní osu Y KŠ DDB6320-R-4EP od firmy Hiwin.

Životnost kosoúhlého ložiska  $L_h$ :

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m + F_{Rv}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{113\,000}{10\,495 + 49,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{386 \cdot 60} = \underline{53\,132 \text{ hod}}$$

$L_h > 20\,000 \text{ hod}$  vyhovuje

## 8.5 Výpočet pohonu pro osu X

Pro pohon KŠ je zvolen servomotor. Kroučící moment bude přenášen z motoru na KŠ pomocí ozubené řemenice. Po dostatečném napnutí řemene se dá spoj považovat jako bezvůlový.

Aby bylo dosaženo požadovaných otáček při rychloposuvu, je zvolen převod 1:1 a dostatečně silný motor.

Tab. 21 Hodnoty pro výpočet kroučícího momentu

|                                     |          |
|-------------------------------------|----------|
| Účinnost KŠ – $\eta_{kš}$           | 0,96     |
| Účinnost převodu – $\eta_{př}$      | 0,97     |
| Účinnost lin. vedení – $\eta_{lin}$ | 0,98     |
| Účinnost ložisek – $\eta_{lž}$      | 0,98     |
| Počet ložisek – $m_i$               | 3        |
| Maximální působící síla – $F_{max}$ | 30,49 kN |
| Stoupání KŠ – $P$                   | 20 mm    |

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_{kš} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{lin} \cdot \eta_{lž}^{m_i} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,98^3 = 0,86$$

Potřebný kroučící moment  $M$ :

$$M = \frac{(F_{max} + F_{Rv} + F_{Rm}) \cdot P}{2\,000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{(30\,490 + 70,6 + 100) \cdot 20}{2\,000 \cdot \pi \cdot 0,86} = \underline{113,5 \text{ Nm}}$$

$F_{max}$  – maximální vzniklá síla při frézování válcovou frézou

Pro pohon osy X je zvolen servomotor Kollmorgen AKM83T 480V.

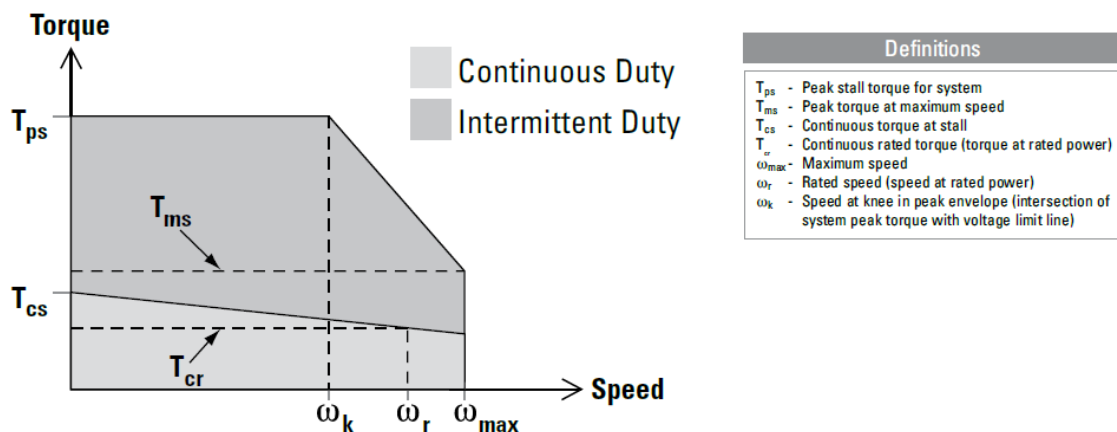


Obr. 36 Motor řady AKM firmy Kollmorgen [22]

Tab. 22 Parametry motoru AKM83T 480V [19]

| Servo Drive | Frame Size NEMA/ mm | Cont.Torque at stall $T_{cs}$ Nm (lb-in) | Peak Torque at stall $T_{ps}$ Nm (lb-in) | Rated Speed $\omega_r$ RPM | Max System Speed <sup>2</sup> RPM | Power Prtd watts | Inertia (Jm) Kg-cm <sup>2</sup> (lb-in-s <sup>2</sup> x10 <sup>-2</sup> ) |
|-------------|---------------------|--|--|----------------------------|-----------------------------------|------------------|---|
| S772*       | na/260              | 130 (1150)                               | 249 (2200)                               | 2500                       | 3000                              | 15700            | 334 (29.6)  |

Největší statické zatížení pro zvolené nástroje bude 113,5 Nm. Vybraný motor AKM83T zvládne statických 130 Nm, nárazově až 249 Nm.



Obr. 37 Charakteristika motoru AKM83T 480V [22]

Motor AKM83T má konstantní krouticí moment už od malých rychlostí. To je potřebná vlastnost pro křížový stůl, kdy mohou vznikat velké síly i při malém posuvu.

Součástí motoru je inkrementální enkodér pro nepřímé odměřování, které pro navrhovaný stůl stačí, jelikož se nejedná o extrémně přesný stůl.

Pro přenos momentu je vybrán ozubený řemen a řemenice pomocí programu Autodesk Inventor 2018. Programem byl navrhnout ozubený řemen o rozměrech: 32T20x1260.

Konkrétně je pak zvolen polyuretanový řemen s ocelovým kordem dle DIN 7721 s vysokou účinností, bezúdržbovým provozem a vysokou životností od firmy T.E.A. Technik s.r.o.

## 8.6 Výpočet pohonu pro osu Y

Tab. 23 Hodnoty pro výpočet krouticího momentu

|                                     |          |
|-------------------------------------|----------|
| Účinnost KŠ – $\eta_{kš}$           | 0,96     |
| Účinnost převodu – $\eta_{př}$      | 0,97     |
| Účinnost lin. vedení – $\eta_{lin}$ | 0,98     |
| Účinnost ložisek – $\eta_{lž}$      | 0,98     |
| Počet ložisek – $m_i$               | 3        |
| Maximální působící síla – $F_{max}$ | 30,49 kN |
| Stoupání KŠ – $P$                   | 20 mm    |

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_{kš} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{lin} \cdot \eta_{lž}^{m_i} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,98^3 = 0,86$$

Potřebný krouticí moment  $M$ :

$$M = \frac{(F_{max} + F_{Rv} + F_{Rt}) \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{(30\,490 + 70,6 + 6\,000) \cdot 20}{2000 \cdot \pi \cdot 0,86} = \underline{135,2 \text{ Nm}}$$

Pro pohon osy Y je zvolen servomotor ze stejné řady jako pro osu X, jen silnější varianta: Kollmorgen AKM84T 480V. I součástí tohoto motoru je inkrementální enkodér, který slouží pro nepřímé odměřování polohy.

Tab. 24 Parametry motoru AKM84T 480V [22]

| Servo Drive | Frame Size NEMA/mm | Cont.Torque at stall Tcs Nm (lb-in) | Peak Torque at stall Tps Nm (lb-in) | Rated Speed Nrt'd RPM | Max System Speed <sup>2</sup> RPM | Power Prtd watts | Inertia (Jm) Kg-cm <sup>2</sup> (lb-in-s <sup>2</sup> x10 <sup>-2</sup> ) |
|-------------|--------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------|-----------------------------------|------------------|---|
| S772*       | na/260             | 180 (1590)                          | 324 (2860)                          | 2000                  | 2500                              | 19500            | 495 (43.8)  |

Největší statické zatížení pro zvolené nástroje bude 135,2 Nm. Vybraný motor AKM84T zvládne statických 180 Nm, nárazově až 324 Nm.

Krouticí moment z motoru na KŠ bude přenášet bezvúlová svěrná spojka GESA 48 od firmy Haberkorn.

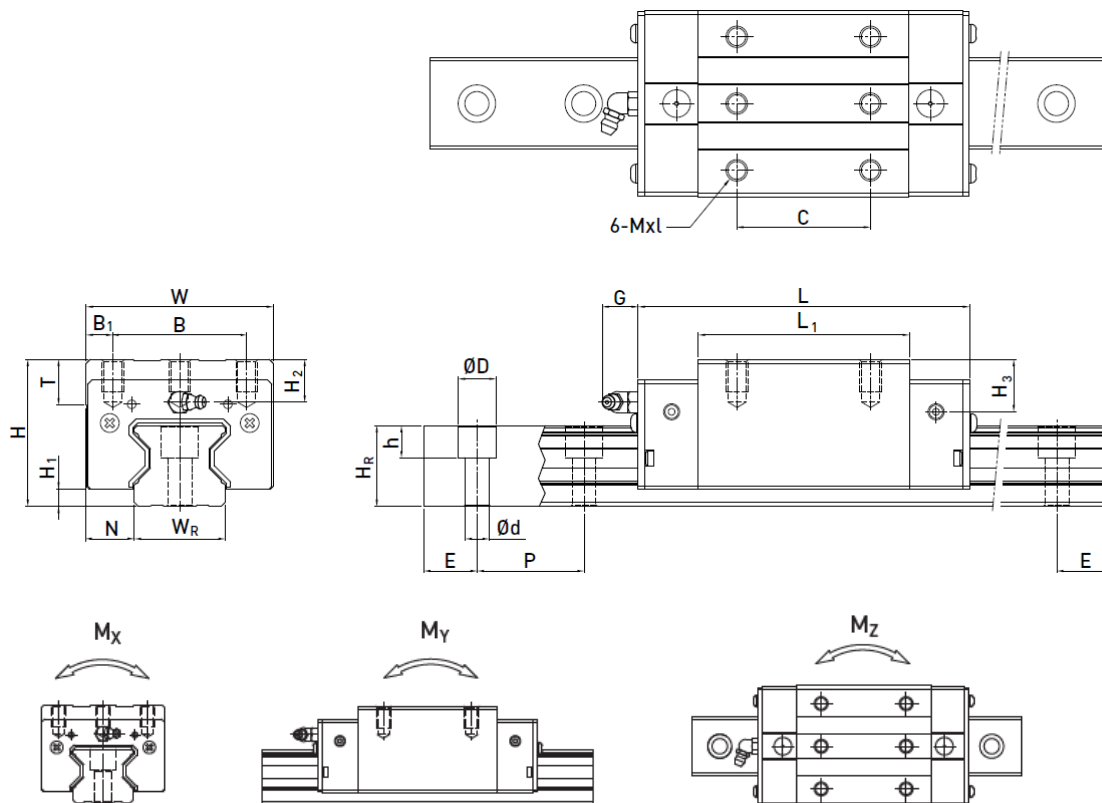


Obr. 38 Bezvúlová spojka GESA [23]

Pružný polyuretanový člen je ve spojnici předepjatý, tím se vymezi její vůle. Spojka přenese maximální krouticí moment 649 Nm, čímž dostatečně vyhovuje parametrům motoru.

## 8.7 Návrh lineárního vedení pro osu X

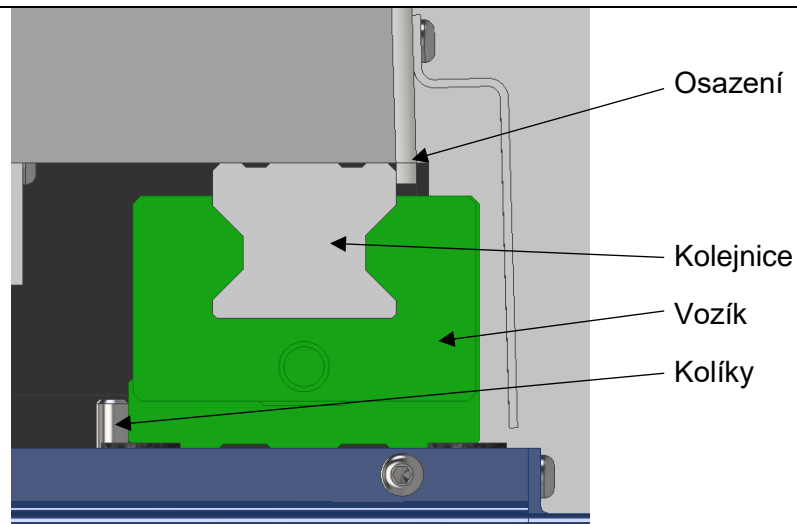
Pro větší zatížení a rozměry stolu je navrženo válečkové lineární vedení, které je odolnější než běžné kuličkové vedení. Konkrétně typ RGH 45HA od firmy Hiwin.



Obr. 39 Lineární válečkové vedení typ RGH od firmy Hiwin [11]

Tab. 25 Parametry vedení RGH [11]

| Typ      | Montážní rozměry (mm) |     | Rozměry vozíku [mm] |                |    |      |    |                |       |                |        |      | Rozměry kolejničky [mm] |      |                |                |                |                |      | Montážní šrouby pro kolejničky [mm] | Dynamické zatížení C <sub>0n</sub> [N] | Statické zatížení C <sub>0</sub> [N] | Statický moment |        |      | Hmotnost |                     |                     |                     |
|----------|-----------------------|-----|---------------------|----------------|----|------|----|----------------|-------|----------------|--------|------|-------------------------|------|----------------|----------------|----------------|----------------|------|-------------------------------------|--|--------------------------------------|-----------------|--------|------|----------|---------------------|---------------------|---------------------|
|          |                       |     | H                   | H <sub>1</sub> | N  | W    | B  | B <sub>1</sub> | C     | L <sub>1</sub> | L      | G    | Mxl                     | T    | H <sub>2</sub> | H <sub>3</sub> | W <sub>R</sub> | H <sub>R</sub> | D    |                                     |  |                                      | h               | d      | P    | F        | M <sub>x</sub> [Nm] | M <sub>y</sub> [Nm] | M <sub>z</sub> [Nm] |
| RGH 45CA | 70                    | 8,0 | 20,5                | 86             | 60 | 13,0 | 60 | 106,0          | 153,2 | 12,9           | M10x17 | 16,0 | 20,0                    | 24,0 | 45             | 38,0           | 20,0           | 17,0           | 14,0 | 52,5                                | *                                      | M12x25                               | 92600           | 178800 | 4520 | 3050     | 3050                | 2,97                | 9,97                |
| RGH 45HA | 70                    | 8,0 | 20,5                | 86             | 60 | 13,0 | 80 | 139,8          | 187,0 | 12,9           | M10x17 | 16,0 | 20,0                    | 24,0 | 45             | 38,0           | 20,0           | 17,0           | 14,0 | 52,5                                | *                                      | M12x25                               | 116000          | 230900 | 6330 | 5470     | 5470                | 3,97                | 9,97                |



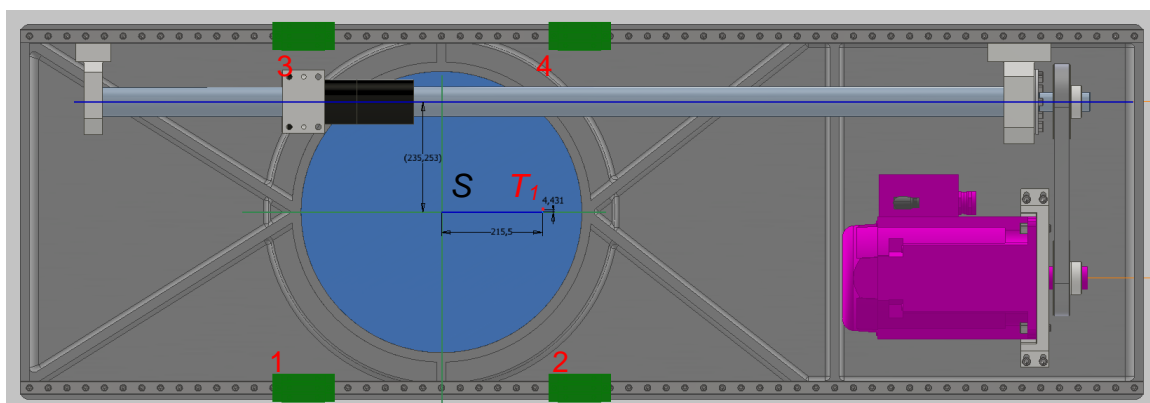
Obr. 40 Uložení lineárního vedení osy X

Obě kolejnice se opírají vnější stranou o osazení. Jeden pár vozíků má vymezenou polohu kolíky. Druhý pár vozíku je uložený volně.

### Životnost lin. vedení osy X

Největší vliv na životnost lin. vedení mají gravitační síly, tedy hmotnosti stolu a obrobku. Pro vozíky vedení nastává nejhorší stav tehdy, když je těžiště  $T_1$  stolu mimo osu vřetene, tudíž je zatížení nerovnoměrné. K tomuto stavu dochází pravidelně během frézování, ale vždy jen pro krátkou dobu a pokaždé je zatěžován nejvíce jiný vozík.

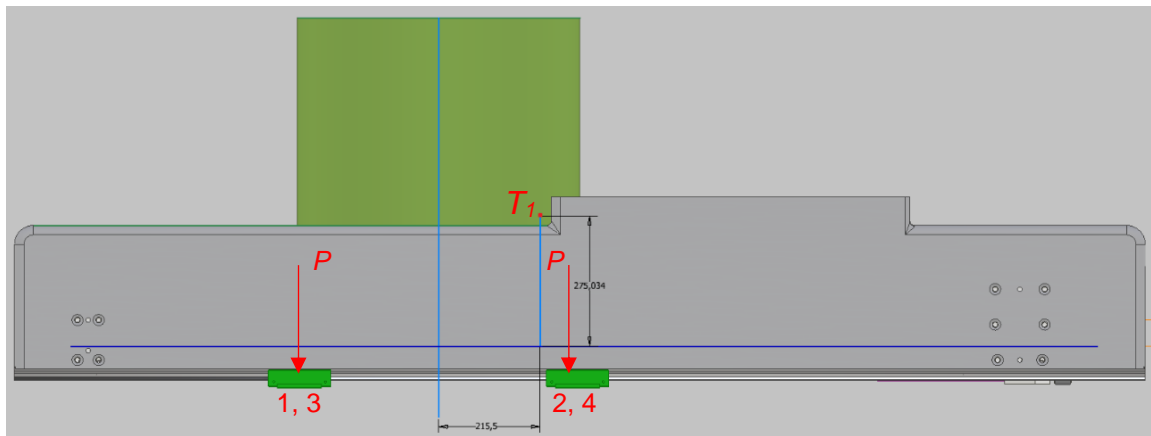
Nejhorší stav bude tehdy, když bude obrobek upnut čistě na rotační stůl, jehož střed  $S$  je mimo celkové těžiště stolu, protože tato pozice a zatížení budou nastávat pravidelně. Proto je proveden výpočet životnosti právě pro tento stav. Do výpočtu je zahrnuta i odhadovaná hmotnost integrovaného rotačního stolu, která může být až 300kg.



Obr. 41 Poloha těžiště stolu v rovině XY

$T_1$  – těžiště celého stolu i s obrobkem  
 $S$  – střed rotačního stolu





Obr. 42 Poloha těžiště stolu v rovině XZ a zatížení  $P$  působící na vozíky

Vlastnosti stolu:

|   |  |
|---|--|
| Hmotnost stolu působící na lin. vedení osy X:   | $m_1 = 1\,780\text{ kg}$                         |
| Maximální hmotnost obrobku:                     | $m_2 = 1\,000\text{ kg}$                         |
| Celková hmotnost:                               | $m = m_1 + m_2 = 2\,780\text{ kg}$               |
| Rychlost rychloposuvu:                          | $v = 40\text{ m/min} = 0,6667\text{ m/s}$        |
| Doba zrychlení na rychloposuv:                  | $t_{zr} = 0,1\text{ s}$                          |
| Zrychlení:                                      | $a_{zr} = \frac{v}{t_{zr}} = 6,667\text{ m/s}^2$ |
| Doba zpomalení z rychloposuvu:                  | $t_{zp} = 0,15\text{ s}$                         |
| Zpomalení:                                      | $a_{zp} = \frac{v}{t_{zp}} = 4,447\text{ m/s}^2$ |
| Gravitační zrychlení:                           | $g = 9,81\text{ m/s}^2$                          |
| Celkový zdvih:                                  | $l_c = 1450\text{ mm} = 1,45\text{ m}$           |
| Rozteč vozíků v ose X:                          | $l_x = 535\text{ mm} = 0,535\text{ m}$           |
| Rozteč vozíků v ose Y:                          | $l_y = 765\text{ mm} = 0,765\text{ m}$           |
| Vzdálenosti těžiště $T_1$ od středu rot. stolu: | $l_{T1x} = 215,5\text{ mm} = 0,2155\text{ m}$    |
|   | $l_{T1y} = 4,43\text{ mm} = 0,00443\text{ m}$    |
|   | $l_{T1z} = 273,03\text{ mm} = 0,27303\text{ m}$  |
| Vzdálenost těžiště od KŠ:                       | $l_{KŠy} = 230,82\text{ mm} = 0,23082\text{ m}$  |

Následující výpočty jsou provedeny dle firmy THK specializující se na lineární vedení. [24]

Výpočet statického zatížení pro jednotlivé vozíky:

$$P_1 = \frac{m \cdot g}{4} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T1x}}{2 \cdot l_x} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T1y}}{2 \cdot l_y} = 5\,2001,0\text{ N}$$

$$P_2 = \frac{m \cdot g}{4} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T1x}}{2 \cdot l_x} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T1y}}{2 \cdot l_y} = 8\,345,2\text{ N}$$

$$P_3 = \frac{m \cdot g}{4} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T1x}}{2 \cdot l_x} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T1y}}{2 \cdot l_y} = 5\,290,7\text{ N}$$

$$P_4 = \frac{m \cdot g}{4} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T1x}}{2 \cdot l_x} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T1y}}{2 \cdot l_y} = 8\,435,0\text{ N}$$

Výpočet zatížení vozíků vlivem zrychlení stolu směrem doleva:

Zatížení v radiálním směru:

$$P_{la1} = P_1 - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 471,6 \text{ N}$$

$$P_{la2} = P_2 + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 13\,074,6 \text{ N}$$

$$P_{la3} = P_3 - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 561,3 \text{ N}$$

$$P_{la4} = P_4 + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 13\,164,3 \text{ N}$$

Zatížení v boční směru:

$$P_{lat1} = - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 3\,998,2 \text{ N}$$

$$P_{lat2} = + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 3\,998,2 \text{ N}$$

$$P_{lat3} = - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 3\,998,2 \text{ N}$$

$$P_{lat4} = + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 3\,998,2 \text{ N}$$

Výpočet zatížení vozíků vlivem zpomalení stolu směrem doleva:

Zatížení v radiálním směru:

$$P_{ld1} = P_1 + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 8\,355,5 \text{ N}$$

$$P_{ld2} = P_2 - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 5\,190,7 \text{ N}$$

$$P_{ld3} = P_3 + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 8\,445,2 \text{ N}$$

$$P_{ld4} = P_4 - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 5\,280,4 \text{ N}$$

Zatížení v boční směru:

$$P_{ldt1} = + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 2\,666,9 \text{ N}$$

$$P_{ldt2} = - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 2\,666,9 \text{ N}$$

$$P_{ldt3} = + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 2\,666,9 \text{ N}$$

$$P_{ldt4} = - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 2\,666,9 \text{ N}$$

Výpočet zatížení vozíků vlivem zrychlení stolu směrem doprava:

Zatížení v radiálním směru:

$$P_{pa1} = P_1 + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 9\,930,3 \text{ N}$$

$$P_{pa2} = P_2 - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 3\,615,9 \text{ N}$$

$$P_{pa3} = P_3 + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 10\,020,0 \text{ N}$$

$$P_{pa4} = P_4 - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 3\,705,6 \text{ N}$$

Zatížení v boční směru:

$$P_{pat1} = + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 3\,998,2 \text{ N}$$

$$P_{pat2} = - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 3\,998,2 \text{ N}$$

$$P_{pat3} = + \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 3\,998,2 \text{ N}$$

$$P_{pat4} = - \frac{m \cdot a_{zr} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 3\,998,2 \text{ N}$$

Výpočet zatížení vozíků vlivem zpomalení stolu směrem doprava:

Zatížení v radiálním směru:

$$P_{pd1} = P_1 - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 2\,046,4 \text{ N}$$

$$P_{pd2} = P_2 + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 11\,499,8 \text{ N}$$

$$P_{pd3} = P_3 - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 2\,136,1 \text{ N}$$

$$P_{pd4} = P_4 + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{T1z}}{2 \cdot l_x} = 11\,589,5 \text{ N}$$

Zatížení v boční směru:

$$P_{pdt1} = - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 2\,666,9 \text{ N}$$

$$P_{pdt2} = + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 2\,666,9 \text{ N}$$

$$P_{pdt3} = - \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = - 2\,666,9 \text{ N}$$

$$P_{pdt4} = + \frac{m \cdot a_{zp} \cdot l_{Kšy}}{2 \cdot l_x} = 2\,666,9 \text{ N}$$

Celkové zatížení vozíků vzniklé zrychlením stolu vlevo:

$$P_{lac1} = |P_{la1}| + |P_{lat1}| = 4\,469,8 \text{ N}$$

$$P_{lac2} = |P_{la2}| + |P_{lat2}| = 17\,072,8 \text{ N}$$

$$P_{lac3} = |P_{la3}| + |P_{lat3}| = 4\,559,5 \text{ N}$$

$$P_{lac4} = |P_{la4}| + |P_{lat4}| = 17\,162,5 \text{ N}$$

Celkové zatížení vozíků vzniklé zpomalením stolu vlevo:

$$P_{ldc1} = |P_{ld1}| + |P_{ldt1}| = 11\,022,4 \text{ N}$$

$$P_{ldc2} = |P_{ld2}| + |P_{ldt2}| = 7\,857,5 \text{ N}$$

$$P_{ldc3} = |P_{ld3}| + |P_{ldt3}| = 11\,112,1 \text{ N}$$

$$P_{ldc4} = |P_{ld4}| + |P_{ldt4}| = 7\,947,2 \text{ N}$$

Celkové zatížení vozíků vzniklé zrychlením stolu vpravo:

$$P_{pac1} = |P_{pa1}| + |P_{pat1}| = 13\,928,5 \text{ N}$$

$$P_{pac2} = |P_{pa2}| + |P_{pat2}| = 7\,614,1 \text{ N}$$

$$P_{pac3} = |P_{pa3}| + |P_{pat3}| = 14\,018,3 \text{ N}$$

$$P_{pac4} = |P_{pa4}| + |P_{pat4}| = 7\,703,8 \text{ N}$$

Celkové zatížení vozíků vzniklé zpomalením stolu vpravo:

$$P_{pdc1} = |P_{pd1}| + |P_{pdt1}| = 4\,713,3 \text{ N}$$

$$P_{pdc2} = |P_{pd2}| + |P_{pdt2}| = 14\,166,6 \text{ N}$$

$$P_{pdc3} = |P_{pd3}| + |P_{pdt3}| = 4\,803,0 \text{ N}$$

$$P_{pdc4} = |P_{pd4}| + |P_{pdt4}| = 14\,256,4 \text{ N}$$

Dráha potřebná pro dosažení rychloposuvu:

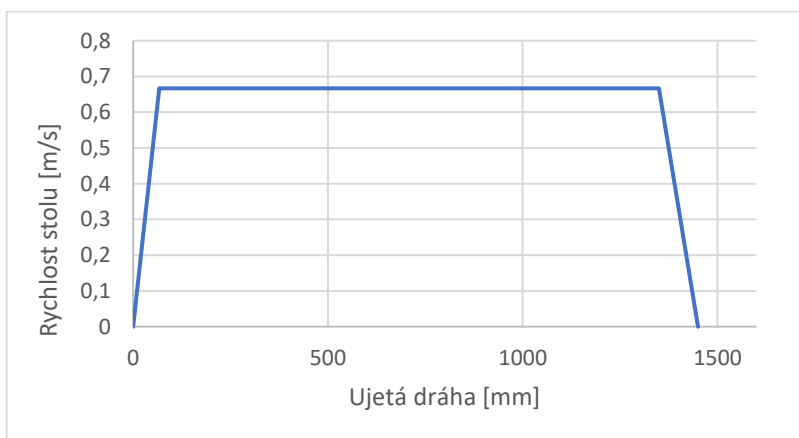
$$s_1 = 66,67 \text{ mm}$$

Dráha potřebná k zabrzdění z rychloposuvu:

$$s_3 = 100 \text{ mm}$$

Dráha, kterou je stůl schopen projet rychloposuvem:

$$s_2 = 1283,33 \text{ mm}$$



Obr. 43 Schéma pojezdu stolu po ose X

Střední zatížení na jednotlivý vozík s ohledem na ujetou dráhu stolu:

$$P_{m1} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac1}^3 \cdot s_1 + P_1^3 \cdot s_2 + P_{ldc1}^3 \cdot s_3 + P_{pac1}^3 \cdot s_1 + P_1^3 \cdot s_2 + P_{pdc1}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 6\,201,3 \text{ N}$$

$$P_{m2} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac2}^3 \cdot s_1 + P_2^3 \cdot s_2 + P_{ldc2}^3 \cdot s_3 + P_{pac2}^3 \cdot s_1 + P_2^3 \cdot s_2 + P_{pdc2}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 9\,100,5 \text{ N}$$

$$P_{m3} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac3}^3 \cdot s_1 + P_3^3 \cdot s_2 + P_{ldc3}^3 \cdot s_3 + P_{pac3}^3 \cdot s_1 + P_3^3 \cdot s_2 + P_{pdc3}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 6\,280,4 \text{ N}$$

$$P_{m4} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac4}^3 \cdot s_1 + P_4^3 \cdot s_2 + P_{ldc4}^3 \cdot s_3 + P_{pac4}^3 \cdot s_1 + P_4^3 \cdot s_2 + P_{pdc4}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 9\,144,1 \text{ N}$$

Z výpočtů vyplývá, že je nejvíce zatěžován vozík č. 4.

Životnost celého lin. vedení bude počítána podle tohoto vozíku, který bude mít nejnižší životnost.

$$L = \left( \frac{f_t \cdot f_H \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_{m4}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100\,000 = 86\,740\,909,3 \text{ m} = \underline{\underline{86\,741 \text{ km}}}$$

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \underline{\underline{36\,142 \text{ hod}}}$$

$f_w$  – faktor zatížení, pro malé rázy a rychlost 15-60m/min:  $f_w = 1,2 - 1,5$

$f_t$  – faktor teploty, pro vyšší teploty 100-150°C:  $f_t = 0,9$

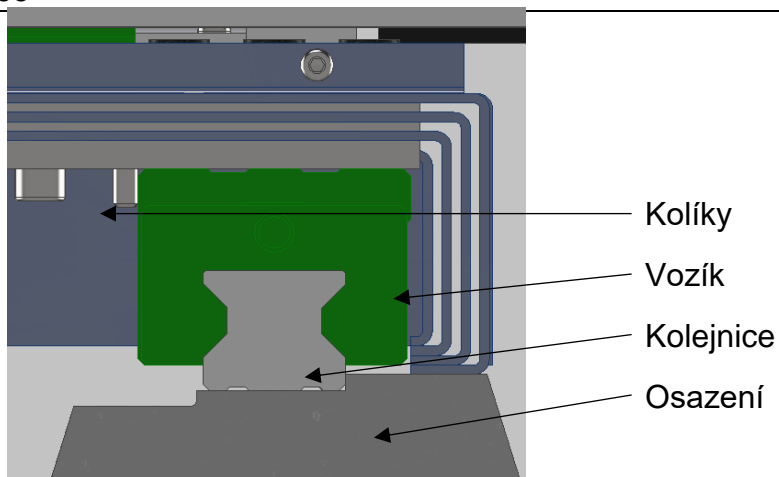
$f_H$  – faktor tvrdosti, pro standardní tvrdost 58 HRC:  $f_H = 1$

$L_h > 20\,000 \text{ hod}$

Životnost lin. vedení přesahuje standardní životnost 20 tisíc hodin, je tedy dostačující.

## 8.8 Návrh lineárního vedení pro osu Y

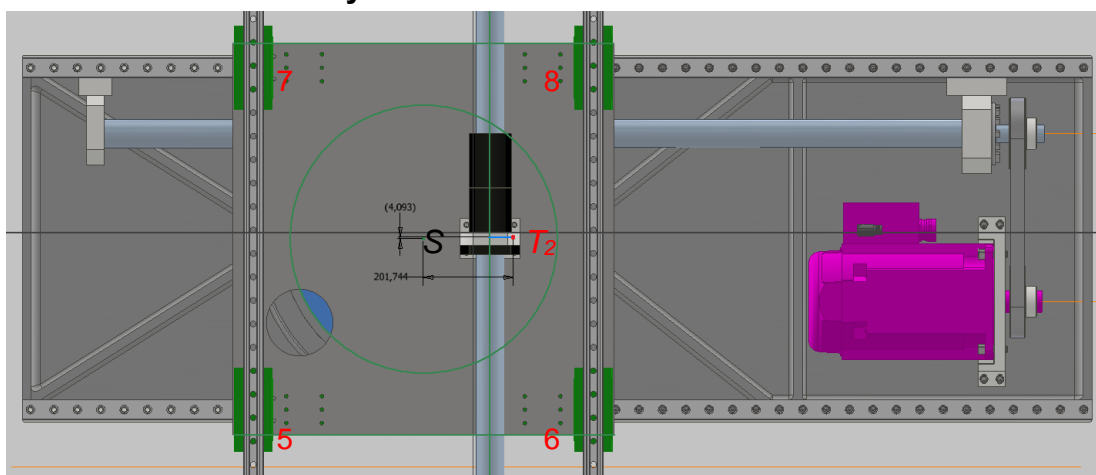
Pro dolní osu Y je zvoleno stejné vedení jako pro osu X, a to: RGH 45HA od firmy Hiwin.



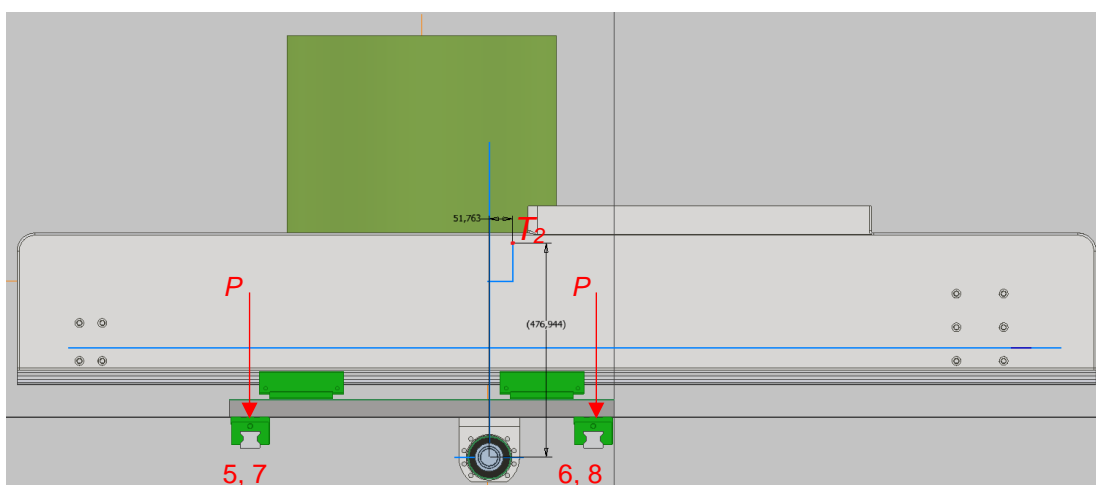
Obr. 44 Uložení lin. vedení osy Y

Uložení je obdobné jako u osy X. Obě kolejnice se vnější stranou opírají o osazení. Jeden pár vozíků se vnitřním bokem opírá o kolíky, druhý pár je volný.

### Životnost lin. vedení osy Y



Obr. 45 Poloha těžiště stolu v rovině XY



Obr. 46 Poloha těžiště stolu v rovině XZ a zatížení  $P$  působící na vozíky

Vlastnosti stolu:

|   |   |
|---|---|
| Hmotnost stolu působící na lin. vedení osy X:   | $m_1 = 2\,075\text{ kg}$  |
| Maximální hmotnost obrobku:                     | $m_2 = 1\,000\text{ kg}$  |
| Celková hmotnost:                               | $m = m_1 + m_2 = 3\,075\text{ kg}$  |
| Rychlost rychloposuvu:                          | $v = 40\text{ m/min} = 0,6667\text{ m/s}$   |
| Doba zrychlení na rychloposuv:                  | $t_{zr} = 0,1\text{ s}$   |
| Zrychlení:                                      | $a_{zr} = \frac{v}{t_{zr}} = 6,667\text{ m/s}^2$  |
| Doba zpomalení z rychloposuvu:                  | $t_{zp} = 0,15\text{ s}$  |
| Zpomalení:                                      | $a_{zp} = \frac{v}{t_{zp}} = 4,447\text{ m/s}^2$  |
| Gravitační zrychlení                            | $g = 9,81\text{ m/s}^2$   |
| Celkový zdvih:                                  | $l_c = 760\text{ mm} = 0,76\text{ m}$   |
| Rozteč vozíků v ose X:                          | $l_x = 763\text{ mm} = 0,763\text{ m}$  |
| Rozteč vozíků v ose Y:                          | $l_y = 765\text{ mm} = 0,765\text{ m}$  |
| Vzdálenosti těžiště $T_2$ od středu rot. stolu: | $l_{T2x} = 201,74\text{ mm} = 0,20174\text{ m}$<br>$l_{T2y} = 4,09\text{ mm} = 0,00409\text{ m}$<br>$l_{T2z} = 476,94\text{ mm} = 0,47694\text{ m}$ |
| Vzdálenost těžiště od KŠ:                       | $l_{KŠx} = 51,76\text{ mm} = 0,05176\text{ m}$  |

Dále bude proveden stejný výpočet jako u osy X, ale pro zjednodušení bude uvedeno pouze statické zatížení a výsledná zatížení.

Výpočet statického zatížení pro jednotlivé vozíky:

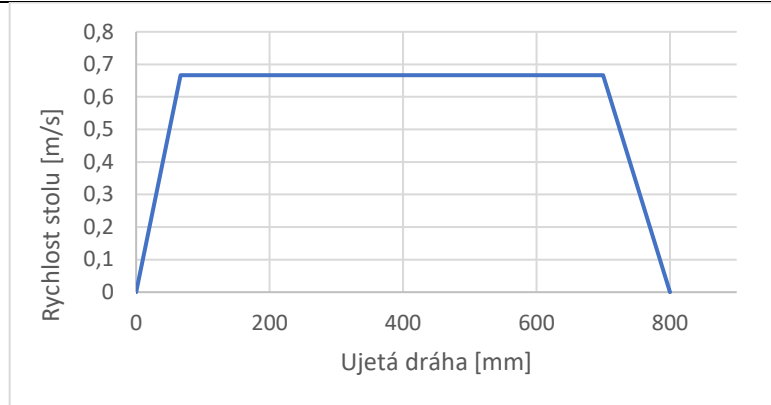
$$P_5 = \frac{m \cdot g}{4} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T2x}}{2 \cdot l_x} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T2y}}{2 \cdot l_y} = 5\,172,6\text{ N}$$

$$P_6 = \frac{m \cdot g}{4} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T2x}}{2 \cdot l_x} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T2y}}{2 \cdot l_y} = 9\,815,9\text{ N}$$

$$P_7 = \frac{m \cdot g}{4} - \frac{m \cdot g \cdot l_{T2x}}{2 \cdot l_x} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T2y}}{2 \cdot l_y} = 5\,267,0\text{ N}$$

$$P_8 = \frac{m \cdot g}{4} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T2x}}{2 \cdot l_x} + \frac{m \cdot g \cdot l_{T2y}}{2 \cdot l_y} = 9\,910,3\text{ N}$$

|  |                          |
|--|--------------------------|
| Dráha potřebná pro dosažení rychloposuvu:          | $s_1 = 66,67\text{ mm}$  |
| Dráha potřebná k zabrzdění z rychloposuvu:         | $s_3 = 100\text{ mm}$    |
| Dráha, kterou je stůl chopen projet rychloposuvem: | $s_2 = 633,33\text{ mm}$ |



Obr. 47 Schéma pojezdu stolu po ose Y

Střední zatížení na jednotlivý vozík s ohledem na ujetou dráhu stolu:

$$P_{m5} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac5}^3 \cdot s_1 + P_5^3 \cdot s_2 + P_{ldc5}^3 \cdot s_3 + P_{pac5}^3 \cdot s_1 + P_5^3 \cdot s_2 + P_{pdc5}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 6\,390,5 \text{ N}$$

$$P_{m6} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac6}^3 \cdot s_1 + P_6^3 \cdot s_2 + P_{ldc6}^3 \cdot s_3 + P_{pac6}^3 \cdot s_1 + P_6^3 \cdot s_2 + P_{pdc6}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 10\,687,2 \text{ N}$$

$$P_{m7} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac7}^3 \cdot s_1 + P_7^3 \cdot s_2 + P_{ldc7}^3 \cdot s_3 + P_{pac7}^3 \cdot s_1 + P_7^3 \cdot s_2 + P_{pdc7}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 6\,472,3 \text{ N}$$

$$P_{m8} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_c} \cdot (P_{lac8}^3 \cdot s_1 + P_8^3 \cdot s_2 + P_{ldc8}^3 \cdot s_3 + P_{pac8}^3 \cdot s_1 + P_8^3 \cdot s_2 + P_{pdc8}^3 \cdot s_3)}$$

$$= 10\,768,7 \text{ N}$$

Z výpočtů vyplývá, že je nejvíce zatěžován vozík č. 8

Životnost celého lin. vedení bude počítána podle tohoto vozíku, který bude mít nejnižší životnost.

$$L = \left( \frac{f_t \cdot f_H \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_{m4}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100\,000 = 50\,290\,018,6 \text{ m} = \underline{50\,290 \text{ km}}$$

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \underline{20\,954 \text{ hod}}$$

$f_w$  – faktor zatížení, pro malé rázy a rychlost 15-60 m/min:  $f_w = 1,2 - 1,5$

$f_t$  – faktor teploty, pro vyšší teploty 100-150°C:  $f_t = 0,9$

$f_H$  – faktor tvrdosti, pro standardní tvrdost 58 HRC:  $f_H = 1$

$L_h > 20\,000 \text{ hod}$

Životnost lin. vedení přesahuje standardní životnost 20 tisíc hodin, je tedy dostačující.



## 9. Závěr

Byla provedena rešerše obráběcích center, která obsahují křížový stůl s integrovaným otočným stolem. Dále byla provedena rešerše dílčích součástí, které byly použity pro vlastní řešení. Byly zde rozebrány dvě možné varianty uspořádání stolu a z nich byla jedna vybrána.

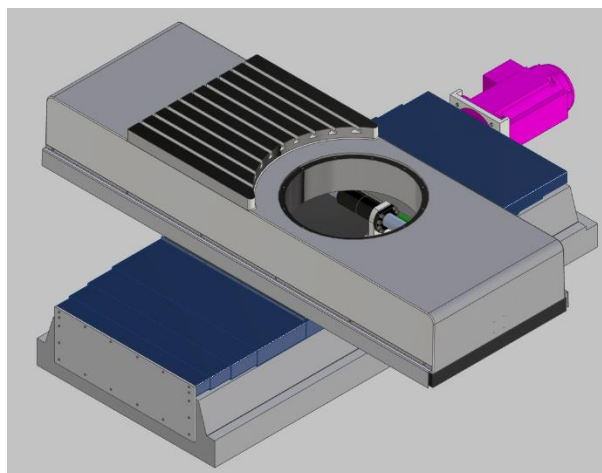
Poté bylo navrženo vlastní konstrukční řešení křížového stolu. Byly provedeny konstrukční a kontrolní výpočty. Nejprve se jednalo o výpočet frézovacích a třecích sil, ze kterých se vycházelo v dalších výpočtech. Proběhl návrh a poté i kontrola kuličkových šroubů. Pro obě dvě osy byl vybrán KŠ DDB6320-R-4EP s průměrem 63 mm a dvojitou předeprnutou maticí od firmy Hiwin. Byl vybrán vhodný pohon pro oba kuličkové šrouby, konkrétně servomotory Kollmorgen AKM83T a AKM84T. Na ose X byl zvolen pro přenos krouticího momentu převod pomocí ozubeného řemenu a řemenic. Na ose Y je přenos realizován bezvúlovou svěrnou spojkou GESA. Nakonec proběhl návrh a kontrola lineárního vedení. Pro vysoké zatížení stolu bylo zvoleno válečkové lineární vedení RGH 45HA, které je použito na obou osách.

Všechny kontrolované komponenty mají životnost větší než 20 000 hodin. Model a výkres sestavení byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2018. Integrovaný otočný stůl není součástí zadání.

Tab. 26 Výsledné parametry křížového stolu

|                            |               |
|----------------------------|---------------|
| Posuv v ose X              | 1450 mm       |
| Posuv v ose Y              | 760 mm        |
| Pracovní plocha*           | 1400 x 800 mm |
| Maximální hmotnost obrobku | 1000 kg       |
| T drážky                   | 9x18H7        |
| Rychloposuv                | 40 m/min      |

\* uvažuje se pracovní plocha včetně integrovaného otočného stolu, kterému je přidělena hodnota průměru 800 mm.



Obr. 48 Navržený křížový stůl

## Seznam obrázků

- Obr. 1 Stroj VC1650-5A s křížovým stolem s int. otočným stolem firmy Spinner [1]  
Obr. 2 Frézka VC1650-5A firmy Spinner [1]  
Obr. 3 Výkon a otáčky stroje Spinner [1]  
Obr. 4 Frézka MCV 1000 POWER firmy KOVOSVIT MAS [10]  
Obr. 5 Frézka TILTENTA 7-1600 firmy Hedelius [11]  
Obr. 6 Frézka VHC 2-1760 firmy AXA [12]  
Obr. 7 Řez matice a kuličkového šroubu firmy SKF [2]  
Obr. 8 Způsob předepnutí kuličkového šroubu a matice KSK Kuřim [3]  
Obr. 9 Řez kuličkovým vedením Hiwin [8]  
Obr. 10 Teleskopický kryt firmy HESTEGO [15]  
Obr. 11 Měchové kryty firmy HESTEGO [15]  
Obr. 12 Schéma uspořádání stolu, varianta A  
Obr. 13 Schéma uspořádání stolu, varianta B  
Obr. 14 Kompletní křížový stůl  
Obr. 15 Pohled na střední nosnou desku a způsob uložení vedení  
Obr. 16 Pohled z pozice křížových saní na osu  $X$   
Obr. 17 Pohled z pozice křížových saní na osu  $Y$   
Obr. 18 Fréza s VBD firmy Pramet [16]  
Obr. 19 Průřez třísky při čelní frézování [17]  
Obr. 20 Fréza s VBD firmy Pramet [16]  
Obr. 21 Fréza s VBD firmy Pramet [16]  
Obr. 22 Fréza s VBD firmy Pramet [16]  
Obr. 23 Průřez třísky při válcovém frézování [17]  
Obr. 24 VBD firmy Pramet [16]  
Obr. 25 Dokončovací fréza firmy Pramet [16]  
Obr. 26 Řezné síly pro daný typ frézování  
Obr. 27 Otáčky pro daný typ frézování  
Obr. 28 Broušený kuličkový šroub s dvojitou předepnutou maticí [18]  
Obr. 29 Koeficienty uložení  $k_d$  KŠ [18]  
Obr. 30 Koeficienty uložení  $k_k$  KŠ [18]  
Obr. 31 Střední zátěžná síla  
Obr. 32 Broušený kuličkový šroub s dvojitou předepnutou maticí [18]  
Obr. 33 Koeficienty uložení  $k_d$  KŠ [18]  
Obr. 34 Koeficienty uložení  $k_k$  KŠ [18]  
Obr. 35 Střední zátěžná síla  
Obr. 36 Motor řady AKM firmy Kollmorgen [19]  
Obr. 37 Charakteristika motoru AKM83T 480V [19]  
Obr. 38 Bezvúlová spojka GESA [32]  
Obr. 39 Lineární válečkové vedení typ RGH od firmy Hiwin [8]  
Obr. 40 Uložení lineárního vedení osy  $X$   
Obr. 41 Poloha těžiště stolu v rovině  $XY$   
Obr. 42 Poloha těžiště stolu v rovině  $XZ$   
Obr. 43 Schéma pojezdu stolu po ose  $X$   
Obr. 44 Uložení lin. vedení osy  $Y$   
Obr. 45 Poloha těžiště stolu v rovině  $XY$   
Obr. 46 Poloha těžiště stolu v rovině  $XZ$   
Obr. 47 Schéma pojezdu stolu po ose  $Y$

## Seznam tabulek

- Tab. 1 Obráběcí centrum VC1650-5A [1]
- Tab. 2 Obráběcí centrum MCV 1000 POWER [10]
- Tab. 3 Obráběcí centrum TILTENTA 7-1600 [11]
- Tab. 4 Obráběcí centrum VHC 2-1760 [12]
- Tab. 5 Parametry stroje Spinner [1]
- Tab. 6 Parametry nástroje a VBD na hrubování [16]
- Tab. 7 Parametry nástroje a VBD na polohrubování [16]
- Tab. 8 Parametry nástroje a VBD na dokončování [16]
- Tab. 9 Parametry nástroje a VBD na hrubování [16]
- Tab. 10 Parametry VBD na polohrubování [16]
- Tab. 11 Parametry nástroje na dokončování [16]
- Tab. 12 Rozložení sil a času pro jednotlivé frézování
- Tab. 13 Rozložení otáček a času pro jednotlivé frézování
- Tab. 14 parametry KŠ [18]
- Tab. 15 Vypočtené posuvové rychlosti stolu  $v_s$
- Tab. 16 Vypočtené otáčky KŠ  $n_s$
- Tab. 17 parametry KŠ [18]
- Tab. 18 Vypočtené posuvové rychlosti stolu  $v_s$
- Tab. 19 Vypočtené otáčky KŠ  $n_s$
- Tab. 20 Vzniklé síly při jednotlivých operacích
- Tab. 21 hodnoty pro výpočet krouticího momentu
- Tab. 22 parametry motoru AKM83T 480V [19]
- Tab. 23 hodnoty pro výpočet krouticího momentu
- Tab. 24 parametry motoru AKM84T 480V [19]
- Tab. 25 parametry vedení RGH [8]
- Tab. 26 Výsledné parametry křížového stolu

## Seznam Příloh

### Výkresová dokumentace

BP0226-01          Výkres sestavení

### Elektronické přílohy

BP0226-Model      Model křížového stolu ve formátu STEP

## Seznam použité literatury

1. HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF, 1993. Výrobní stroje. 3. přeprac. vyd. Praha: ČVUT. ISBN 80-01-00993-3.
2. KOPECKÝ, Miloslav s Jaromír HOUŠA, 1989. Základy stavby výrobních strojů. 2. vyd. Praha: ČVUT. ISBN 80-01-00085-0.
3. KRATOCHVÍL, Jaroslav, Stanislav MAŇAS a Petr VÁVRA, 1987. Konstrukční cvičení z výrobních strojů. Praha: ČVUT.
4. Spinner. Milling series. [cit. 20.3.2018]  
Dostupné z: <http://www.spinner-wzm.de/en/products/milling/vc-3a-5a-series.html>
5. THURING, Josef, 2008. Volba kuličkových šroubů. *MM Spektrum* [online]. [cit. 14.3.2018].  
Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/volba-kulickovych-sroubu.html>
6. MAREK, Jiří, 2015. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů. *MM Spektrum* [online]. [cit. 18.3.2018].  
Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-3.html>
7. KAVÁN, Martin. 2015. Lineární systémy a polohovací jednotky. *MM Spektrum* [online]. [cit. 20.3.2018].  
Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/linearni-systemy-a-polohovaci-jednotky.html>
8. ETEL S.A. Princip lineárního motoru [online]. [cit. 20.3.2018].  
Dostupné z: <http://www.etel.ch/cz/linearni-motory/princip/>
9. REM-Technik. Převodovky pro servomotory [online]. [cit. 20.3.2018].  
Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/prevodovky/prevodovky-pro-servomotory/ekonomicke-prevodovky-pe-se-sikmym-ozubenim-843.html>
10. HORNÍČEK, Tomáš, 2014. Hydraulické a pneumatické pohony ve strojírenství [online]. *MM Spektrum* [online]. [cit. 20.3.2018].  
Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulicke-a-pneumaticke-pohony-ve-strojirenstvi.html>
11. Hiwin s.r.o. Lineární vedení [online]. [cit. 21.3.2018].  
Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni>
12. KOPAL, Miroslav, 2013. Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost. *MM Spektrum* [online]. [cit. 21.3.2018].  
Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
13. KOVOSVIT MAS a.s. Vertikální obráběcí centra [online]. [cit. 02.04.2018].  
Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz>
14. Hedelius [online]. [cit. 02.04.2018].  
Dostupné z: <https://www.hedelius.de>
15. AXA Entwicklungs [online]. [cit. 02.04.2018]  
Dostupné z: <http://www.axa-maschinenbau.de>
16. HUDEC, Jan, 2015. Krytování pohybových os obráběcích strojů. *MM Spektrum* [online]. [cit. 07.04.2018].  
Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/krytovani-pohybovych-os-obrabecich-stroju.html>
17. Renishaw plc. Odměřování polohy [online]. [cit. 10.4.2018]  
Dostupné z: <http://www.renishaw.cz/cs/odmerovani-polohy--6331>

18. HESTEGO a.s. Krytování strojů [online]. [cit. 10.4.2018]  
Dostupné z: <http://www.hestego.cz/krytovani-stroju>
19. Pramet Tools s.r.o. [online]. [cit. 14.4.2018]  
Dostupné z: <http://ecat.pramet.com/default.aspx>
20. HUMÁR, Anton, 2003. Technologie obrábění I [online]. [cit. 15.4.2018]  
Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI\\_TO-1cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf)
21. Hiwin s.r.o. Okružované šrouby [online]. [cit. 18.4.2018].  
Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/okruzovane-srouby>
22. Kollmorgen. Akm series AC synchronous motors [online]. [cit. 06.05.2018].  
Dostupné z: <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/akm-series-ac-synchronous-motors/ac-synchronous-servo-motors/>
23. Haberkorn. Hřídelové spojky [online]. [cit. 16.05.2018].  
Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/hridelove-spojky/>
24. THK CO. Calculating the nominal life [online]. [cit. 21.05.2018].  
Dostupné z: [https://tech.thk.com/en/products/pdf/en\\_b01\\_073.pdf](https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_b01_073.pdf)

