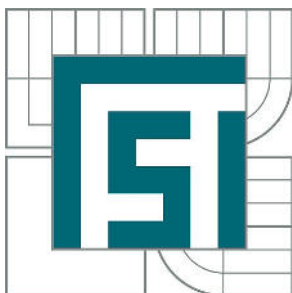


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

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

## MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM PRO ROTAČNÍ I NEROTAČNÍ OBROBKY

MULTIFUNCTIONAL MACHINING CENTERS FOR MACHINING ROTATING AND PRISMATIC  
PARTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ONDŘEJ MERENUS

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. JIŘÍ MAREK, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/14

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Merenus

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

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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 diplomové práce:

### **Multifunkční obráběcí centrum pro rotační i nerotační obrobky**

v anglickém jazyce:

#### **Multifunctional machining centers for machining rotating and prismatic parts**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte skladbu multifunkčního obráběcího centra pro obrábění rotačních a nerotačních obrobků. Stroj musí být vytvořen stavebnicově pro obrobky různých velikostí. Obráběným materiálem jsou všechny druhy ocelí a litin, tepelně i netepelně zpracované, dále pak materiály pro letecký průmysl (Inconel, Titan, René). Navržený stroj musí vykazovat znaky novosti oproti již známým řešením.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte:

1. Technickou zprávu
2. Rozbor a popis vlivů které působí na stroj
3. Navrhněte uspořádání stroje s nejméně třemi ideovými návrhy a výběr optimální varianty na základě technicko - ekonomického hodnocení
4. Stavebnicovou soustavu pro vámi navržené velikosti stroje spolu s navrženými technickými parametry
5. Nejméně tři ideové návrhy (pokud existují) a výběr optimální varianty uspořádání pohybových os nástroje (obrobku)
6. Sestavní výkres vybrané varianty
7. Detailní výrobní vybraného prvku

Seznam odborné literatury:

- [1] firemní literatura dodavatelů komponent pro stavbu obráběcích strojů
- [2] firemní literatura výrobců obráběcích strojů
- [2] MAREK, J., et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2nd ed. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010. 420 p. ISBN 978-80-254-7980-3.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

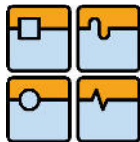
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 5.12.2013



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

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



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

### ABSTRAKT

Tato práce se bude věnovat návrhu konstrukce multifunkčního obráběcího centra. Práce vzniká ve spolupráci s kolegy Bc. Michalem Kunorzou, který řeší rotační stůl stroje, a Bc. Tomášem Grětzem, který má zadán návrh obráběcího vřetene, pohonu a výměny nástrojů. V této práci budou řešeny pohybové osy nástroje. Výsledkem této spolupráce by měl být návrh obráběcího centra na rotační i nerotační obrobky.

### KLÍČOVÁ SLOVA

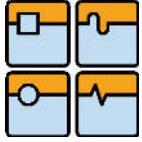
Obráběcí multifunkční centrum, frézování, soustružení, vrtání, automatická výměna nástrojů, pohony

### ABSTRACT

This thesis will focus on a design of multifunctional machining center. The work is created in cooperation with two colleagues. Michal Kunorza will design a rotary table and Tomáš Grětz will design a machine spindle with automatic tool exchange. My part of the work will focus on design of linear tool axis. The result of this cooperation should be machining center for rotary and non-rotary workpieces.

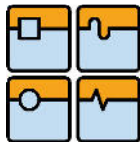
### KEY WORDS

Multifunction machining center, milling, turning, drilling, automatic tool change, drives



### **Bibliografická citace**

MERENUS, O. *Multifunkční obráběcí centrum pro rotační i nerotační obrobky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 85 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr.



### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma multifunkční obráběcí centrum pro rotační i nerotační obrobky vypracoval pouze ve spolupráci s Bc. Michalem Kunorzou a Bc. Tomášem Grätzem podle uvedené literatury a podkladů, které jsou uvedeny v seznamu použitých zdrojů.

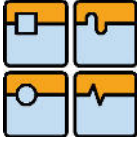
30. května 2014

.....

Bc. Ondřej Merenus

### **Poděkování**

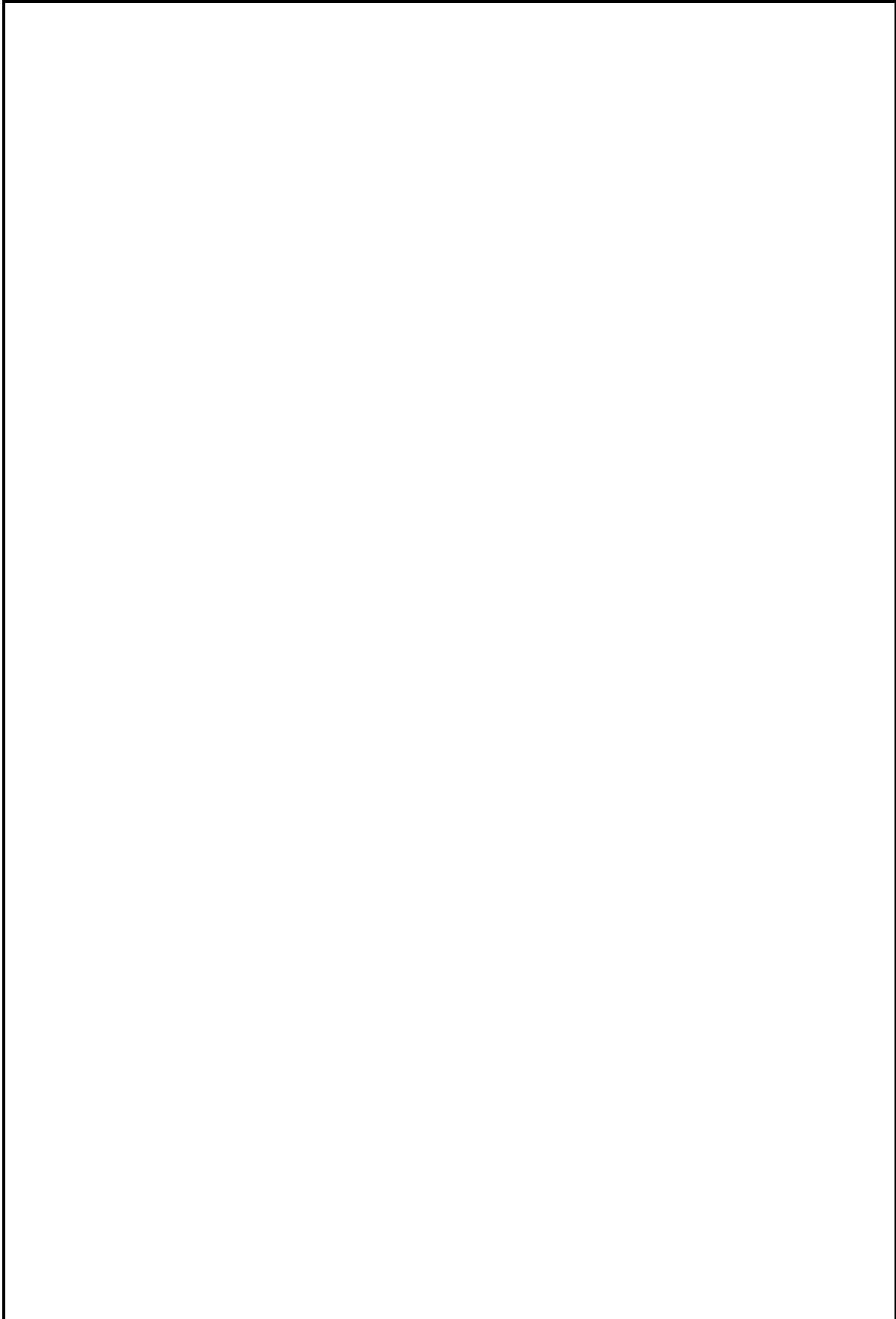
Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Prof. Jiřímu Markovi za ochotu konzultovat řešené problémy a dále za výbornou spolupráci mým kolegům Bc. Michalu Kunorzovi a Bc. Tomáši Grätzovi, se kterými jsem na této práci spolupracoval.



Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Str. 8

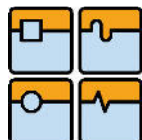
DIPLOMOVÁ PRÁCE



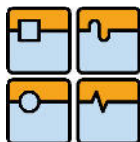
**OBSAH**

|   |    |
|---|----|
| Úvod.....   | 12 |
| 1. Definice multifunkčního obráběcího centra .....  | 12 |
| 2. Rozbor vlivů působících na obráběcí stroj .....  | 13 |
| 2.1. Vlastnosti stroje .....  | 13 |
| 2.2. Obráběcí proces .....  | 13 |
| 2.3. Vlastnosti obrobku.....  | 13 |
| 2.4. Okolí stroje .....   | 14 |
| 3. Návrh vstupních parametrů stroje .....   | 14 |
| 4. Výběr optimální kinematiky stroje.....   | 15 |
| 4.1. Možné kinematické uspořádání stroje .....  | 15 |
| 4.2. Výběr nejvhodnějšího kinematického uspořádání z technického hlediska - metoda PATTERN..... | 19 |
| 4.2.1. Výběr parametrů.....   | 19 |
| 4.2.2. Párové porovnání parametrů pro obrábění středních obrobků .....                          | 20 |
| 4.2.3. Stanovení váhy významnosti porovnávaných parametrů .....                                 | 20 |
| 4.2.4. Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů.....                                      | 21 |
| 4.3. Vyhodnocení výsledků analýzy .....   | 23 |
| 5. Vyráběné konstrukce .....  | 24 |
| 5.1. TAJMAC-ZPS .....   | 24 |
| 5.2. Zimmermann .....   | 25 |
| 5.3. TRIMILL.....   | 26 |
| 6. Předběžný návrh a výpočet obráběcích sil působících na stroj při obrábění .....              | 27 |
| 6.1. Soustružení .....  | 27 |
| 6.2. Frézování .....  | 28 |
| 6.3. Vrtání.....  | 29 |
| 7. Návrh stavebnicové struktury stroje.....   | 31 |
| 7.1. Délka pojezdu os .....   | 31 |
| 7.2. Typ stolu.....   | 32 |
| 7.2.1. NC soustružnický stůl s ozubeným převodem .....  | 32 |
| 7.2.2. NC soustružnický stůl s přímým pohonem.....  | 32 |
| 7.2.3. NC indexovací stůl .....   | 32 |
| 7.2.4. Pevný frézovací stůl .....   | 32 |
| 7.2.5. Výměna palet na soustružnickém stole .....   | 33 |
| 7.3. Pohon vřetene .....  | 34 |
| 7.3.1. Změna motoru vřetene s jinou charakteristikou .....                                      | 34 |

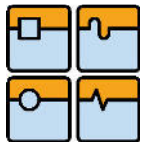




|         |   |    |
|---------|---|----|
| 7.3.2.  | Vřeteno pro obrábění Al a dokončovací operace ..... | 34 |
| 7.3.3.  | Systém výměnných frézovacích NC hlav .....          | 35 |
| 7.4.    | Zásobník a výměna nástrojů .....                    | 35 |
| 7.4.1.  | Řetězový dopravník .....                            | 35 |
| 7.4.2.  | Tool arena s robotickým manipulátorem .....         | 36 |
| 7.4.3.  | Policový zásobník .....                             | 36 |
| 7.4.4.  | Diskový zásobník .....                              | 37 |
| 8.      | Volba rozměrů pracovního prostoru stroje .....      | 38 |
| 9.      | Pohybové osy nástroje a jejich návrh .....          | 39 |
| 10.     | Pohony a vedení lineárních os .....                 | 40 |
| 10.1.   | Pohony .....  | 40 |
| 10.1.1. | Elektromotory .....                                 | 40 |
| 10.1.2. | Hydromotory .....                                   | 41 |
| 10.2.   | <i>Pohony os</i> .....                              | 41 |
| 10.2.1. | Kuličkový šroub a matice .....                      | 41 |
| 10.2.2. | Hřeben s pastorkem .....                            | 42 |
| 10.2.3. | Další technologie pohonů .....                      | 43 |
| 10.3.   | Vedení lineárních os (pohyblivá spojení) .....      | 43 |
| 10.3.1. | Kluzné (Hydrodynamické) .....                       | 43 |
| 10.3.2. | Hydrostatické a aerostatické .....                  | 44 |
| 10.3.3. | Valivé .....  | 45 |
| 11.     | Výběr pohonů .....                                  | 46 |
| 12.     | Příčnickový suport – smykadlová část .....          | 47 |
| 12.1.   | Konstrukce smykadla .....                           | 48 |
| 12.2.   | Pevnostní kontrola smykadla .....                   | 48 |
| 12.3.   | Uložení hlavního a vedlejších pohonů .....          | 51 |
| 12.4.   | Uložení smykadla .....                              | 51 |
| 12.4.1. | Kontrola uložení .....                              | 52 |
| 12.5.   | Kontrola kuličkového šroubu a matice .....          | 54 |
| 12.5.1. | Kritické otáčky šroubu .....                        | 54 |
| 12.5.2. | Kontrola vzpěrné tuhosti .....                      | 54 |
| 12.5.3. | Ekvivalentní zatížení a otáčky .....                | 54 |
| 12.5.4. | Životnost kuličkové matice .....                    | 54 |
| 12.6.   | Výpočet pohonu šroubu .....                         | 55 |
| 12.6.1. | Statické hledisko .....                             | 55 |
| 12.6.2. | Dynamické hledisko .....                            | 55 |
| 12.6.3. | Vybraná kuličková matice a motor .....              | 56 |

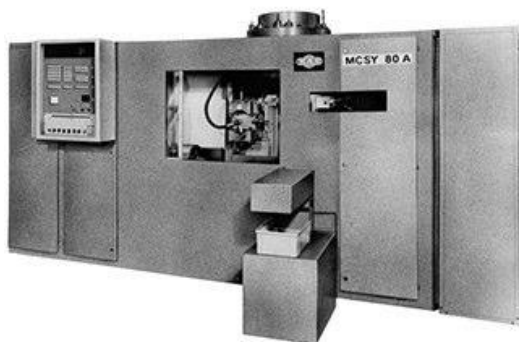


|         |  |    |
|---------|--|----|
| 12.7.   | Hydraulické vyvážení hmotnosti smykadla..... | 56 |
| 12.8.   | Konstrukce hydromotoru a akumulátoru.....    | 58 |
| 13.     | Základní díly konstrukce .....               | 59 |
| 14.     | Příčnickový suport – saňová část .....       | 60 |
| 14.1.   | Konstrukce skříně saní .....                 | 60 |
| 14.2.   | Pevnostní kontrola saní.....                 | 61 |
| 14.3.   | Pohon saní smykadla .....                    | 64 |
| 14.3.1. | Statické hledisko.....                       | 64 |
| 14.3.2. | Dynamické hledisko .....                     | 65 |
| 14.3.3. | Celkový výkon a výběr motoru .....           | 66 |
| 15.     | Příčnick .....                               | 66 |
| 15.1.   | Konstrukce příčnicku .....                   | 66 |
| 15.2.   | Pevnostní kontrola příčnicku.....            | 68 |
| 15.3.   | Pohon příčnicku.....                         | 69 |
| 15.3.1. | Statické hledisko.....                       | 70 |
| 15.3.2. | Dynamické hledisko .....                     | 70 |
| 15.3.3. | Volba motoru a převodovky .....              | 71 |
| 16.     | Podstavce a lože .....                       | 72 |
| 16.1.   | Podstavec stěny .....                        | 72 |
| 16.1.1. | Konstrukce.....                              | 72 |
| 16.1.2. | MKP analýza .....                            | 73 |
| 16.2.   | Lože .....                                   | 76 |
| 17.     | Kompletace stroje.....                       | 77 |
| 17.1.   | Konstrukční uzly, které nebyly řešeny .....  | 77 |
| 17.1.1. | Krytování strojů.....                        | 77 |
| 17.1.2. | Centrální mazací systém.....                 | 77 |
| 17.1.3. | Další neřešené části .....                   | 77 |
| 17.2.   | Kompletní sestavení stroje .....             | 78 |
| 18.     | Závěr.....                                   | 79 |
| 19.     | Bibliografie.....                            | 80 |
| 20.     | Seznam obrázků.....                          | 82 |
| 21.     | Seznam tabulek.....                          | 84 |
| 22.     | Výpis značek .....                           | 84 |



## Úvod

Historie obráběcích strojů sahá do daleké minulosti. Mezi nejstarší technologie patří vrtání a soustružení, které se svou jednoduchostí daly provádět i s neobyčejnějšími nástroji a materiály. Frézování díky své složitosti bylo vynalezeno až v 19. století a první univerzální frézka byla vyvinuta v roce 1862. Technologie obrábění se za poslední století velmi vyvinula díky potřebě společnosti a průmyslové revoluci. Tendence vývoje obráběcích strojů směřovala k vyšším přesnostem a produktivitě.



Obrázek 1: Multifunkční soustružnické centrum MCSY80A [1]



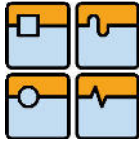
Obrázek 2: Multifunkční soustružnické centrum MTC 500 [1]

Multifunkční obráběcí stroje zažily svůj velký rozkvět až díky rozvoji výpočetních technologií ve 20. století, které se starají o řízení těchto strojů. Prvním multifunkčním obráběcím strojem se stal v roce 1983 MCSY od firmy KOVOSVIT MAS, který vyvinul přední český konstruktér L. Borkovec se svým týmem [2]. Přejít k multifunkčním úkolům strojům není dnes již problémem, protože jsou vyvinuta dostatečně silná výpočtová jádra, která tyto stroje uřídí. Cílem této práce je navrhnutí multifunkčního obráběcího stroje.

Protože je toto téma obsahově velmi rozsáhlé, je tato práce skupinovým dílem. Kapitoly 1. – 7. jsou zpracovány společně. V následujících kapitolách zpracovávám pohybové osy nástroje a jejich pohony. Michal Kunorza má za úkol návrh pohybových os obrobku a Tomáš Grätz uspořádání vřetena a nástrojové soustavy.

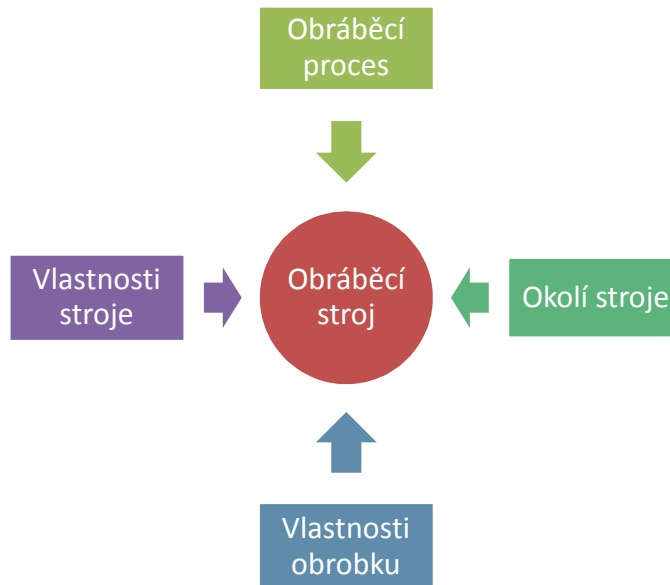
### 1. Definice multifunkčního obráběcího centra

Co je to vlastně multifunkční obráběcí centrum? Jde o obráběcí stroj, který umožňuje obrábět více technologiemi třískového obrábění, jako je například soustružení, frézování, vrtání nebo broušení, v tří až šestiosém CNC režimu. Všechny tyto technologie by měly mít vyrovnanou velikost výkonů. Dále by tyto stroje měly umožňovat automatickou výměnu nástrojů, která je na těchto strojích požadována především kvůli zvýšení produktivity stroje. U menších až středních strojů je také základním požadavkem automatická výměna obrobků. Stroje by měly umožňovat HSC a HPC obrábění. [2]



## 2. Rozbor vlivů působících na obráběcí stroj

Kvalitu funkce stroje ovlivňuje při práci mnoho různých fyzikálních i nefyzikálních vlivů. Obráběcí stroj je ovlivňován vlivy, které vznikají přímo ve stroji nebo v jeho blízkém i vzdáleném okolí. Mezi hlavní skupiny vlivů patří: vlastnosti stroje, okolí stroje, vlastnosti obrobku a obráběcí proces.



Obrázek 3: Technické faktory ovlivňující obráběcí stroj

### 2.1. Vlastnosti stroje

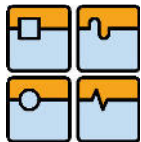
Mezi hlavní vlivy této kategorie spadá tepelná odolnost stroje, kinematické uspořádání, statická a dynamická odolnost, geometrie stroje a elektrická vybavenost. Tyto vlastnosti jdou ve značné míře určit kvalitou zpracování konstrukce a kvalitou použitých komponent či materiálů.

### 2.2. Obráběcí proces

Na multifunkčních strojích je možné obrábět více typy třískového obrábění, které se v základu velice liší a každá vyžaduje specifické řezné podmínky. Dále do obráběcího procesu spadá použití řezných a chladicích kapalin, mazání a tepelné podmínky.

### 2.3. Vlastnosti obrobku

Mezi vlastnosti obrobku ovlivňující stroj patří obrobiteľnosť, rozměry, hmotnost, tuhost a způsob upnutí.



Obrázek 4: Upnutí nerotačního obrobku na soustružnickém stole [3]



Obrázek 5: Upnutí těžkého obrobku [3]

## 2.4. Okolí stroje

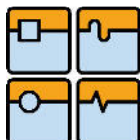
Okolí výrazně ovlivňuje pracovní přesnost stroje. Patří sem teplotní stabilita, základ stroje, nečistoty a zdroje rušení. Teplotní stabilita je ovlivňována vnitřním teplem budovy a jeho změnou, slunečním zářením nebo například okolními zařízeními. Dalšími negativními vlivy jsou vibrace přenášené přes základ stroje, které vznikají v blízkém i vzdáleném okolí. Tyto vibrace mohou být produkovány jinými stroji, hlukem nebo jinou lidskou činností.

## 3. Návrh vstupních parametrů stroje

Z pohledu konstrukčního procesu obráběcího stroje je nutné zvažovat následující faktory:

- technické faktory vlastního řezného procesu třískového obrábění
- legislativa a normy pro daný typ stroje
- ekonomické hledisko (náklady na vývoj a tvorbu)
- ekologický provoz a likvidace po uplynutí technického života
- ergonomie a uživatelská přívětivost
- snadná montáž a demontáž
- snadný servis a údržba [2]

Mezi hlavní vstupní parametry jsou zařazeny rozměry obrobku, požadované technologie třískového obrábění, rychlosti a zrychlení os. Určením maximálních rozměrů obrobku jsou definovány rozměry pracovního prostoru stroje a potřebné velikosti posuvů v jednotlivých osách, které se liší podle použité kinematiky stroje. Požadované technologie třískového obrábění, které se mají na stroji provádět, určují výsledné uspořádání kinematiky stroje. Pro návrh konstrukce stroje jsou zvoleny jako stěžejní tyto technologie třískového obrábění: soustružení, frézování a vrtání. Výsledkem této práce by měl být komplexní návrh konstrukce multifunkčního obráběcího stroje nikoli kompletní řešení stroje i s příslušenstvím.

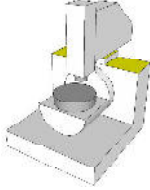
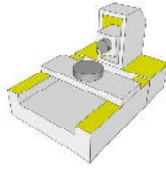
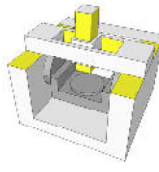


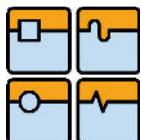
#### 4. Výběr optimální kinematiky stroje

Základ konstrukce multifunkčních strojů vždy vychází z koncepce soustruhu nebo frézky. Z tohoto důvodu jsme pro obě výchozí koncepce zvolili 6 variant, které budeme porovnávat mezi sebou a následně vybereme nejvhodnější pomocí metody PATTERN.

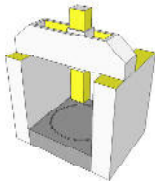
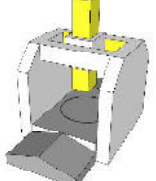
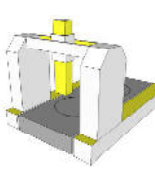
##### 4.1. Možné kinematické uspořádání stroje

Tabulka 1: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část A

| Rozměr obrobku [mm]       | Hmotnost obrobku [kg] | Typový obrobek   | Kinematika   |  |  |
|---------------------------|-----------------------|--|--|--|--|
|                           |                       |  | NO 1. – Vertikální frézka s naklápěcím stolem                                      | NO 2. – Horizontální frézka s otočným stolem   | NO 3. – Horní gantry s kolíbkou  |
| 400x400<br>x400           | 500                   | Zápustky, tvarově složité součástky                              |  |  |  |
| 800x800<br>x500           | 2 500                 | Zápustky, tvarově složité součástky                              |  |  |  |
| 1500x1500<br>x1000        | 17 000                | Zápustky, tělesa ventilů ropovodů, části obráběcích strojů       |  |  |  |
| 2000x3000<br>x1000        | 50 000                | Podvozky stavebních a těžebních vozidel, části obráběcích strojů |  |  |  |
| 2000x3000<br>x1000 a více | 50 000 a více         | Podvozky žel. vozidel, části strojů                              |  |  |  |

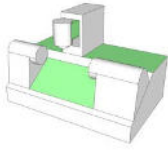
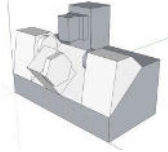
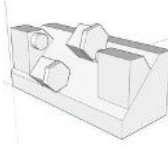


Tabulka 2: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část B

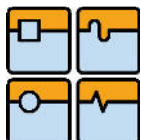
| Rozměr<br>obrobku<br>[mm] | Hmotnost<br>obrobku<br>[kg] | Typový<br>obrobek  | Kinematika  |  |   |
|---------------------------|-----------------------------|--|---|--|---|
|                           |                             |  | NO 4. –<br>Horní gantry<br>s otočným<br>stolem                                    | NO 5. –<br>Portálová<br>frézka<br>s otočným<br>stolem                              | NO 6. –<br>Spodní gantry<br>s otočným<br>stolem                                     |
|                           |                             |  |  |  |  |
| 400x400<br>x400           | 500                         | Zápustky,<br>tvarově<br>složitě<br>součástky   |   |  |   |
| 800x800<br>x500           | 2 500                       | Zápustky,<br>tvarově<br>složitě<br>součástky   |   |  |   |
| 1500x1500<br>x1000        | 17 000                      | Zápustky,<br>tělesa ventilů<br>ropovodů,<br>části<br>obráběcích a<br>tvářecích<br>strojů |   |  |   |
| 2000x3000<br>x1000        | 50 000                      | Bloky lodních<br>motorů,<br>podvozky<br>stavebních a<br>těžebních<br>vozidel             |   |  |   |
| 2000x3000<br>x1000 a více | 50 000<br>a více            | Podvozky<br>železničních<br>vozidel, části<br>strojů                                     |   |  |   |



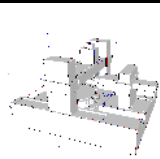
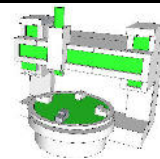
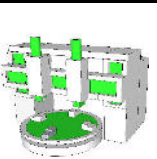
Tabulka 3: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část A

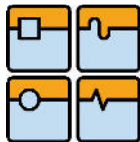
| Průměr obrobku [mm] | Hmotnost obrobku [kg] | Typový obrobek  | Kinematika  |  |   |
|---------------------|-----------------------|---|---|--|---|
|                     |                       |   | RO 1. – Soustruh s frézovací hlavou   | RO 2. – Vodorovný soustruh s frézovací revolverovou hlavou                         | RO 3. – Vodorovný soustruh se dvěma revolverovými hlavami                           |
|                     |                       |   |  |  |  |
| do Ø 50             | 2                     | Čepy, podložky, pouzdra                                       |   |  |   |
| Ø 300               | 50                    | Příruby, řemenice, hřídele                                    |   |  |   |
| Ø 450               | 300                   | Řemenice, kulové ventily, vřeteníky                           |   |  |   |
| Ø 800               | 1 000                 | Hřídele, posuvové šrouby                                      |   |  |   |
| Ø 2000              | 35 000                | Příruby a další části svislých soustruhů                      |   |  |   |
| Ø 2000 a více       | 35 000 a více         | Prstence rotorů větrných elektráren, polotovary ozubených kol |   |  |   |





Tabulka 4: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část B

| Průměr obrobku [mm] | Hmotnost obrobku [kg] | Typový obrobek  | Kinematika  |  |   |
|---------------------|-----------------------|---|---|--|---|
|                     |                       |   | RO 4. – Svislý soustruh s frézovací a soustružnickou hlavou                       | RO 5. – Svislý soustruh s jedním suportem  | RO 6. – Svislý soustruh se dvěma suporty  |
| do Ø 50             | 2                     | Čepy, podložky, pouzdra                                       |  |  |  |
| Ø 300               | 50                    | Příruby, řemenice, hřídele                                    |   |  |   |
| Ø 450               | 300                   | Řemenice, kulové ventily, vřeteníky                           |   |  |   |
| Ø 800               | 1 000                 | Hřídele, posuvové šrouby                                      |   |  |   |
| Ø 2000              | 35 000                | Příruby a další části svislých soustruhů                      |   |  |   |
| Ø 2000 a více       | 35 000 a více         | Prstence rotorů větrných elektráren, polotovary ozubených kol |   |  |   |



#### 4.2. Výběr nejvhodnějšího kinematického uspořádání z technického hlediska - metoda PATTERN

Metoda PATTERN (Planning Planning Assistance Through Technical Evaluation of Relevance Numbers) [4] je multikriteriální metoda založená na metodě SAW (Simple additive weighting), která je vhodná pro výběr strojů či technologií. Metoda poskytuje řešení na základě komplexního porovnání vybraných parametrů řešeného objektu. Metoda je vhodná pro porovnání na úrovni:

- technické
- technologické
- ekonomické

Celý postup metody PATTERN se skládá z těchto kroků:

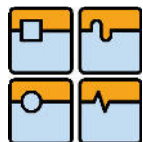
- výběr porovnávacích parametrů
- definování požadované tendence změny parametru
- stanovení váhy významnosti vybraných parametrů
- výpočet indexů změn vybraných parametrů pro srovnávané prvky
- stanovení pořadí srovnávaných prvků

##### 4.2.1. Výběr parametrů

Pro porovnání metodou PATTERN byly vybrány parametry z tabulky č.5. Výběr parametrů je dán názorem hodnotitelů, kteří se danou problematikou zabývají a nejsou nijak předem stanovené. Níže jsou uvedeny výsledky pouze pro kategorii středních obrobků, kterou jsme si zvolili jako nejpodstatnější. Porovnání pro ostatní kategorie obrobků jsou popsány v elektronické příloze č. 1.

Tabulka 5: Tabulka porovnávacích parametrů s tendencí změny

| č. parametru | parametr                   | tendence změny |
|--------------|----------------------------|----------------|
| p.1          | přesnost                   | rostoucí       |
| p.2          | dynamika                   | rostoucí       |
| p.3          | tuhost                     | rostoucí       |
| p.4          | energetická náročnost      | klesající      |
| p.5          | seřiditelnost ve výrobě    | klesající      |
| p.6          | zástavbový prostor         | klesající      |
| p.7          | technologičnost konstrukce | rostoucí       |
| p.8          | hmotnost                   | klesající      |
| p.9          | čas montáže a servisu      | klesající      |



#### 4.2.2. Párové porovnání parametrů pro obrábění středních obrobků

V párovém porovnání parametrů se porovnávají všechny parametry mezi sebou. Hodnotitel posoudí, který parametr má větší význam a následně se spočítá počet hlasů přidělených každému parametru a jejich pořadí.

Tabulka 6: Párové porovnání parametrů

| Parametr | p.1 | p.2 | p.3 | p.4 | p.5 | p.6 | p.7 | p.8 | p.9 | Suma | Pořadí |
|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|--------|
| p.1      | p.1 | p.1 | p.3 | p.1 | p.1 | p.1 | p.1 | p.1 | p.1 | 8    | 2.     |
| p.2      |     | p.2 | p.3 | p.2 | p.2 | p.2 | p.7 | p.2 | p.2 | 6    | 4.     |
| p.3      |     |     | p.3 | p.3 | p.3 | p.3 | p.3 | p.3 | p.3 | 9    | 1.     |
| p.4      |     |     |     | p.4 | p.4 | p.4 | p.7 | p.4 | p.4 | 5    | 5.     |
| p.5      |     |     |     |     | p.5 | p.5 | p.7 | p.5 | p.5 | 4    | 6.     |
| p.6      |     |     |     |     |     | p.6 | p.7 | p.6 | p.6 | 3    | 7.     |
| p.7      |     |     |     |     |     |     | p.7 | p.7 | p.7 | 7    | 3.     |
| p.8      |     |     |     |     |     |     |     | p.8 | p.8 | 2    | 8.     |
| p.9      |     |     |     |     |     |     |     |     | p.9 | 1    | 9      |

#### 4.2.3. Stanovení váhy významnosti porovnávaných parametrů

Postup hodnocení váhy významnosti pomocí kvantifikované porovnávací matice:

1. Sestavení tabulky parametrů dle pořadí tabulky 6
2. Číselné hodnocení parametrů podle jejich vzájemného vztahu
3. Určení bodové hodnoty významnosti  $BHV_j$  pro každý parametr
4. Výpočet váhy významnosti  $q_j$

#### Stupnice číselného hodnocení parametrů

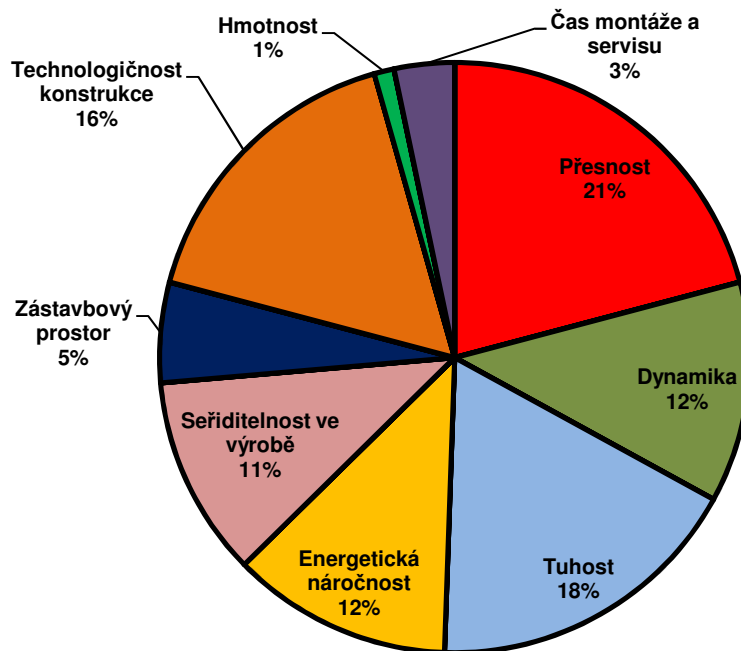
- 1- blízko
- 2- středně
- 3- daleko

#### Stanovení váhy významnosti

$$q_j = \frac{BHV_j}{\sum_{j=1}^m BHV_j}$$

Tabulka 7: Kvantifikovaná porovnávací matice (váhy parametrů)

| Parametr | p.3 | p.1 | p.7 | p.2 | p.4 | p.5 | p.6 | p.9 | p.8    | Suma(BHV <sub>j</sub> ) | Váha(q <sub>j</sub> ) |
|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--------|-------------------------|-----------------------|
| p.3      | 1   | 1   | 2   | 1   | 3   | 3   | 2   | 3   | 1      | 17                      | 19%                   |
| p.1      |     | 1   | 3   | 1   | 3   | 2   | 3   | 2   | 3      | 18                      | 20%                   |
| p.7      |     |     | 1   | 3   | 3   | 2   | 2   | 2   | 2      | 15                      | 16%                   |
| p.2      |     |     |     | 1   | 1   | 3   | 2   | 3   | 1      | 11                      | 12%                   |
| p.4      |     |     |     |     | 1   | 3   | 3   | 3   | 1      | 11                      | 12%                   |
| p.5      |     |     |     |     |     | 1   | 3   | 3   | 3      | 10                      | 11%                   |
| p.6      |     |     |     |     |     |     | 1   | 3   | 1      | 5                       | 5%                    |
| p.9      |     |     |     |     |     |     |     | 1   | 2      | 3                       | 3%                    |
| p.8      |     |     |     |     |     |     |     |     | 1      | 1                       | 1%                    |
|          |     |     |     |     |     |     |     |     | Součet | 91                      | 100%                  |



Graf 1: Váha porovnávacích parametrů pro obrobky střední velikosti

#### 4.2.4. Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů

Pro stanovení pořadí se využívá indexů změn, které se vypočítávají samostatně pro parametry s rostoucí a klesající tendencí.

##### Výpočet indexů změn pro parametry s rostoucí tendencí

$$I_{jx} = \frac{H_{jx}}{H_{jMIN}}$$

$H_{jx}$  – hodnota j-tého parametru x-tého prvku (v tabulce 8 zvýrazněno červeně)

$H_{jMIN}$  – nejmenší hodnota j-tého parametru

##### Výpočet indexů změn pro parametry s klesající tendencí

$$I_{jx} = \frac{H_{jMAX}}{H_{jx}}$$

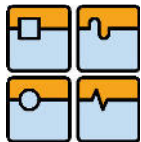
$H_{jx}$  – hodnota j-tého parametru x-tého prvku

$H_{jMAX}$  – největší hodnota j-tého parametru

##### Výpočet vážených indexů

$$I_{jx}v = I_{jx} \cdot q_j$$

$q_j$  – váha významnosti j-tého parametru



### Stanovení pořadí

Součtem se určí relativní úroveň i-té varianty j-tého prvku

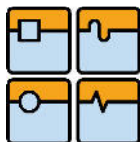
$$S_x = \sum_{j=1}^k I_{jx} v$$

### Stupnice číselného hodnocení parametrů

- 1- Nízká
- 2- Střední
- 3- Vysoká
- 4- Vemni vysoká
- 5- Mimořádně vysoká

Tabulka 8: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro nerotační obrobky

| P. č.                           | Parametr                   | Jednotka         | Váha | Typ stroje |      |           |      |           |      |           |      |           |      |           |      |
|---------------------------------|----------------------------|------------------|------|------------|------|-----------|------|-----------|------|-----------|------|-----------|------|-----------|------|
|                                 |                            |                  |      | NO 1.      |      | NO. 2     |      | NO 3.     |      | NO 4.     |      | NO 5.     |      | NO 6.     |      |
| 1.                              | Přesnost                   | μm               | 21%  | 3<br>1,00  | 0,21 | 4<br>1,33 | 0,28 | 3<br>1,00 | 0,21 | 4<br>1,33 | 0,28 | 4<br>1,33 | 0,28 | 4<br>1,33 | 0,28 |
| 2.                              | Dynamika                   | m/s <sup>2</sup> | 12%  | 2<br>1,00  | 0,12 | 3<br>1,50 | 0,18 | 3<br>1,50 | 0,18 | 4<br>2,00 | 0,24 | 4<br>2,00 | 0,24 | 4<br>2,00 | 0,24 |
| 3.                              | Tuhost                     | μm/kN            | 18%  | 2<br>1,00  | 0,18 | 3<br>1,50 | 0,26 | 3<br>1,50 | 0,26 | 4<br>2,00 | 0,35 | 4<br>2,00 | 0,35 | 3<br>1,50 | 0,26 |
| 4.                              | Energetická náročnost      | kW               | 12%  | 3<br>1,33  | 0,16 | 2<br>2,00 | 0,24 | 3<br>1,33 | 0,16 | 3<br>1,33 | 0,16 | 4<br>1,00 | 0,12 | 4<br>1,00 | 0,12 |
| 5.                              | Seřiditelnost ve výrobě    | min              | 11%  | 4<br>1,00  | 0,11 | 3<br>1    | 0,15 | 4<br>1,00 | 0,11 | 3<br>1,33 | 0,15 | 3<br>1,33 | 0,15 | 3<br>1,33 | 0,15 |
| 6.                              | Zástavbový prostor         | m <sup>2</sup>   | 5%   | 4<br>1,00  | 0,05 | 3<br>1,33 | 0,07 | 3<br>1,33 | 0,07 | 3<br>1,33 | 0,07 | 4<br>1,00 | 0,05 | 3<br>1,33 | 0,07 |
| 7.                              | Technologičnost konstrukce | -                | 16%  | 3<br>1,00  | 0,16 | 4<br>1,33 | 0,22 | 3<br>1,00 | 0,16 | 4<br>1,33 | 0,22 | 4<br>1,33 | 0,22 | 4<br>1,33 | 0,22 |
| 8.                              | Hmotnost                   | kg               | 1%   | 4<br>1,00  | 0,01 | 3<br>1,33 | 0,01 | 4<br>1,00 | 0,01 | 3<br>1,33 | 0,01 | 3<br>1,33 | 0,01 | 3<br>1,33 | 0,01 |
| 9.                              | Čas montáže a servisu      | min              | 3%   | 4<br>1,00  | 0,03 | 3<br>1,33 | 0,04 | 4<br>1,00 | 0,03 | 3<br>1,33 | 0,04 | 2<br>2,00 | 0,07 | 2<br>2,00 | 0,07 |
| Celkem S <sub>x</sub>           |                            |                  | 100% | 1,04       |      | 1,46      |      | 1,21      |      | 1,53      |      | 1,49      |      | 1,42      |      |
| Relativní technická úroveň      |                            |                  |      | 100%       |      | 141%      |      | 116%      |      | 147%      |      | 144%      |      | 137%      |      |
| Pořadí z konstrukčního hlediska |                            |                  |      | 6.         |      | 3.        |      | 5.        |      | 1.        |      | 2.        |      | 4.        |      |



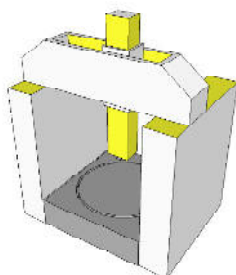
Tabulka 9: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro rotační obrobky

| P. č.                           | Parametr                   | Jednotka         | Váha | Typ stroje |      |       |       |       |      |       |      |       |      |       |      |
|---------------------------------|----------------------------|------------------|------|------------|------|-------|-------|-------|------|-------|------|-------|------|-------|------|
|                                 |                            |                  |      | RO 1.      |      | RO 2. |       | RO 3. |      | RO 4. |      | RO 5. |      | RO 6. |      |
| 1.                              | Přesnost                   | μm               | 21%  | 3          | 0,21 | 3     | 0,21  | 3     | 0,21 | 4     | 0,28 | 4     | 0,28 | 4     | 0,28 |
|                                 |                            |                  |      | 1,00       |      | 1,00  |       | 1,00  |      | 1,33  |      | 1,33  |      | 1,33  |      |
| 2.                              | Dynamika                   | m/s <sup>2</sup> | 12%  | 3          | 0,12 | 3     | 0,12  | 3     | 0,12 | 4     | 0,16 | 4     | 0,16 | 4     | 0,16 |
|                                 |                            |                  |      | 1,00       |      | 1,00  |       | 1,00  |      | 1,33  |      | 1,33  |      | 1,33  |      |
| 3.                              | Tuhost                     | μm/kN            | 18%  | 3          | 0,18 | 3     | 0,18  | 3     | 0,18 | 4     | 0,23 | 4     | 0,23 | 4     | 0,23 |
|                                 |                            |                  |      | 1,00       |      | 1,00  |       | 1,00  |      | 1,33  |      | 1,33  |      | 1,33  |      |
| 4.                              | Energetická náročnost      | kW               | 12%  | 3          | 0,20 | 3     | 0,20  | 3     | 0,20 | 4     | 0,15 | 4     | 0,15 | 5     | 0,12 |
|                                 |                            |                  |      | 1,67       |      | 1,67  |       | 1,67  |      | 1,25  |      | 1,25  |      | 1,00  |      |
| 5.                              | Seřiditelnost ve výrobě    | min              | 11%  | 3          | 0,18 | 3     | 0,18  | 3     | 0,18 | 4     | 0,14 | 3     | 0,18 | 5     | 0,11 |
|                                 |                            |                  |      | 1,67       |      | 1,67  |       | 1,67  |      | 1,25  |      | 1,67  |      | 1,00  |      |
| 6.                              | Zástavbový prostor         | m <sup>2</sup>   | 5%   | 2          | 0,14 | 2     | 0,14  | 2     | 0,14 | 3     | 0,09 | 3     | 0,09 | 5     | 0,05 |
|                                 |                            |                  |      | 2,50       |      | 2,50  |       | 2,50  |      | 1,67  |      | 1,67  |      | 1,00  |      |
| 7.                              | Technologičnost konstrukce | -                | 16%  | 3          | 0,25 | 2     | 0,16  | 2     | 0,16 | 2     | 0,16 | 3     | 0,25 | 2     | 0,16 |
|                                 |                            |                  |      | 1,50       |      | 1,00  |       | 1,00  |      | 1,00  |      | 1,50  |      | 1,00  |      |
| 8.                              | Hmotnost                   | kg               | 1%   | 2          | 0,03 | 3     | 0,02  | 2     | 0,03 | 3     | 0,02 | 3     | 0,02 | 5     | 0,01 |
|                                 |                            |                  |      | 2,50       |      | 1,67  |       | 2,50  |      | 1,67  |      | 1,67  |      | 1,00  |      |
| 9.                              | Čas montáže a servisu      | min              | 3%   | 3          | 0,06 | 3     | 0,06  | 3     | 0,06 | 4     | 0,04 | 3     | 0,06 | 5     | 0,03 |
|                                 |                            |                  |      | 1,67       |      | 1,67  |       | 1,67  |      | 1,25  |      | 1,67  |      | 1,00  |      |
| Celkem Sj                       |                            |                  | 100% | 1,36       | 1,27 | 1,27  | 1,28  | 1,42  | 1,17 |       |      |       |      |       |      |
| Relativní technická úroveň      |                            |                  |      | 116%       | 108% | 109%  | 109%  | 122%  | 100% |       |      |       |      |       |      |
| Pořadí z konstrukčního hlediska |                            |                  |      | 2.         | 5.   | 3.-4. | 3.-4. | 1.    | 6.   |       |      |       |      |       |      |

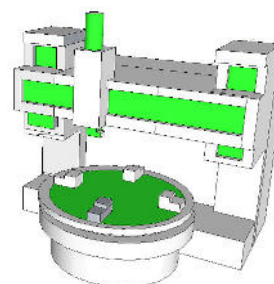
### 4.3. Vyhodnocení výsledků analýzy

Z výsledků PATTERN analýzy je patrné, že pro obrábění středních nerotačních obrobků vychází nejvhodnější varianta číslo 4. (horního gántry s otočným stolem) a pro obrábění rotačních obrobků vychází nejvhodnější varianta číslo 5. (svislý soustruh s jedním suportem).

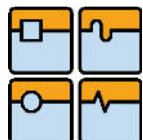
Cílem diplomové práce má být multifunkční obráběcí stroj. Kombinací výsledných kinematik jsme dospěli k výslednému kinematickému uspořádání stroje, které je horní gántry se soustružnickým stolem.



Obrázek 6: Horní gántry s otočným stolem



Obrázek 7: Svislý soustruh s jedním suportem



## 5. Vyráběné konstrukce

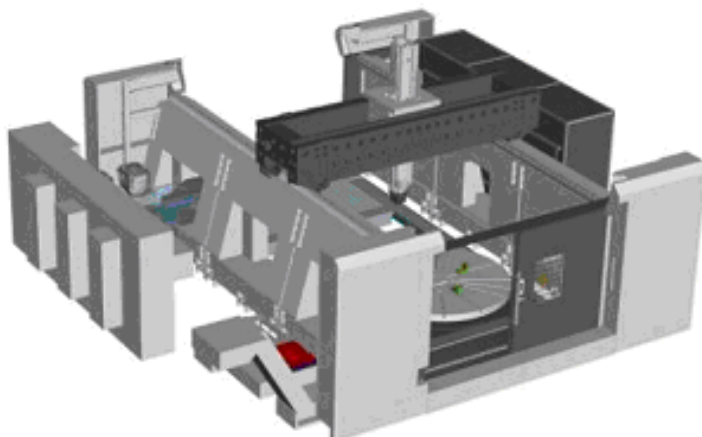
Konstrukce, která bude mnou a kolegy řešena není v základu jedinečná, a už jsou firmy, které s touto technologií pracují a tyto stroje vyrábí. Jde o přední strojírenské firmy, které se konstrukcí těchto strojů zabývají dlouhodobě, a investují nemalé finanční prostředky do jejich vývoje.

### 5.1. TAJMAC-ZPS

Tajmac-ZPS nabízí mnoho typů frézovacích strojů a soustružnických automatů. Z jejich portfolia je zajímavý stroj z řady INFINITY. Jedná se o víceúčelová portálová obráběcí centra, která jsou určena pro komplexní obrábění rozměrných, tvarově a technologicky náročných, těžko obrobitelných dílců s vysokou hmotností a velmi rozdílných materiálů [5]. Stroj je vyráběn podle požadavků zákazníka v určité velikostní řadě. Jedná se hlavně o velikosti podélného posuvu a volby počtu řízených os. Z hlediska konstrukce jde o kinematické uspořádání horního gántry a příčnicku typu Box-in-Box. Podélný posuv X je prováděn pomocí ozubeného hřebene a pastorku, osy Y a Z jsou poháněny kuličkovými šrouby. Rámové dílce jsou převážně řešeny jako odlitky. Nákres stroje je zobrazen na obrázku č. 8. K základní variantě stroje s rovnou deskou je možné dodat otočný stůl. Všechna lineární vedení jsou na stroji řešena použitím lineárních profilových vedení. O pohony se starají motory firmy Siemens. Výkon hlavního vřetene rotačních nástrojů je 38-48 kW.

Tabulka 10: Rozměrová řada stroje Infinity [5]

| Pojezdy                 |                   | MCV<br>2515 | MCV<br>4015 | MCV<br>4022 | MCV<br>5022 | MCV<br>5032 |
|-------------------------|-------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| osa X                   | mm                | 2 500       | 4 000       | 4 000       | 5 000       | 5 000       |
| osa Y                   | mm                | 1 400       | 1 400       | 2 200       | 2 200       | 3 200       |
| osa Z                   | mm                | 1 250       | 1 250       | 1 250       | 1 500       | 1 500       |
| <b>Upínací deska</b>    |                   |             |             |             |             |             |
| rozměr X*Y /<br>průměr  | mm                | 2500x1400   | 4000x1450   | 4000x2200   | 5000x2200   | 5000x3200   |
| maximální zatížení      | kg/m <sup>2</sup> | 5 000       | 5 000       | 5 000       | 5 000       | 5 000       |
| <b>Pracovní prostor</b> |                   |             |             |             |             |             |
| max. oběžný<br>průměr   | mm                | 1 450       | 1 450       | 2 200       | 2 200       | 3 200       |
| max. výška<br>obrobku   | mm                | 840         | 840         | 840         | 1 090       | 1 090       |



Obrázek 8: Stroje řady MCV [5]

## 5.2. Zimmermann

Firma Zimmermann se zabývá výrobou portálových obráběcích center. Všechny stroje vychází z modulární koncepce a je tedy možné pro jednotlivé stroje volit různé velikosti pojezdů, pohonů a dalšího vybavení. Stroj FZ 37 je koncepce horní gántry, jednotlivé osy jsou poháněny dvojicí pastorků a hřebene v režimu master-slave. Ke stroji jsou dodávány různé typy dvouosých frézovacích hlav dle obráběných materiálů.

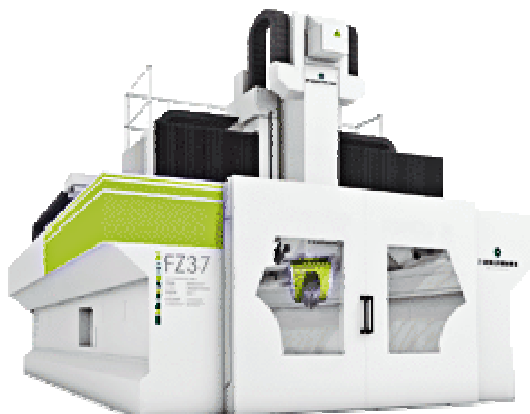
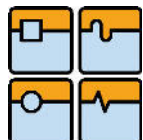
Tabulka 11: Velikostní řada stroje FZ 37 [6]

| Pojezdy |    | FZ 37      |
|---------|----|------------|
| osa X   | mm | 3000-40000 |
| osa Y   | mm | 2500-6000  |
| osa Z   | mm | 1250-3000  |

| Upínací deska      |                   |            |
|--------------------|-------------------|------------|
| rozměr X*Y         | mm                | 3000-40000 |
| maximální zatížení | kg/m <sup>2</sup> | 5 000      |





Obrázek 9: Zimmermann FZ37 [6]

### 5.3. TRIMILL

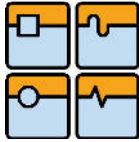
Firma TriMill vyrábí horizontální a vertikální obráběcí centra, v provedení se 3 až 7 osami. I u této firmy jsou pro tuto práci zajímavá vertikální obráběcí centra typu horního gántry s rotačním stolem pro obrobky s hmotností okolo 15t. Jedná se o řady VU, VF a VM. Stroje VU jsou pouze se 3 osami, stroje VF a VM mají 5 až 6 os.

Tabulka 12: Rozměrová řada strojů TriMill VM [7]

| Pojezdy  | VM 4525 | VM 5525 | VM 6525 | VM4535 | VM 5535 | VM 6535 |
|----------|---------|---------|---------|--------|---------|---------|
| osa X mm | 4500    | 8500    | 6500    | 5000   | 5000    | 6500    |
| osa Y mm | 2500    | 2500    | 2500    | 3500   | 3500    | 3500    |
| osa Z mm | 1250    | 1250    | 1250    | 1250   | 1250    | 1250    |



Obrázek 10: Trimill VM [7]

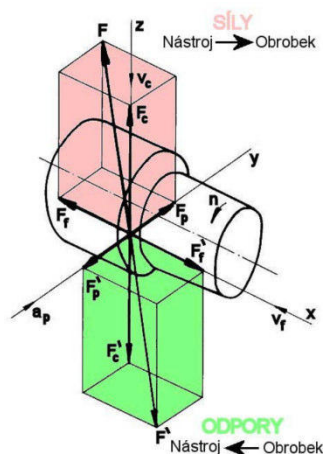


## 6. Předběžný návrh a výpočet obráběcích sil působících na stroj při obrábění

Pro další návrh stroje jsem ve spolupráci s kolegy vypracoval pro každý typ obrábění tabulku zatěžujících sil, abychom získali výchozí parametry zatížení. Na našem stroji jsme uvažovali tři základní technologie obrábění, a těmi jsou: soustružení, frézování a vrtání. Pro výpočet jednotlivých případů obrábění jsou použity nástroje od firmy GARANT [8].

### 6.1. Soustružení

Jedná se o třískové obrábění vnějších a vnitřních rotačních ploch, při kterém hlavní pohyb koná obrobek a vedlejší nástroj. Obrábí se většinou jednobřítým nástrojem. Pro vytvoření řezných parametrů byla vybrána situace podélného soustružení na průměru 1600 mm s hloubkou řezu 6 mm.



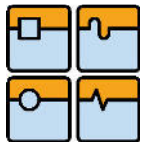
Obrázek 11: Řezné síly při podélném soustružení,  $F_c$  – řezná síla,  $F_f$  – posuvová síla,  $F_p$  – pasivní síla [9]



Obrázek 12: Nástrojový držák pro CNMG destičku [10]

### Nástroj pro soustružení:

Pro soustružení jsou uvažovány vyměnitelné břitové destičky typu CCMT pro obrábění slitin hliníku, typ CNMG pro obrábění mosazi, automatových ocelí, konstrukčních ocelí a litiny a typ SNMG pro obrábění Ni slitin a Ti slitin.

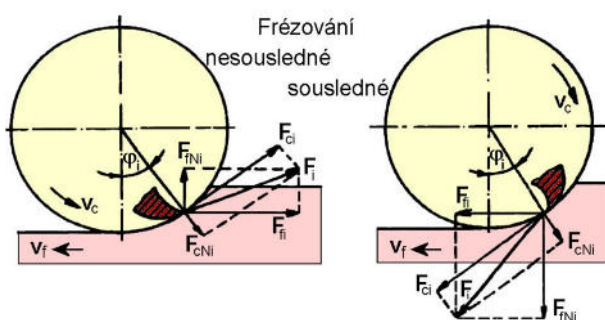


Tabulka 13: Tabulka řezných parametrů pro soustružení

| Obráběný materiál    |                      | Posuv [mm/min] | Otáčky [1/min] | Řezná rychlost [m/min] | Řezná síla na břit [N] | Krouticí moment [Nm] | Výkon [kW] |
|----------------------|----------------------|----------------|----------------|------------------------|------------------------|----------------------|------------|
| Slitiny hliníku      | 3.1324 - AlCuMg1     | 36             | 119            | 600                    | 3 398                  | 2 720                | 34,0       |
| Mosaz                | 2.0321 – CuZn37      | 19             | 32             | 160                    | 6 921                  | 5 540                | 18,5       |
| Automatová ocel      | 1.0715 - 11 SMn30    | 25             | 32             | 160                    | 10 308                 | 8 251                | 27,5       |
| Konstrukční ocel     | 1.0570 - St 52-3     | 29             | 36             | 180                    | 17 489                 | 13 998               | 52,5       |
| Středně tvrdá litina | 0.6015 - GG-15       | 30             | 50             | 250                    | 6 557                  | 5 249                | 27,3       |
| Ni slitiny           | 2.4668 - Inconel 718 | 4              | 14             | 70                     | 9 123                  | 7 302                | 10,6       |
| Ti slitiny           | 3.7115 - TiAl5Sn2    | 4              | 14             | 70                     | 3 646                  | 2 918                | 4,3        |

## 6.2. Frézování

Technologie třískové obrábění vnějších a vnitřních ploch rotačních i nerotačních obrobků vícebřitými nástroji, při kterém hlavní pochyb koná nástroj a vedlejší obrobek. Mezi základní obráběcí metody patří čelní a obvodové frézování, které se dále dělí na sousledné a nesousledné. Pro vytvoření řezných parametrů byla vybrána situace: **čelně-obvodového nesymetrického frézování**.



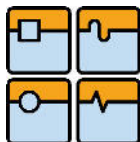
Obrázek 13: Řezné síly při frézování válcovou frézou



Obrázek 14: 45° frézovací hlava [10]

$F_i$  – celková řezná síla,  $F_{ci}$  – řezná síla,  $F_{cNi}$  – kolmá řezná síla,

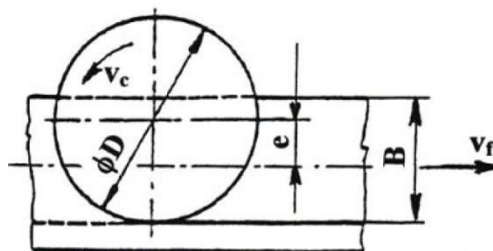
$F_{fi}$  – posuvová síla,  $F_{fNi}$  – kolmá posuvová síla [9]

**Nástroj pro frézování:**

Pro frézování je uvažována 45° frézovací hlava pro rovinné frézování (Kat. č. 214400) s vyměnitelnými břitovými destičkami SDH.0903 viz obr.7.

Tabulka 14: Zadané parametry pro frézování

|                    |        |
|--------------------|--------|
| Průměr frézy (D)   | 100 mm |
| Hloubka záběru (B) | 70 mm  |
| Počet zubů         | 12     |
| Hloubka řezu       | 3 mm   |



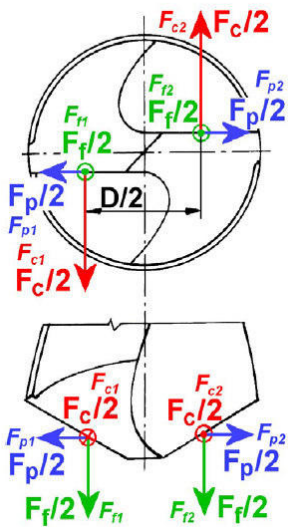
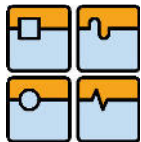
Obrázek 15: čelně-obvodové frézování nesymetrické [9]

Tabulka 15: Tabulka řezných parametrů pro frézování

| Obráběný materiál    |                      | Posuv [mm/min] | Otáčky [1/min] | Řezná rychlost [m/min] | Řezná síla na jeden břit [N] | Krouticí moment [Nm] | Výkon [kW] |
|----------------------|----------------------|----------------|----------------|------------------------|------------------------------|----------------------|------------|
| Slitiny hliníku      | 3.1324 - AlCuMg1     | 19 099         | 6 366          | 2 000                  | 1 474                        | 218                  | 145,6      |
| Mosaz                | 2.0321 - CuZn37      | 3 514          | 1 273          | 400                    | 1 696                        | 251                  | 33,5       |
| Automatová ocel      | 1.0715 - 11 SMn30    | 3 514          | 1 273          | 400                    | 1 816                        | 269                  | 35,9       |
| Konstrukční ocel     | 1.0570 - St 52-3     | 3 820          | 1 273          | 400                    | 3 735                        | 553                  | 73,7       |
| Středně tvrdá litina | 0.6015 - GG-15       | 2 636          | 955            | 300                    | 1 523                        | 226                  | 22,6       |
| Ni slitiny           | 2.4668 - Inconel 718 | 535            | 223            | 70                     | 5 039                        | 747                  | 17,4       |
| Ti slitiny           | 3.7115 - TiAl5Sn2    | 497            | 207            | 65                     | 1 967                        | 291                  | 6,3        |

**6.3. Vrtání**

Vrtání je výrobní metoda, kterou se zhotovují díry do plna nebo zvětšují již předpracované díry. Hlavní pohyb je rotační a vykonává ho obvykle nástroj (vrták), méně často obrobek. Osa vrtáku je zpravidla kolmá k obráběné ploše, na které vrták vstupuje do obráběného materiálu. Posuvový (vedlejší) pohyb, ve směru své osy, vykonává vrták.



Obrázek 16: Technologie vrtání:  $F_c$  – řezná síla,  $F_f$  – posuvová síla,  $F_p$  – pasivní síla [9]

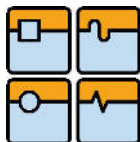
Obrázek 17: Vrták do plného materiálu s VBD [10]

### Nástroj pro vrtání:

Pro vrtání je uvažován vrták do plného materiálu (Kat. č. 235507 [8]) s vyměnitelnými břitovými destičkami (Kat. č. 23 6520 [8]), průměr vrtáku  $D=30$  mm

Tabulka 16: : Tabulka řezných parametrů pro vrtání

| Obráběný materiál    |                      | Posuv [mm/min] | Otáčky [1/min] | Řezná rychlost [m/min] | Řezná síla na jeden břit [N] | Kroutící moment [Nm] | Výkon [kW] |
|----------------------|----------------------|----------------|----------------|------------------------|------------------------------|----------------------|------------|
| Slitiny hliníku      | 3.1324 - AlCuMg1     | 543            | 3 395          | 320                    | 3 037                        | 23                   | 16,2       |
| Mosaz                | 2.0321 – CuZn37      | 700            | 3 183          | 300                    | 4 724                        | 35                   | 23,6       |
| Automatová ocel      | 1.0715 - 11 SMn30    | 849            | 3 395          | 320                    | 5 777                        | 43                   | 30,8       |
| Konstrukční ocel     | 1.0570 - St 52-3     | 573            | 2 865          | 270                    | 9 075                        | 68                   | 40,8       |
| Středně tvrdá litina | 0.6015 - GG-15       | 584            | 2 334          | 220                    | 4 768                        | 36                   | 17,5       |
| Ni slitiny           | 2.4668 - Inconel 718 | 80             | 796            | 75                     | 8 605                        | 65                   | 10,3       |
| Ti slitiny           | 3.7115 - TiAl5Sn2    | 74             | 743            | 70                     | 3 334                        | 25                   | 3,9        |

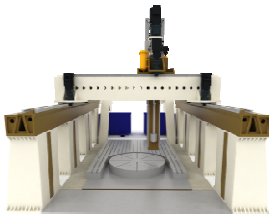


## 7. Návrh stavebnicové struktury stroje

Návrh stavebnicové struktury strojů se provádí kvůli variabilitě stroje vzhledem k zákazníkovi. U strojů, které jsou navrženy stavebnicovou strukturou, lze poměrně jednoduše měnit určité parametry. Části strojů, které lze navrhovat stavebnicově, jsou například:

- Délka posuvové osy
- Typ upínacího stolu
- Konstrukce smykadla
- Typ vřetena
- Volba příslušenství
- Výměna nástrojů
- Pohon vřetene

Tabulka 17: Tabulka rozměrů navrhovaného stroje

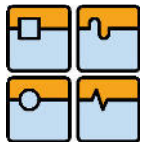
|  | Řada stroje<br>Průměr upínací desky [mm] |        |        |        |        |
|--|--|--------|--------|--------|--------|
|  | 1000                                     | 1250   | 1600   | 2000   | 2500   |
| Maximální průměr obrobku [mm]  | 1000                                     | 1250   | 1600   | 2000   | 2500   |
| Maximální výška obrobku [mm]   | 1000                                     | 1250   | 1500   | 1800   | 2000   |
| Max. posuv v x [mm]  | 1700                                     | 1950   | 2300   | 2700   | 3200   |
| Max. posuv v y [mm]  | 3600                                     | 3850   | 4200   | 4600   | 5100   |
| Max. posuv v z [mm]  | 1650                                     | 1650   | 1650   | 2150   | 2650   |
| Maximální otáčky upínací desky [1/min]   | 450                                      | 380    | 280    | 180    | 100    |
| Maximální hmotnost obrobku [kg]  | 5 000                                    | 10 000 | 15 000 | 20 000 | 25 000 |

### 7.1. Délka pojezdu os

X – posuv kolmý ke stěnám stroje. Jeho úprava vyžaduje pevnostní kontrolu nebo přestavění příčnic kvůli větším ohybovým momentům.

Y – posuv podél stěn stroje. Tento rozměr bývá upravován za použití dalších sloupů a zvětšením délky lineárního vedení stroje.

Z – posuv ve směru smykadla. Řešeno úpravou konstrukce smykadla.



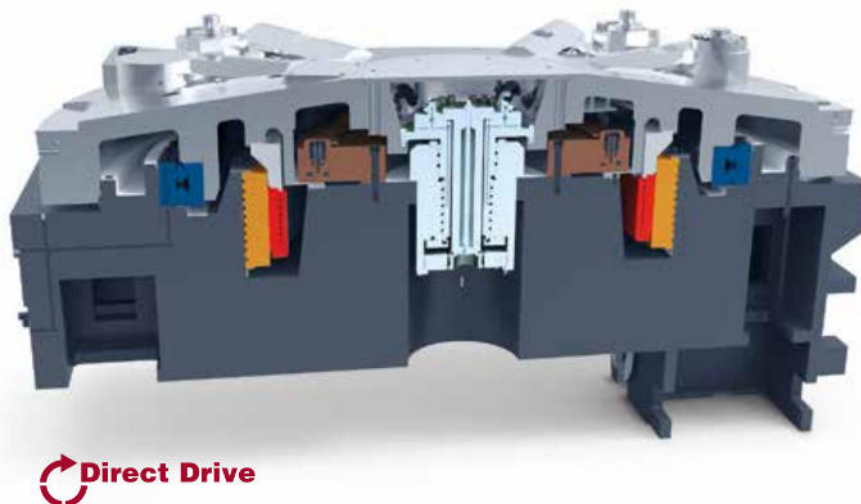
## 7.2. Typ stolu

### 7.2.1. NC soustružnický stůl s ozubeným převodem

Navržená standardní varianta stroje s pohonem stolu za pomoci dvou motorů v režimu Master-Slave. Tato optimální varianta je navržena pro svoji univerzálnost, kdy je umožněno zákazníkovi provozovat jak těžké hrubování, tak také i dokončovací soustružení.

### 7.2.2. NC soustružnický stůl s přímým pohonem

Pokud zákazník nevyužije nebo nepotřebuje vysoký krouticí výkon soustružnického stolu, lze s úspěchem využít řešení přímé integrace pohonu do tělesa stolu. Tento přímý pohon, skládající se ze statoru připevněného k základně stolu a rotoru připevněného k desce stolu, dosahuje podstatně vyšších maximálních otáček, zrychlení a také vyšší účinnosti celého pohonu. Avšak jeho primární nevýhodou je násobně menší krouticí výkon a tím i menší maximální velikost třísky. Tento typ pohonu však splňuje všechny požadavky pro obrábění lehkých slitin či pro dokončovací operace.



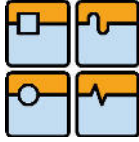
Obrázek 18: Soustružnický stůl s přímým pohonem od firmy DMG [11]

### 7.2.3. NC indexovací stůl

Pro požadavky zákazníka obrábění velmi těžkého obrobku a otáčení obrobku kolem osy C, lze na místo navrženého soustružnického stolu navrhnout pomaluběžný indexovací stůl. Tento stůl bude dosahovat podstatně vyšší maximální únosnosti, avšak zachová si možnost otáčení obrobku pro technologické účely. Konstrukční úpravy vysoké nosnosti však zamezí použití tohoto stroje jako svislého soustruhu. Jako pohon může sloužit například výkonný motor spojený se stolem šnekovým převodem.

### 7.2.4. Pevný frézovací stůl

V některých případech směřují požadavky zákazníka k potřebě klasického portálového stroje s pevným stolem, tedy jeho klasickou verzi bez soustružnického otočného stolu. Na tento stůl lze pak například umístit speciální vodorovný otočný stůl s pinolou. Tato varianta stroje s tímto speciálním příslušenstvím, lze využít například pro obrábění vrtulí či lopatek lodních šroubů.



Obrázek 19: 4 osé obrábění vrtule [3]

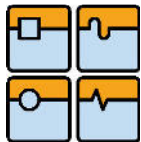
#### 7.2.5. Výměna palet na soustružnickém stole

Pro případy obrábění větších sérií nebo tam, kde to vyžaduje a umožňuje tvar obrobku, lze i na soustružnický vodorovný stůl nainstalovat systém výměny palet. Tento systém by však vyžadoval poměrně velké úpravy konstrukce stroje, například vytvoření dráhy výměníku palet přímo do stroje. Dále lze také očekávat, že takto vybavený soustružnický stůl bude dosahovat menších výkonových parametrů. A to konkrétně nižší nosnost, menší maximální otáčky stolu a také menší upínací prostor.



Obrázek 20: Systém výměny palet na portálovém stroji DMG [11]



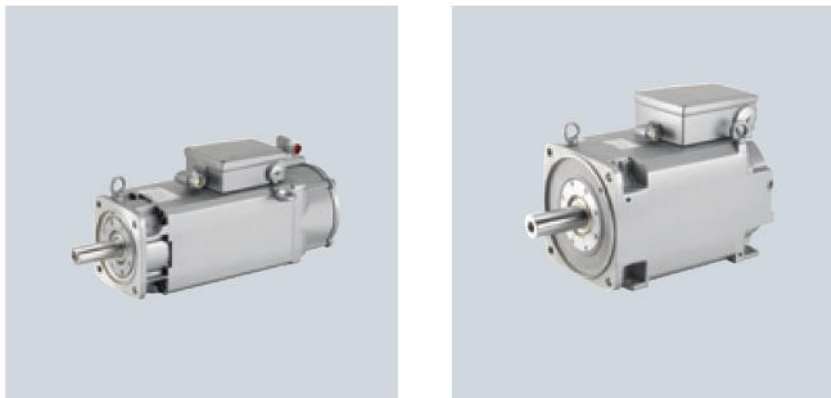


### 7.3. Pohon vřetene

Pohon vřetene lze podle požadavků zákazníka a technologii obrábění měnit. Lze například využít výkonnějšího motoru se zachováním většiny komponent smykadla.

#### 7.3.1. Změna motoru vřetene s jinou charakteristikou

Výkonnější motor s větším krouticím momentem však bude podstatně více namáhat soustavu pohonu osy Z. Tato varianta stroje bude tedy nabízet menší rychlosti a zrychlení posuvů os.



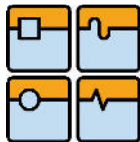
Obrázek 21: Výkonová řada pohonů firmy Siemens [12]

#### 7.3.2. Vřeteno pro obrábění Al a dokončovací operace

S podstatně více se lišící konstrukcí stroje v oblasti smykadla lze také nabídnout zákazníkovi pohon vřetene za pomoci přímo zabudovaného synchronního elektromotoru. Tento způsob pohonu by zákazník využil pouze při obrábění obrobků z lehkých slitin. Takto navržené vřeteno nabízí vysoké maximální otáčky vřetene, vysoký maximální výkon avšak násobně menší maximální krouticí moment. Tento druh vřetene tedy není vhodný pro hrubování ocelí a obrábění těžkoobrobitelných slitin.



Obrázek 22: Built-in motor od firmy Siemens [12]



### 7.3.3. Systém výměnných frézovacích NC hlav

Stroj může být také vybaven zařízením pro upnutí frézovacích NC hlav s jeho automatickou výměnou. Stroj s touto úpravou se tedy stává plnohodnotně 5-osým. Systém výměnných hlav lze však také využít při potřebě obrábění v těžce dostupných otvorech.



Obrázek 23: Alternativní typy frézovacích hlav jako příslušenství stroje DMG [11]

### 7.4. Zásobník a výměna nástrojů

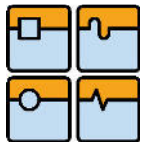
Prostorová orientace zásobníku nástrojů je daná konstrukčním uspořádáním stroje. U stroje řešeného v této práci, můžeme použít libovolnou variantu, protože se zásobník nachází mimo prostor stroje. Avšak konstrukčně a ekonomicky vhodné jsou varianty jako je řetězový zásobník nástrojů s manipulátorem pro výměnu nástroje. Tool arena s robotickým manipulátorem pro výměnu nástrojů, policový zásobník s pickup manipulátorem a v této práci zpracovaný diskový zásobník nástrojů. Všechny tyto varianty se liší kapacitou nástrojů, prostorovým záborem a také v neposlední řadě cenou celého řešení.

#### 7.4.1. Řetězový dopravník

Druh zásobníku nástrojů používaný u většiny konvenčních CNC, jeho výhodou je poměrně levná konstrukce při středně velké kapacitě nástrojů. Nevýhodou je jeho prostorově náročné řešení. Tento typ zásobníku nástrojů je vhodný u tohoto stroje pro středně sériovou výrobu součástí.

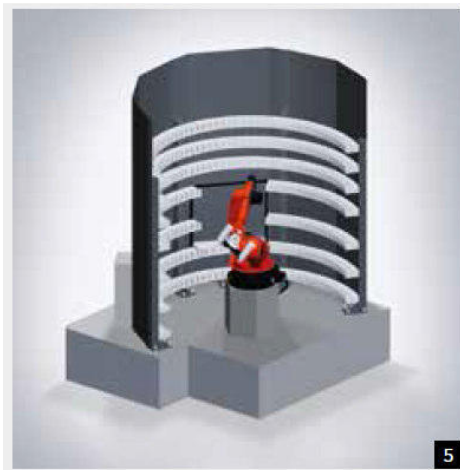


Obrázek 24: Standardní řetězový zásobník nástrojů u stroje DMG [11]



#### 7.4.2. Tool arena s robotickým manipulátorem

Moderní druh zásobníku nástrojů využívající antropomorfního manipulátoru. Tento manipulátor může zakládat nástroj do vřetene na přímo nebo pomocí dalšího jednoduchého manipulátoru s pick-up řešením. Tento typ je prostorově úsporný a umožňuje skladování velkého množství nástrojů na poměrně malém prostoru. Tato varianta je vhodná pro velkosériovou výrobu nebo pro výrobu obrobku s velkým množstvím technologických nástrojů.



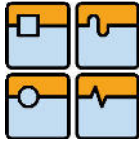
Obrázek 25: Extrémní kapacita zásobníku nástrojů u stroje DMG [11]

#### 7.4.3. Policový zásobník

Tento typ zásobníku nástrojů lze využít i jako druhý zásobník nástrojů na stroji, v tomto zásobníku by se skladovali tvarově a prostorově náročnější nástroje. Nástroje jako jsou vyvrtávací hlavy, obrážecí a protahovací trny, frézy s kotoučovým nástrojem. U tohoto zásobníku musí být navržen speciální manipulátor, který by byl schopen takto velký nástroj umístit do pracovního prostoru stroje. Takto řešený zásobník je prostorově náročný a je tedy vhodný, pouze pokud je potřeba sériového obrábění se speciálními nástroji.

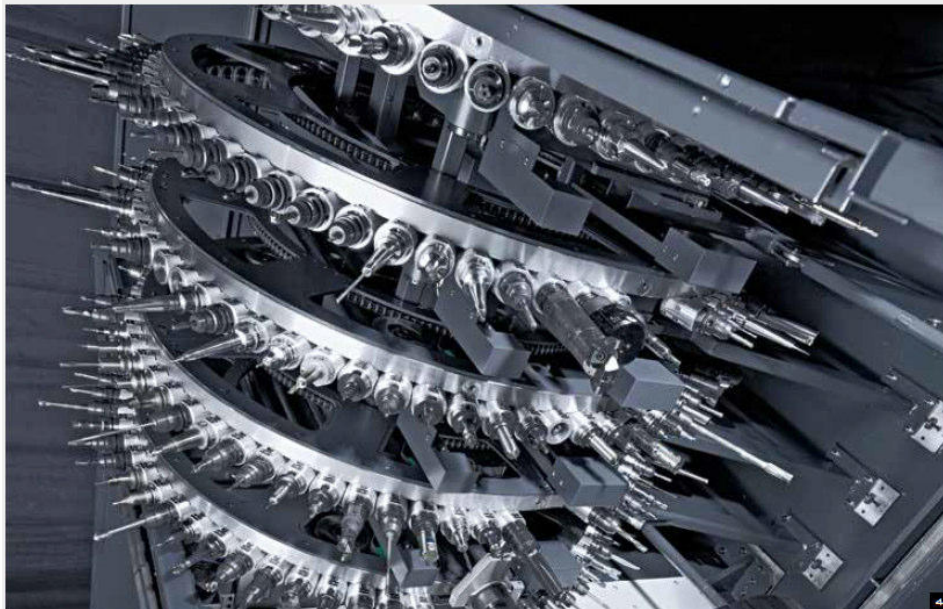


Obrázek 26: Policový zásobník DMC Portal firmy DMG [11]



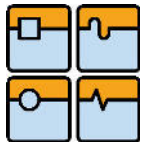
#### 7.4.4. Diskový zásobník

Zpracovávaná varianta zásobníku nástrojů. Tento zásobník umožňuje nejrychlejší možnou výměnu nástrojů, ale je o něco méně kapacitní než například Tool Arena.



Obrázek 27: Diskový násobný zásobník stroje DMG 210 P [11]

Toto řešení obsahuje otočný manipulátor, který přiveze do prostoru vřetene nový nástroj a při jednom kroku vloží nový nástroj a zároveň odebere starý nástroj z vřetene. Příprava nového nástroje a umístění starého nástroje se děje ve vedlejším čase stroje. Tento typ AVN je tedy vhodný i pro větší série obrobků nebo pro obrábění s často se měnícím nástrojem.



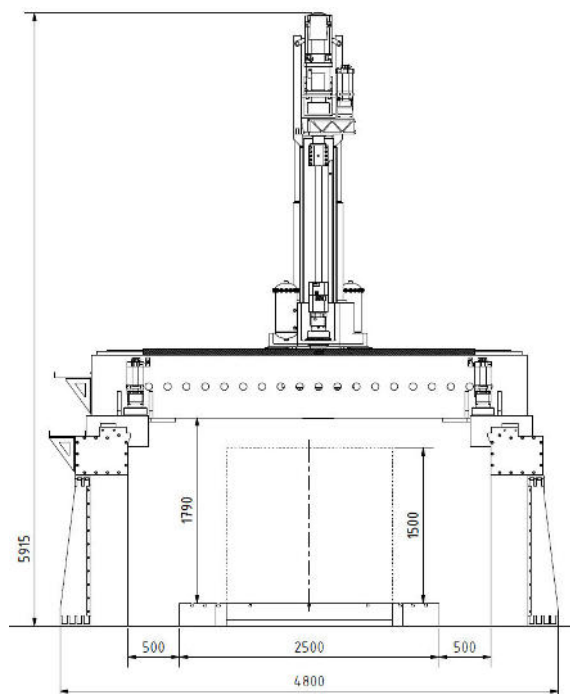
## 8. Volba rozměrů pracovního prostoru stroje

Prvním krokem k návrhu stroje je zvolení velikosti pracovního prostoru, podle kterého se přizpůsobují navazující rozměry stroje. Výchozí varianta pro rozpracování byla zvolena z tabulky č.18. Jde o řadu stroje 1600. **Výchozími parametry jsou:**

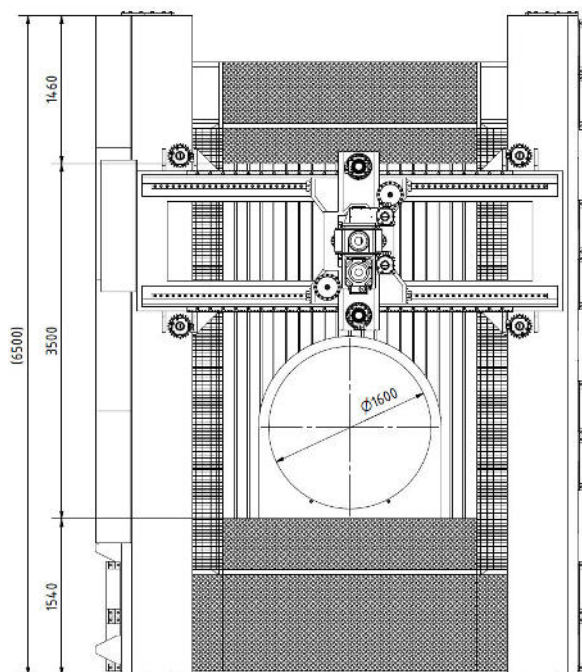
Tabulka 18: Parametry stroje 1600

|  |        |
|--|--------|
| Maximální průměr obrobku [mm]          | 1600   |
| Maximální výška obrobku [mm]           | 1500   |
| Max. posuv v x [mm]                    | 2300   |
| Max. posuv v y [mm]                    | 4200   |
| Max. posuv v z [mm]                    | 1650   |
| Maximální otáčky upínací desky [1/min] | 280    |
| Maximální hmotnost obrobku [kg]        | 15 000 |

Podle výše uvedených parametrů byly určeny potřebné rozměry pracovního prostoru a rozměry stroje.

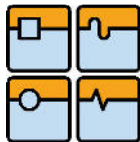


Obrázek 28: Přední pohled pracovního prostoru



Obrázek 29: Horní pohled pracovního prostoru

Touto kapitolou končí společná část práce. V následujících kapitolách je zpracována má vlastní část práce, která se zabývá pohybovými osami nástroje.

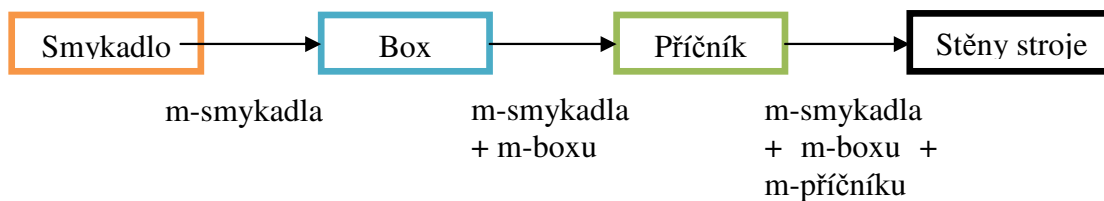


## 9. Pohybové osy nástroje a jejich návrh

V této kapitole budu popisovat návrh a konstrukci pohybových os nástroje a zaměřím se i na konstrukci rámových dílů. Hlavními konstrukčními uzly jsou 4 základní rámové díly a jejich pohony. Jedná se o smykadlo, suport, příčník a stěny stroje. Na rámové díly jsou kladeny vysoké nároky na statickou a dynamickou stabilitu, dále pak například na vysokou tuhost a odolnost proti opotřebení. Tyto všechny vlastnosti může konstruktér ovlivnit správnou volbou parametrů, jako jsou například:

- Kvalitní materiál
- Vhodná typologie (žebrování, tvarování, proporce dílců, tloušťky stěn)
- Spojení mezi díly (množství, typ, kvalita)

Nejtěžší na konstrukci těchto dílů je jejich návrh a následná optimalizace. Je to z důvodu neznalosti výpočtových modelů a vazeb, které by popisovali reálný systém. Návrh bude probíhat od nástroje ke stěnám stroje. Při návrhu stroje opačným směrem může dojít k chybám, kvůli neznalosti navazujících sestav. Jde především o hmotnosti, konstrukční uspořádání a jejich velikost. Proto je postup návrhu následující:

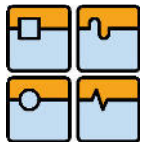


Celý návrh stroje se odvíjí od parametrů a požadavků, které na stroj klademe. V mém případě se jedná o tyto parametry:

|                                    |  |
|------------------------------------|--|
| <b>Posuv v ose X</b>               | <b>4200 mm</b>   |
| <b>Posuv v ose Y</b>               | <b>2300 mm</b>   |
| <b>Posuv v ose Z</b>               | <b>1650 mm</b>   |
| <b>Zrychlení lineárních os</b>     | <b>3-5 m/s<sup>2</sup></b>   |
| <b>Maximální zatížení smykadla</b> | <b>17500 N a 3000Nm (soustružení)<br/>10000N a 1000 Nm (frézování)</b> |

Tabulka 19: Parametry stroje

Při volbě materiálů na konstrukci těchto dílců jsem vybíral z kovových slitin. Nekovové materiály jsou v konstrukci takto velikých strojů zatím používány velmi málo s výjimkou betonových. Především jde o jejich cenu a prozatím nedokonalou znalost jejich chování. Podrobné materiálové možnosti popíšu samostatně u každého dílce.



Tabulka 20: Vlastnosti vybraných materiálů [2]

|  | Ocel     | Litina   | Polymerbeton | HPC beton |
|--|----------|----------|--------------|-----------|
| Měrná hmotnost [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ] | 7850     | 7200     | 2300-2500    | 2200-2500 |
| Poissonova konst.                                | 0,3      | 0,-03    | 0,25-0,3     | 0,2-0,3   |
| E-modul [GPa]                                    | 210      | 70-10    | 30-44        | 50-60     |
| Pevnost v tahu [MPa]                             | 400-1600 | 150-400  | 10-40        | 8-10      |
| Pevnost v tlaku [MPa]                            | 250-1200 | 700-1200 | 140-160      | 100-200   |
| Pevnost v ohybu [MPa]                            | 150-600  | 100-300  | 15-50        | 3-8       |
| Délková roztažnost [ $10^{-6}/\text{K}$ ]        | 11-18    | 10       | 9-18         | 10,6      |
| Dekrement útlumu                                 | 0,002    | 0,003    | 0,02-0,03    | 0,02-0,03 |

## 10. Pohony a vedení lineárních os

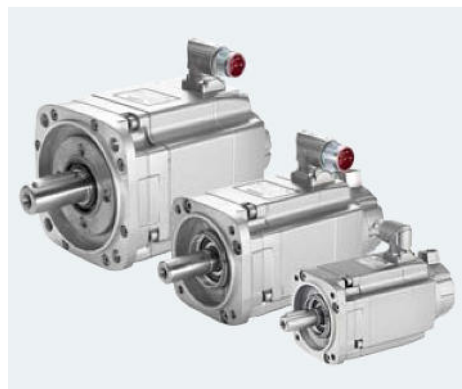
V této kapitole budou přiblíženy problematiky jednotlivých technologií pohonů a vedení lineárních os.

### 10.1. Pohony

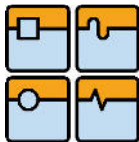
Pohon je obecný pojem pro mechanismus přeměny energií. Pohony se mohou rozdělit podle způsobu, jaká energie je pro pohon dodávána, podle jakých principů je energie převáděna na mechanickou práci a samotnou realizaci pohonu. Většinou se jedná o přeměnu mechanické, tlakové, tepelné nebo elektrické energie na mechanickou práci, tudíž se nějaký systém uvádí do pohybu. U strojů se v dnešní době k pohonům využívají výhradně elektromotory, hydromotory se používají jen ve speciálních situacích. Každý typ pohonu má své výhody i nevýhody, které konstruktér musí dobře znát, aby je mohl správně využít.

#### 10.1.1. Elektromotory

V dnešní době se jedná o nejrozšířenější základní zdroj mechanické energie. Jedná se o elektrický točivý nebo lineární stroj sloužící k přeměně elektrické energie na mechanickou práci. Elektromotory pracují na principu silových účinků, které jsou vyvolány magnetickým polem. Tyto síly vytváří krouticí moment na hřídeli motoru, která je přes převodové mechanismy převáděna na pohony. Další výhodou je jejich jednoduchost řízení.



Obrázek 30: Servomotory Siemens [12]



### 10.1.2. Hydromotory

Hydromotory se pro své specifické vlastnosti u obráběcích strojů moc nepoužívají. Jde především o nízké otáčky, vysoké momenty a složitější řízení.



Obrázek 31: Axiální pístový hydromotor firmy Pelikán Vrchlabí [13]

## 10.2. Pohony os

Do této kategorie spadají pohony os jako jsou kuličkové šrouby, hřebeny s pastorky, lineární motory, hydrostatický šnek a další. Pro stroj, který je předmětem této práce, bude uvažováno pouze nad pohony kuličkovým šroubem a pastorkem s hřebenem.

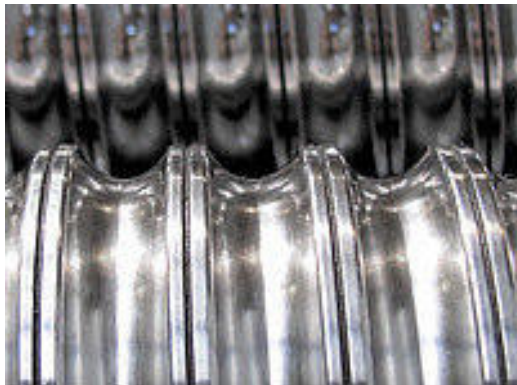
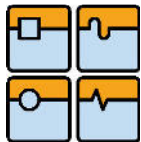
### 10.2.1. Kuličkový šroub a matice

Princip technologie kuličkového šroubu a matice je kombinace klasických posuvových šroubů, v kterých je implementován nekonečný oběh valivých elementů. Díky valivému odporu získávají šrouby lepší účinnost, dynamické vlastnosti a nižší potřebný moment pro pohon. Účinnost kuličkových šroubů se pohybuje okolo 90%. Negativními vlivy valivého vedení jsou hlavně ztráta samosvornosti a nižší dynamická a statická únosnost než u šroubů klasických. Konstrukčně se dále šrouby dělí podle technologie výroby a typu profilu. Méně přesné kuličkové šrouby se vyrábí válcováním a okružováním (IT5) a nejpřesnější kuličkové šrouby jsou vyráběné broušením. U broušených šroubů lze dosáhnout přesnosti až IT1.

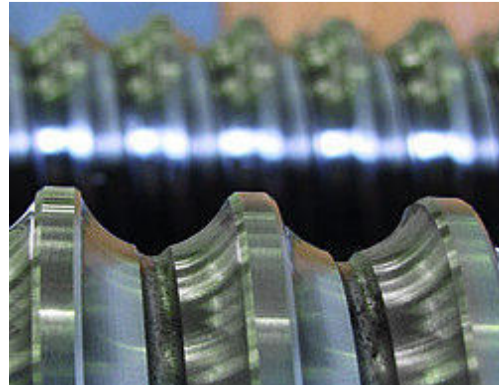
**Kruhový profil** – jedná se o základní profil kuličkového šroubu viz obr.4 , při kterém dochází k dvoubodovému styku mezi maticí, kuličkou a šroubem. Díky této vlastnosti vzniká malá styková plocha a vysoké zatížení, které způsobuje nízkou životnost těchto šroubů.

**Gotický profil** – vychází z klasického gotického lomeného oblouku. Závit se skládá ze dvou kruhových ploch a drážky viz obr.34. Díky tomuto profilu se vytváří mezi maticí, kuličkou a šroubem čtyřbodový styk. Tato vlastnost šroubu zaručuje nižší zatížení a deformaci kuličky a s tím spojenou vyšší životnost celého šroubu. Dalšími výhodami tohoto profilu jsou lepší mazací vlastnosti a možnost předepnutí matice.



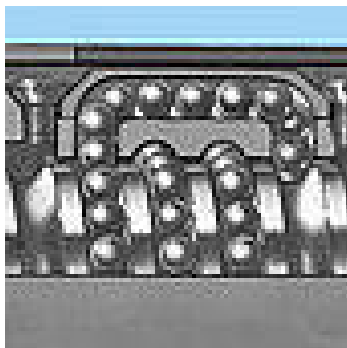


Obrázek 32: Kruhový profil KS [14]



Obrázek 33: Gotický profil KS [14]

Kuličkové šrouby se u přesných obráběcích strojů používají jen v omezené délce posuvu. Tato vlastnost je dána torzní tuhostí šroubu, kdy při vyšších krouticích momentech dohází k velkým torzním nepřesnostem, se kterými musí konstruktér počítat. Konstrukčně se kuličkový šroub provádí se stacionární maticí a poháněným šroubem, nebo naopak. O pohon kuličkového šroubu se stará servomotor, který se připojuje pomocí ozubených kol, řemeny, vloženou převodovkou nebo je motor připojen přímo pouze se spojkou.



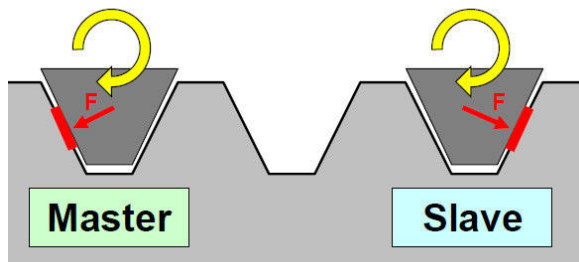
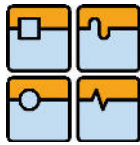
Obrázek 34: Princip převodu kuliček v KS [14]



Obrázek 35: Poháněná matice od firmy Ina-Fag [15]

### 10.2.2. Hřeben s pastorkem

Pohon pomocí technologie hřebenu a pastorků nalézá uplatnění u pohonů os, u kterých nelze použít kuličkový šroub nebo jakýkoliv jiný pohon z důvodů velké délky posuvu, rychlosti otáčení šroubu nebo nízké tuhosti celku. Hřeben s pastorkem mají vyšší účinnost než kuličkový šroub ale nižší tuhost, která je způsobena vůlí mezi hřebenem a pastorkem. Proto je nutnost tuto vůli vymezovat. Lze jej vymezovat mechanicky i nemechanicky. Mezi mechanické vymezení vůle patří dělený pastorek nebo převodovka s vymezovacím kolem. Dnes nejpoužívanější metodou vymezování je využití dvou pohonů v režimu Master Slave, kdy Slave pohon působí proti směru pohonu Master a vymezuje tím vůli, která vzniká mezi pastorky a hřebenem viz. obr.37.



Obrázek 36: Princip funkce Master Slave [2]

### 10.2.3. Další technologie pohonů

U velkých obráběcích strojů, které posouvají velmi velkými hmotami lze uvažovat nad pohonem hydrostatickým šnekem. Tento typ pohonu vykazuje velmi nízké hodnoty tření a velmi vysokou tuhost. U navrhovaného stroje je však využití této technologie zbytečné a plně vystačuje pohon pomocí šroubů nebo hřebců.

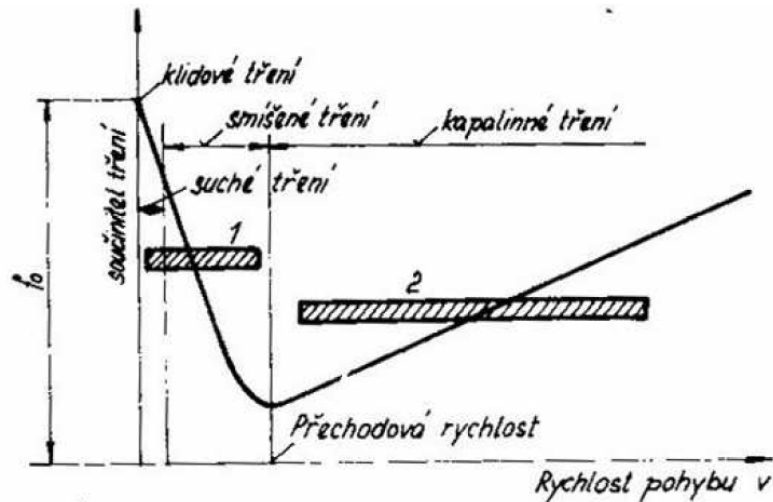
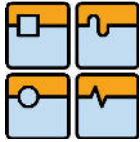
Další možnou technologií posuvu jsou lineární motory. Ty vykazují sice vysoké dynamické parametry, bohužel jsou dimenzovány pouze k posuvu malých hmot a na navrhovanou konstrukci se nehodí.

### 10.3. Vedení lineárních os (pohyblivá spojení)

Pohyblivými spojeními se označují ty části OS, které slouží k realizaci relativního pohybu nástroje vůči obrobku v pracovním prostoru stroje. Přesnost, kvalita a provedení stykových ploch nebo jejich zpracování mají velký vliv na výslednou tuhost a přesnost stroje. Proto se musí dbát na vysoké kvalitě zpracování a správné volbě typu vedení. Mezi typy vedení lze zařadit kluzné, valivé a hydro/aerostatické uložení. Každý tento typ uložení má své výhody a nevýhody, které umožňují nebo zamezují jejich využití při konstrukci stroje.

#### 10.3.1. Kluzné (Hydrodynamické)

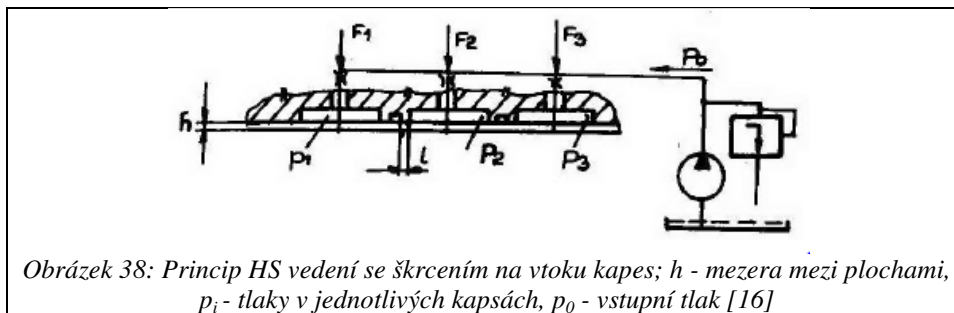
Kluzné vedení je nejjednodušším provedení styku dvou soustav stroje. Tento typ vedení je závislý na kvalitě provedení stykových ploch a použitém materiálu. Nevýhodou tohoto typu uložení je vysoký a nekonstantní průběh třecího odporu, který vytváří při pohybu takzvaný **slipstick** – trhavý pohyb. Tato vlastnost jde ovlivnit dobrým mazáním stykových ploch. Výhodou těchto uložení je především jednoduchost výroby, velmi malý zástavbový prostor a vysoká tuhost, která je dána velkou stykovou plochou.

Obrázek 37: Závislost třecího odporu  $f$  na rychlosti posuvu [16]

Mezi základní typy kluzných vedení patří trojboké, čtyřboké a kruhové. Všechny tyto typy se dají kombinovat, výsledkem kombinací jsou vedení prizmatická, rybinová a kombinovaná. Pro nejlepší přesnosti vedení je nutnost vymezení vůlí, které se provádí pomocí stavěcích šroubů, vymežovacích podložek nebo například stavěcí lištou.

### 10.3.2. Hydrostatické a aerostatické

Hydrostatické vedení se vyznačuje velmi malým součinitelem kapalného tření  $f_0=0,000005$  při velkém rozsahu rychlostí. Technologie spočívá v přivedení tlakového oleje do kapsy, z které olej uniká mezerou  $h$  stykovými plochami a dochází ke kapalnému tření. Olej je následně sběrnými kanály odváděn do nádrže.

Obrázek 38: Princip HS vedení se škrcením na vtoku kapes;  $h$  - mezera mezi plochami,  $p_i$  - tlaky v jednotlivých kapsách,  $p_0$  - vstupní tlak [16]

#### Výhody HS vedení:

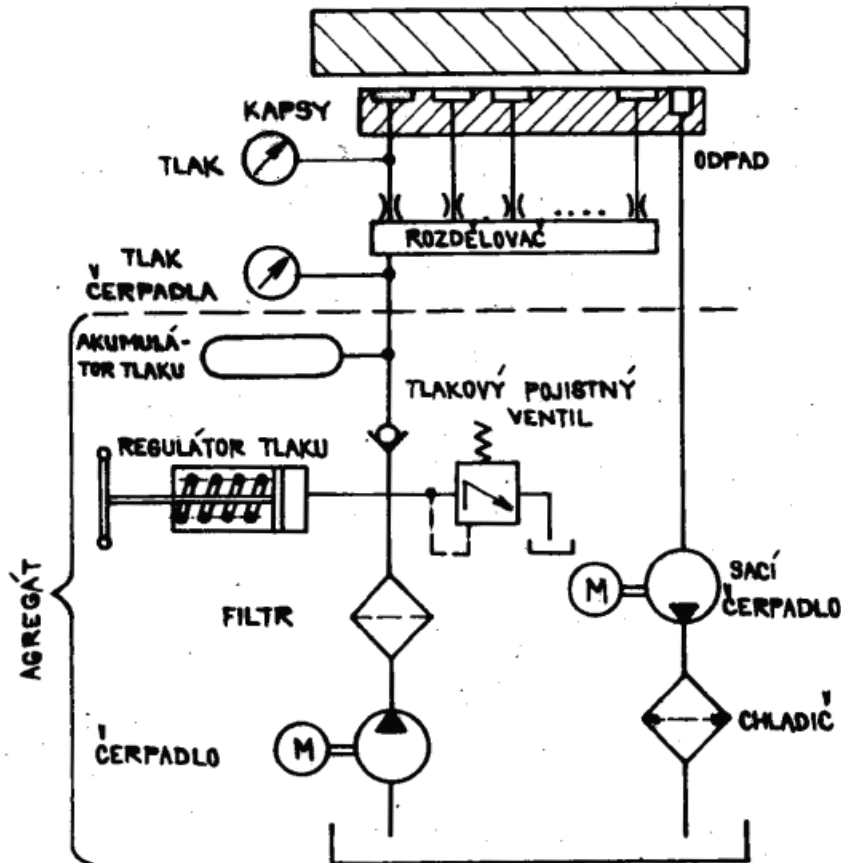
- Vysoká tuhost vedení
- Velmi malé třecí odpory
- Chlazení stykových ploch
- Vysoká životnost

#### Nevýhody HS vedení:

- Použití hydraulické kapaliny, oleje



- Vysoké požadavky na utěsnění systému
- Hydraulický obvod

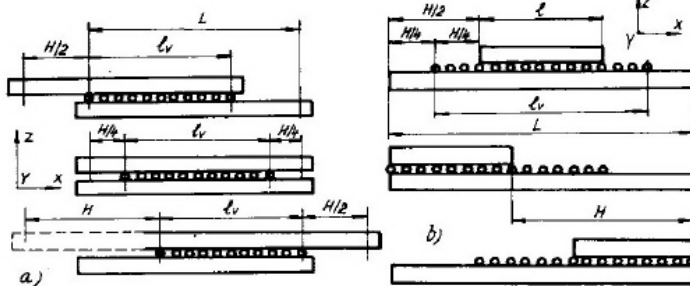
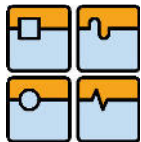


Obrázek 39: Příklad HS vedení s příslušenstvím [16]

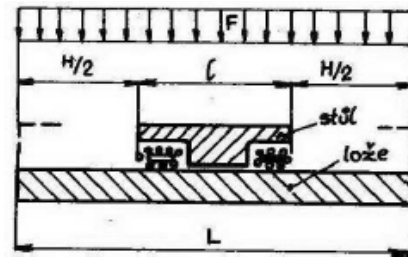
Aerostatické vedení je velmi podobné jako hydrostatické, jen je přiváděným médiem stlačený vzduch a zatížení nesmí být tak vysoké. Výhodou tohoto vedení je téměř nulový odpor

### 10.3.3. Valivé

S rozvojem automatizace se zvyšují nároky na dokonalou plynulost pohybů a co nejmenší velikost posuvu při najíždění do přesné polohy. Tyto speciální požadavky nejsou splnitelné pomocí třecích vedení, protože v nich vzniká trhavý pohyb. Proto se u nejpřesnějších strojů začalo používat vedení s valivými elementy. Valivé elementy se používají v podobě kuliček, válečků, jehel, soudečků nebo kuželků. Pro lineární osy se nejvíce využívá kuliček a válečků. Další rozdělení valivých vedení je na vedení s omezeným a neomezeným posuvem a na vedení předepnutá a nepředepnutá.

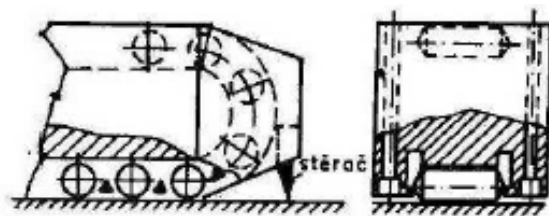


Obrázek 40: Princip omezeného valivého vedení [16]

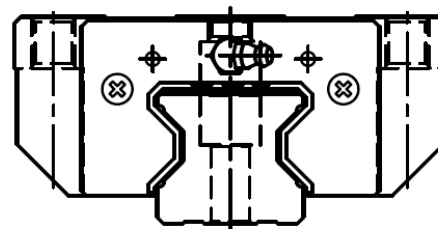


Obrázek 41: Princip neomezeného valivého vedení [16]

V dnešní době se již valivá vedení s omezeným posuvem moc nevyužívají a nahradili je valivé bloky, které mají uzavřený oběh elementů. Vyrábí se ve formě jednostranných nebo vícestranných s profilovými lištami viz. obrázek 43.



Obrázek 42: Jednostranný valivý blok [16]



Obrázek 43: 4 stranný valivý blok INA-FAG, uložení do O [15]

#### Výhody valivých vedení [16]:

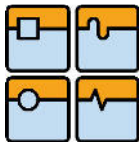
- Menší součinitel tření – valivý odpor
- Minimální opotřebení – dlouhá životnost
- Možnost vymezení vůlí a předeprnutí
- Vysoká přesnost pohybu i při malých rychlostech

#### Nevýhody valivých vedení [16]:

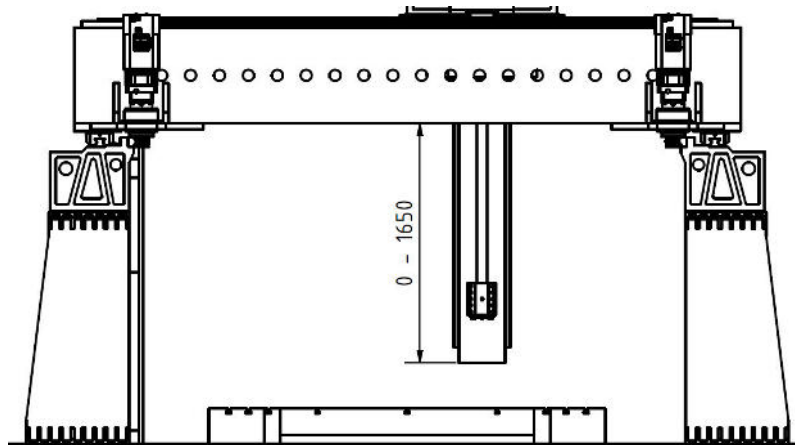
- Vysoká náročnost na výrobu – vysoká cena
- Větší rozměry než kluzné vedení
- Menší tlumící schopnost

### 11. Výběr pohonů

U stroje, který je navrhován v této práci, budou využity pro pohon servomotory od firmy Siemens z řady SIMOTICS servomotors. Jsou určeny pro výrobní stroje a mnoho firem tyto motory používá. Pro pohon horizontálních os budou použity hřebeny s pastorky od firmy Stöber z výrobních řad ZTRS a ZTR. Jsou to převodovky přímo určené pro výrobní stroje a výrobce zaručuje vysokou přesnost a kvalitu provedení. Pro svislou osu byl zvolen kuličkový šroub a matice. Jako prvky vedení byly vybrány lineární profilové valivé bloky od firmy INA-FAG z důvodu jednoduchosti návrhu navazujících dílů.



## 12. Příčnickový suport – smykadlová část

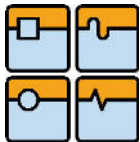


Obrázek 44: Nákres vysunutí smykadla

Jedná se o svislou obráběcí osu, tudíž je stroj primárně určen na obrobky skříňového typu. Na stroji se jedná o osu Z tedy o soustružnickou osu. Požadavky na smykadlo jsou velmi vysoké. Především jde o dokonalou radiální tuhost, a proto musí být navrženo tak, aby vydrželo statické a dynamické zatížení od obráběcích sil soustružení a frézování při největším vysunutí smykadla 1650mm. Problematika soustružení na těchto strojích je velmi komplikovaná, protože soustružíme s nástrojem, který je od nejbližšího uložení poměrně vzdálen a tímto dochází v uložení smykadla k velkým ohybovým momentům a na konci k velkým průhybům. Zajištěním dobré statické tuhosti celku zaručíme vysokou přesnost relativní dráhy nástroje proti obrobku a tím i dosažitelné přesnosti obrábění. Odolnost stroje proti vzniku všech forem chvění (volné, vynucené, samobuzené) určuje využitelný výkon stroje a dosažitelnou jakost obrobku [16] [2].

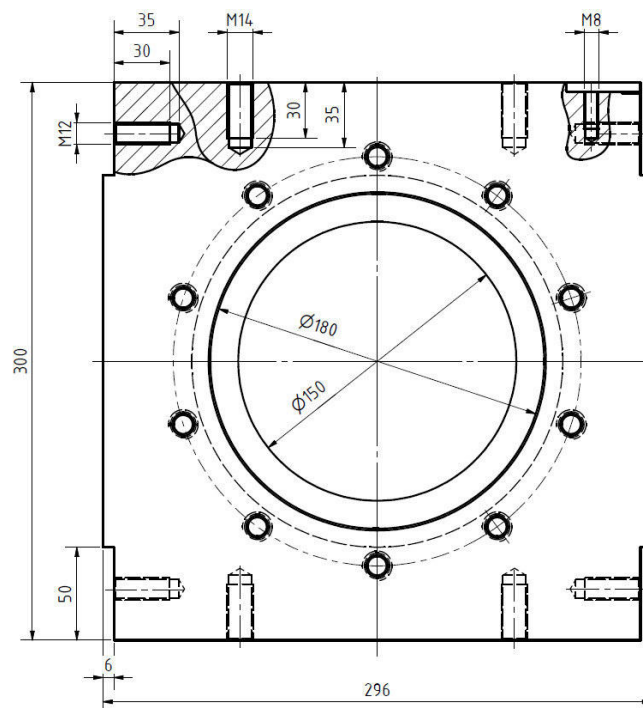


Obrázek 45: Smykadlo stroje TriMill VM 6535 [7]



### 12.1. Konstrukce smykadla

Konstrukce smykadel se liší dle kinematického uspořádání konstrukcí různých strojů. U některých strojů je smykadlo vyrobeno jako odlitek, u jiných strojů jako ocelový nebo kovaný profil. Kvůli vysokému statickému i dynamickému zatěžování na ohyb a krut, a zároveň požadavek na co nejmenší rozměry, nemůže být využito konstrukce odlitku. V navrhovaném případě bude použita konstrukce viz. obr.47. Základem bude kovaný čtvercový profil 300 x 300 mm. Na navrhovaném stroji je smykadlo hlavním konstrukčním uzlem, protože má největší vliv na celkovou tuhost stroje a s tím související přesnost obrábění. Na smykadle budou namontovány 4 vodící kolejnice (M12), domky na uložení kuličkových šroubů (M14) a odměřování (M8). Dále bude ve smykadle uloženo tubusové obráběcí vřeteno a vnitřní torzní tyč s vlastním uložením.



Obrázek 46: Profil smykadla

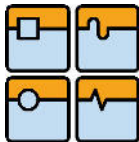
### 12.2. Pevnostní kontrola smykadla

Pro pevnostní kontrolu smykadla byly použity hodnoty zatížení vypočtené v kapitole 6.

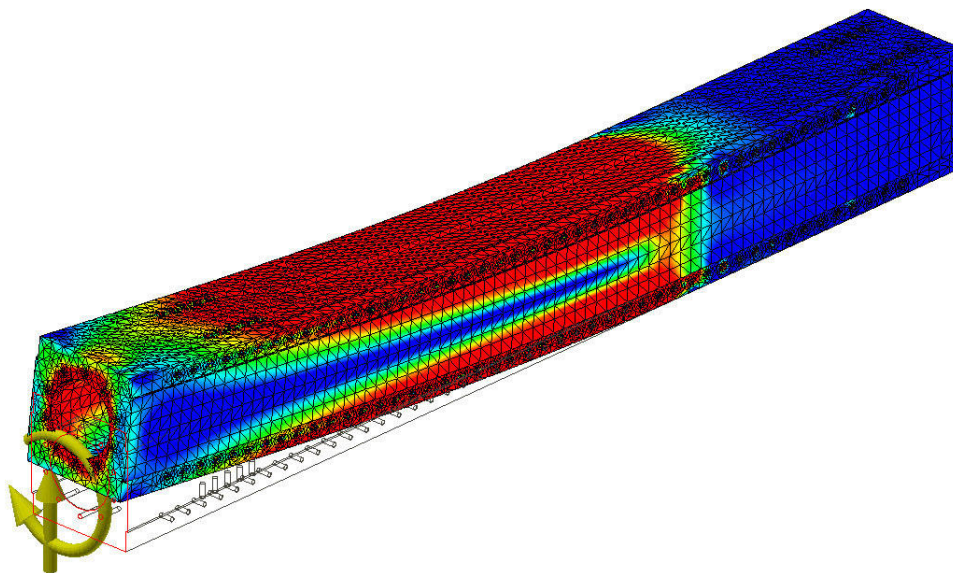
**Hrubovací zatížení:**  $F_h = 17500 \text{ N}$   $M_{kh} = 2975 \text{ Nm}$

**Dokončovací zatížení:**  $F_d = 650 \text{ N}$   $M_{kd} = 110,5 \text{ Nm}$

Veliký rozdíl v zatížení je způsoben značným rozdílem odebírané třísky. Při dokončování se odebírá tříska menšího průřezu ale za vyšší rychlosti.



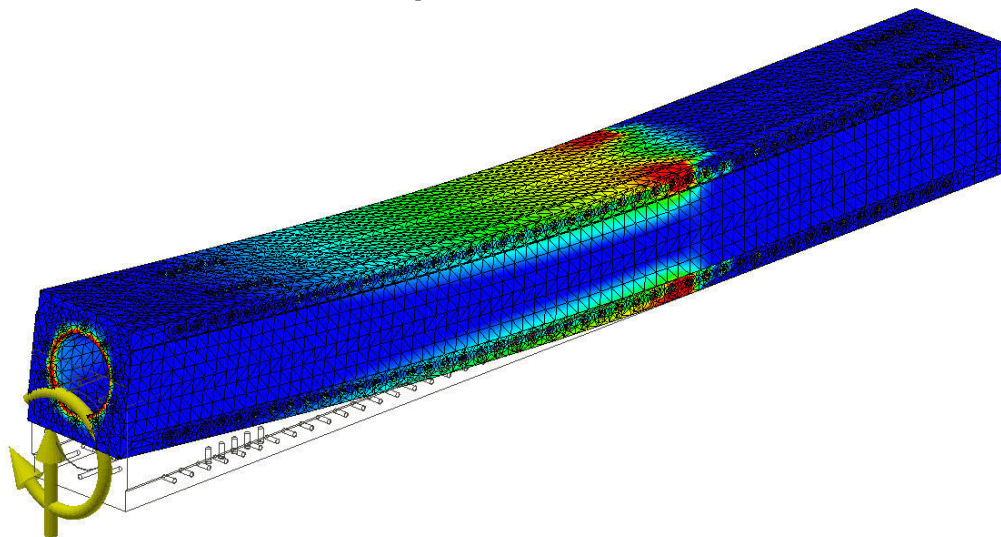
### Napětí dle Von Mises



Uzly:347442  
Prvky:232417  
Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa  
18.5.2014, 16:13:23



Obrázek 47: Napětí dle Von Mises - hrubování

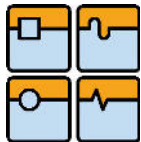


Uzly:347442  
Prvky:232417  
Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa  
19.5.2014, 19:21:06

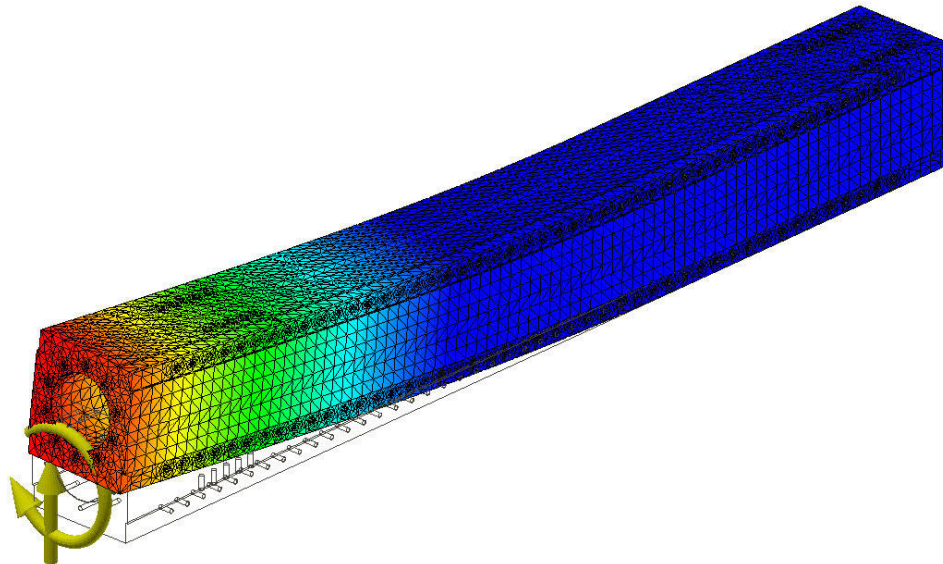


Obrázek 48: Napětí dle Von Mises - dokončování





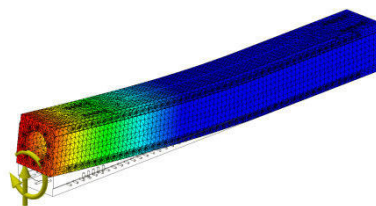
### Deformace smykadla při hrubování



Uzly:347442  
Prvky:232417  
Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
18.5.2014, 16:11:53



Obrázek 49: Deformace smykadla - hrubování

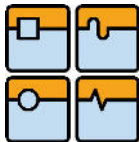


Uzly:347442  
Prvky:232417  
Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
19.5.2014, 19:19:34



Obrázek 50: Deformace smykadla - dokončování

Způsobená deformace při hrubování je poměrně vysoká ale vyhovující. Při hrubování nedosáhneme takových přesností, které by vyhovovaly požadavkům na obrobek. K přesnému obrobení součásti slouží technologie dokončování. Tato metoda vyvolává na smykadle deformaci 0,0105 mm. Která je menší než požadovaná přesnost 0,01 mm / 1000 mm. Výsledky vypočtené v této analýze jsou vyhovující.



### 12.3. Uložení hlavního a vedlejších pohonů

Uložení hlavního pohonu bylo navrženo do horní části smykadla a bylo vyoseno kvůli jednoduššímu přívodu řezných médií viz oranžová šipka na obr.52. Na tomto obrázku je také kompletní navrhovaná konstrukce smykadla s uložením.

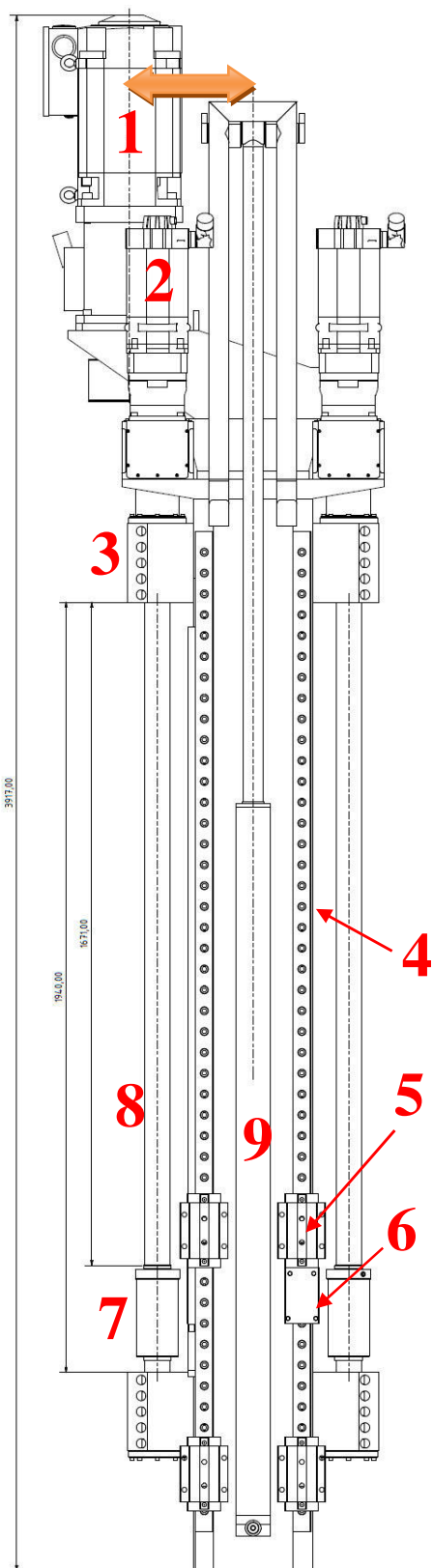
#### Popis obrázku č.52

- 1- Hlavní pohon s převodovkou
- 2- Pohon kuličkového šroubu
- 3- Uložení kuličkového šroubu
- 4- Vodící kolejnice
- 5- Valivé válečkové hnízdo
- 6- Hydraulická brzda
- 7- Kuličková matice
- 8- Kuličkový šroub
- 9- Hydraulický vyvažovací válec

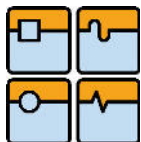
Hlavní pohon je umístěn na konzolové skříni, ve které je i uložení pro řemenici od hlavního pohonu. Tato konstrukce umožňuje jednodušší přívod veškerých médií a v případě poruchy snadnou výměnu daného dílce nebo celku. Problematika hlavního pohonu není v popisu této práce.

### 12.4. Uložení smykadla

Smykadlo je uloženo na 8 valivých vozících od firmy Ina-Fag [15], které jsou předepnuté a mají vymezené vůle. U valivých vozíků jsou připojeny brzdné elementy, které fungují jako bezpečnostní prvek. Nefungují jako zpevňovací člen, veškerá přesnost polohování je nechána na pohonech a lineárním odměřování.



Obrázek 51: Celkový náčrt smykadla

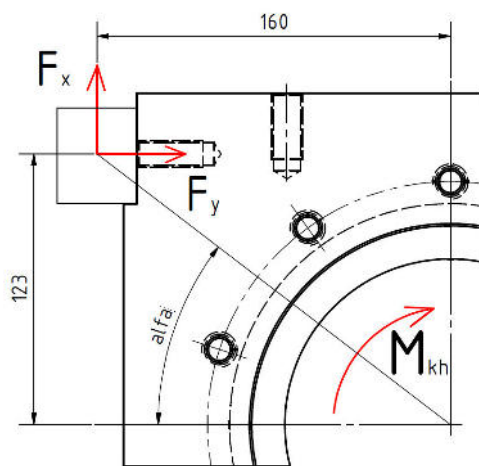
12.4.1. **Kontrola uložení**

Obrázek 52: Znáznornění uložení smykadla

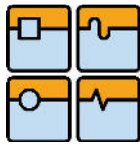
Aby nedocházelo k přetěžování lineárních členů, je nutno provést kontrolní výpočty. Využití MKP modelů je příliš složité kvůli vysokému počtu styků mezi součástmi, proto jedinou možností kontroly bylo zjednodušení celé problematiky a její vypočítání pomocí analytických vztahů. V tomto případě bylo možné zkontrolovat pouze jedno vedení, které bylo zatíženo poměrnou částí z celkového zatížení viz. obr.54. Zatěžující síla je rozdělena rovnoměrně mezi 4 kolejnice. V programu Autodesk Inventor byl vypočítán model, který odpovídá situaci na obrázku č.53 a asi nejlépe vystihl navržený způsob uložení. Nejvíce zatěžovaný vozík je v místě A (spodní vozík), kde je zatěžován silou 18400 N a klopným momentem 7218 Nm. V místě B (horní vozík) je reakční síla 13910 N a klopný moment 3709 Nm. Výrobce lineárních vedení doporučuje kontrolní výpočet zatížení, aby nedocházelo k přetěžování. Kontrolní výpočet bude proveden pro vozík s největším zatížením.

**Zatížení při soustružení (krut a ohyb smykadla)**

Kontrolu zatížení lze zjednodušit na zatížení jednoho vozíku. Vozíky jsou na smykadle uspořádány symetricky a každý je zatěžován stejným zatížením, které se liší pouze orientací. Kontrola s



Obrázek 53: Zatížení lineárního vedení od krutu

**Krouticí moment od obrábění**

$$M_{kh} = 2975 \text{ Nm}$$

**Celková síla na jednom vozíku**

$$F_{xy} = \frac{M_{kh}}{8 \cdot \sqrt{a^2 + b^2}} = 371,875 \text{ Nm}$$

**Úhel alfa**

$$\alpha = \tan^{-1} a/b$$

**Síla ve směru X**

$$F_x = \sin \alpha \cdot F_{xy} = 942,526 \text{ N}$$

**Síla ve směru Y**

$$F_y = \cos \alpha \cdot F_{xy} = 1583,363 \text{ N}$$

Ve stejném směru se silou  $F_y$  působí i síla od soustružení. Nejvíce zatěžovaným člen je v podle obrázku 53 v místě A, kde působí síla  $R_A = 18400\text{N}$ .

**Celkové zatížení**

$$F_c = \sqrt{(R_A + F_y)^2 + F_x^2} = 20005,578 \text{ N}$$

**Statická únosnost**

Základní hodnota statické únosnosti, při které nastává trvalá plastická deformace o velikosti 0.0001 násobku průměru valivého tělesa. Maximální statické zatížení působící na lineární vedení nesmí převýšit základní statickou zatížitelnost.

Pro lineární vedení, které není v pohybu, je nutno toto statické zatížení kontrolovat a je nutné brát v úvahu i bezpečnostní faktor, který závisí na provozních podmínkách. [15]

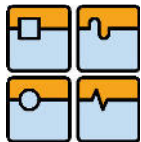
**Normální zatížení**  $f=1,25 - 3$ **Zatížení s rázy a vibracemi**  $f=3$  a více**Bezpečnostní faktor**

$$f = \frac{C_o}{F_{ab}} = 10,497$$

**Nominální životnost**

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{R_a} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100000 = 31157054 \text{ m}$$

Z nominální životnosti je patrné, že vozíky mají dostatečnou životnost a jsou dostatečně předdimenzované. Jejich předdimenzování je způsobeno velkým klopným momentem na vozíku A



### 12.5. Kontrola kuličkového šroubu a matice

Pro posuv byl navržen kuličkový šroub a matice od firmy KSK Kuřim K 63x20. Celková hmotnost soustavy smykadla je přibližně 3000kg, tudíž kvůli zlepšení dynamických parametrů bude použit vyvažovací hydraulický systém, který nám soustavu smykadla nadlehčuje silou odpovídající tíhové síle soustavy. Kontrolní výpočty byly použity přímo od firmy KSK. Celý výpočet je obsažen v příloze, zde jsou zdůrazněny jen nejdůležitější výpočty.

#### 12.5.1. Kritické otáčky šroubu

Kuličkové šrouby nesmí pracovat v oblasti kritických otáček. Ovlivněny jsou délkou a průměrem šroubu.  $k_d$  - koeficient uložení,  $l_d$  - vzdálenost mezi ložisky

Maximální otáčky: 
$$n_{\xi} = \frac{v_{max}}{p} = 1000 \frac{1}{min}$$

Kritické otáčky: 
$$n_{kmax} = 0,8 \cdot 10^8 \cdot k_d \frac{d_k}{l_d^2} = 4262,22 \frac{1}{min}$$

Kritické otáčky jsou vyhovující.

#### 12.5.2. Kontrola vzpěrné tuhosti

$k_k$  – koeficient uložení,  $l_k$  – nepodepřená délka

$$F_v = 0,5 \cdot k_k \cdot 10^5 \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} = 1106,522 \text{ kN}$$

Vzpěrná tuhost několikanásobně vyhovuje. Tento šroub lze použít.

#### 12.5.3. Ekvivalentní zatížení a otáčky

Pro výpočet trvanlivosti kuličkové matice se používají ekvivalentní zatížení a otáčky, je to z důvodu nerovnoměrného zatěžování.

$t_i$  – procento času určitých otáček,  $n_i$  – otáčky v čase  $t_i$ ,  $F$  - zatížení

Ekvivalentní otáčky: 
$$n_{ekv} = \sum_1^i n_i \cdot \frac{t_i}{100} = 180 \frac{1}{min}$$

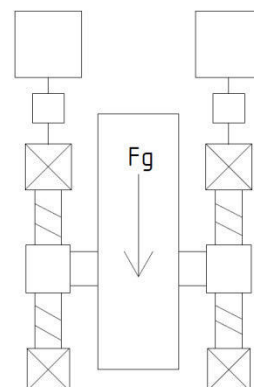
Ekvivalentní zatížení: 
$$F_{ekv} = \sqrt[3]{\sum_1^i F_i \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_{ekv} \cdot 100}} = 6750 \text{ N}$$

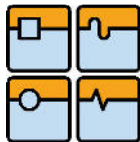
#### 12.5.4. Životnost kuličkové matice

Požadovaná životnost v hodinách:  $L_h = 30000 \text{ h}$

Z rovnice životnosti matice vypočítáme potřebné dynamické zatížení.

$$C_{dyn} = \sqrt[3]{\frac{n_{ekv} \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} \cdot F_{ekv} = 181496,892 \text{ N}$$





## 12.6. Výpočet pohonu šroubu

Jedná se o svislý posuv a kuličkový šroub přenáší při soustružení a vrtání pouze pasivní řezné odpory, které jsou oproti řezné síle několikanásobně menší. Dále šroub musí překonat zatížení od zrychlení, které na něj působí při pohybu smykadla směrem nahoru i dolů kvůli hydraulickému vyvážení.

Obrázek 54: Návrh pohonu

### 12.6.1. Statické hledisko

$x_i$  – koeficient hydraulického předepnutí,  $m$  – hmotnost soustavy,  $a$  – zrychlení soustavy,  $\mu_c$  – celková účinnost systému,  $F_a$  – zatížení od soustružení

Síla působící na šroub: 
$$F = \frac{m \cdot a \cdot x_i + F_a}{2} = 6750 \text{ N}$$

Moment šroubu: 
$$M_{\xi} = \frac{F \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_c} = 24,416 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tyto výsledky jsou pouze orientační a nelze podle nich vybírat motor potřebný k pohonu kuličkového šroubu. Proto je nutné spočítat výkon motoru podle dynamických požadavků, které jsou na tomto stroji velmi vysoké. Dynamický moment potřebný k posuvu soustavy se skládá z momentu statického a dynamického.

### 12.6.2. Dynamické hledisko

Dynamická kontrola se musí provádět, chceme-li na stroji docílit požadavky na dynamičnost stroje.

**Momenty setrvačnosti redukované na hřídel motoru.** Hodnoty jsou odečteny z programu inventor nebo jsou vypočítány podle zjednodušených vztahů.

Moment setrvačnosti motoru 
$$J_{mot} = 24,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti převodovky 
$$J_{pr} = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti šroubu 
$$J_s = 2,5545 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti hmoty sestavy 
$$J_m = m_{max} \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 3,04 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

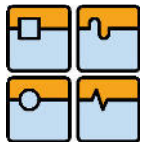
Celkový moment setrvačnosti 
$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{pr} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} = 8,876 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### Momenty hmot redukované na hřídel motoru

Redukovaný moment hmotnosti soustavy 
$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_c} = 37,339 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Redukovaný moment kuličkového šroubu 
$$M_{KSM} = \frac{F \cdot P \cdot (1 - \mu_{\xi}^2)}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_p} = 1,701 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Redukovaný moment na hřídel motoru 
$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 39,040 \text{ N} \cdot \text{m}$$



**Zrychlení soustavy:** a – lineární zrychlení, P – stoupání šroubu

**Potřebné úhlové zrychlení motoru pro dosažení požadované dynamiky**

$$\varepsilon_m = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} \cdot i = 2827,433 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

**Potřebný moment motoru**

$$M_{motodyn} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 64,135 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Výkon motoru**

$$P_m = M_{motodyn} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m = 20,149 \text{ kW}$$

### 12.6.3. Vybraná kuličková matice a motor

Podle požadavků byla vybrána matice typu AP HL (vysoceúnosné KŠ) s dynamickou únosností 300 kN. Zvolená matice by měla být dostatečně předimenzovaná, aby vydržela případné přetěžování. Pro pohon kuličkových šroubů byly vybrány motory 1FT7105-5WF7 s planetovými převodovkami s převodem  $i = 3$ . Jejich nominální moment je 90 Nm a výkon 24,8 kW.

### 12.7. Hydraulické vyvážení hmotnosti smykadla

Hydraulické vyvážení bylo navrženo z důvodu snížení statického a dynamického zatížení kuličkového šroubu a tím i zvýšení dynamiky svislé osy Z. Princip hydraulického vyvážení spočívá ve využití uzavřeného hydraulického obvodu s akumulátorem. Návrh tohoto systému vychází ze zvolené hladiny, ve které bude akumulátor plně vyvažovat zatížení na hydraulickém válci tlakem  $p$ .

$$F_{střední} = p \cdot S_{akumulátoru}$$

Maximálním stlačením hydraulického válce vzroste tlak v akumulátoru na horní hladinu  $V_{max}$  o  $\Delta p$  na tlak  $p_{max}$  a bude vytlačovat válec vyšší silou než při střední hladině.

$$F_{max} = p_{max} \cdot S_{akumulátoru}$$

Tímto se docílí, že při pohybu vzhůru bude hydraulický válec nadlehčovat celou zvedanou hmotu. V opačném případě bude nadlehčován systém silou menší o  $\Delta p$ .

$$F_{min} = p_{min} \cdot S_{akumulátoru}$$

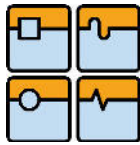
Proto se musí zvolit výchozí tlak  $p$  a objem akumulátoru  $V$  tak, aby v horní i spodní hladině bylo zajištěno dostatečné vyvážení. Zároveň musí být zajištěn dostatečný objem hydraulického oleje, aby při proudění hydraulickým oběhem nedocházelo k jeho přehřátí vlivem velmi rychlého proudění v potrubí. K základnímu návrhu budou využity rovnice pro izotermický a polytropický děj. Jejich porovnáním bude určen výsledný objem plynu v akumulátoru.

**Rovnice izotermického děje:**  $p_{max} \cdot V_{min} = p_{min} \cdot V_{max}$

**Rovnice polytropického děje:**  $p_{max} \cdot V_{min}^n = p_{min} \cdot V_{max}^n$

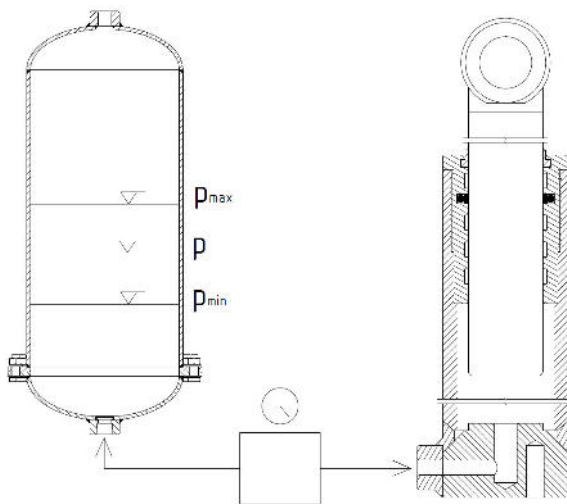
**Pro maximální stlačení HV:**  $p_{max}$  při objemu  $V - \Delta V$

**Pro maximální výsun HV:**  $p_{min}$  při objemu  $V + \Delta V$



Pro další postup se musí zvolit základní parametry jako je například úroveň vyvážení nebo průřez akumulátoru.

### Vstupní parametry:



Obrázek 55: Princip hydraulického vyvážení

Tabulka 21: Vstupní parametry vyvažování

|                           |           |
|---------------------------|-----------|
| <b>Počet válců</b>        | 2         |
| <b>Zatížení válců</b>     | m=4000 kg |
| <b>Hladina vyvážení</b>   | 825 mm    |
| <b>Úroveň vyvážení</b>    | ±5%       |
| <b>Průměr akumulátoru</b> | D=200 mm  |
| <b>Zdvih válce</b>        | l=1650 mm |
| <b>Průměr pístnice</b>    | d=35 mm   |

### Objem oleje ve válci

$$V_{hv} = l \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1,587 \text{ dm}^3$$

### Pracovní změna objemu oleje

$$\Delta V = l_{vysunutí} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,794 \text{ dm}^3$$

### Pracovní tlak hydraulické kapaliny

$$p_{hv} = \frac{F}{S_{hv}} = \frac{\frac{m \cdot g}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 20,386 \text{ MPa}$$

### Absolutní pracovní tlak

$$p = p_{hv} + p_{atm} = \frac{\frac{m \cdot g}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + 0,1 = 20,486 \text{ MPa}$$

K určení potřebného objemu akumulátoru je použita izotermická rovnice a polytropická rovnice. Maximální a minimální tlak je dán volbou vyvážení.

### Izotermická rovnice:

$$p_{max} \cdot (V - \Delta V) = p_{min} \cdot (V + \Delta V)$$

### Po mat. úpravě izotermického děje:

$$V = \frac{p_{max} \cdot \Delta V + p_{min} \cdot \Delta V}{0,1 \cdot p} = 15,875 \text{ dm}^3$$

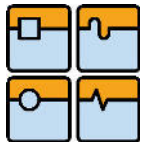
### Polytropická rovnice:

$$p_{max} \cdot (V - \Delta V)^n = p_{min} \cdot (V + \Delta V)^n$$

### Po mat. úpravě polytropického děje:

$$V = \frac{\Delta V \cdot \left(1 + \frac{p_{max}^{\frac{1}{n}}}{p_{min}^{\frac{1}{n}}}\right)}{\frac{p_{max}^{\frac{1}{n}}}{p_{min}^{\frac{1}{n}}} - 1} = 20,472 \text{ dm}^3$$





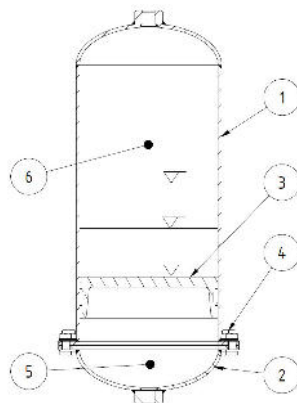
Polytropický děj lépe popisuje chování reálného plynu při stlačování. Objem akumulátoru potřebného pro vyvažování smykadla by měl být minimálně  $20,5 \text{ dm}^3$

### 12.8. Konstrukce hydromotoru a akumulátoru

Hydropneumatické akumulátory se dle konstrukcí dělí do několika skupin: vakové, membránové, pístové. Akumulátory slouží v hydraulických obvodech k akumulaci přebytečné energie a rázů, které v obvodu při práci vznikají. Hydraulický akumulátor by měl splňovat vysoké bezpečnostní parametry, protože se jedná o tlakovou nádobu, která pracuje při vysokých tlacích. Pro tuto aplikaci nejvíce vyhovuje akumulátor vakový nebo pístový, membránové akumulátory mají velmi malý pracovní objem. Zvolen byl akumulátor vakový. Požadovaný objem splňuje například akumulátor od firmy Hytec s.r.o. o objemu 22,5l [17]. Jelikož je ale akumulátor umístěn na skříní suportu, kvůli zkrácení hydraulického vedení a snížení pružnosti systému, je potřeba konstrukci uchycení akumulátoru speciálně navrhnout. Přesnější konstrukce vyvažování byla provedena pouze u hydraulického plunžru, protože je uložen mezi skříní a smykadlem viz obrázek 59.

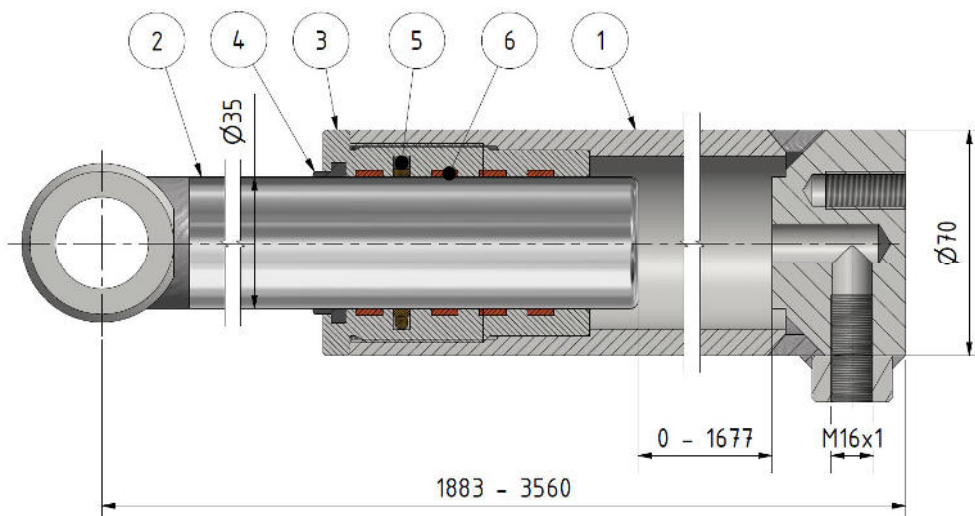


Obrázek 56: Akumulátorové stanice Hytec [17]

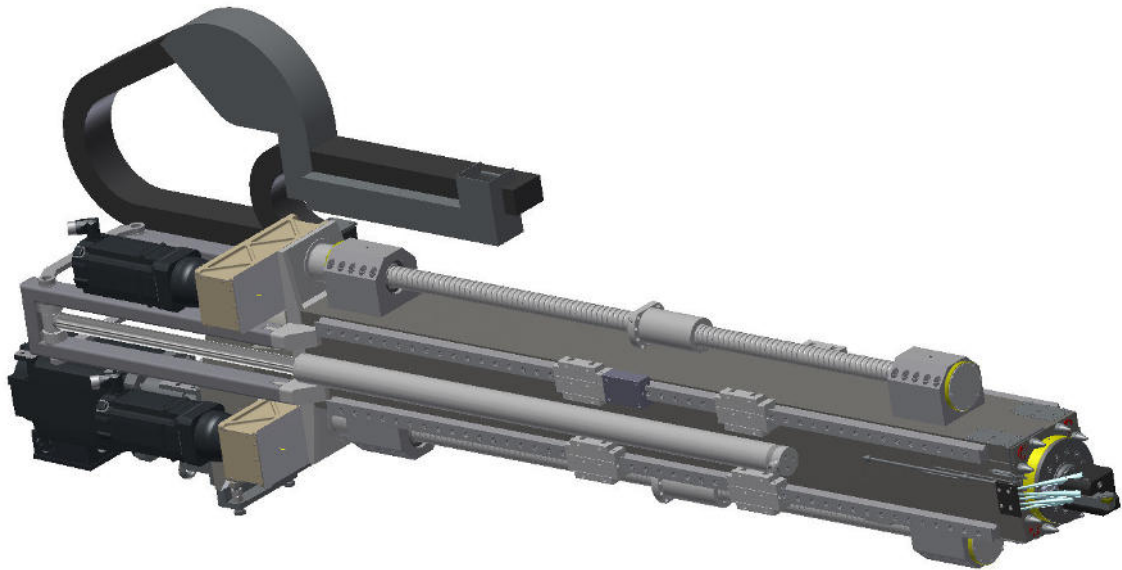
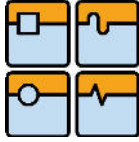


Obrázek 57: Hydropneumatický pístový akumulátor

- 1 – akumulátor
- 2 – víko akumulátoru
- 3 – plovoucí píst
- 4 – šroubový spoj
- 5 – hydr.kapalina
- 6 – stlačený plyn



Obrázek 58: Konstrukce hydraulického plunžru: 1 - válec, 2 - plunžr, 3 - vodící a těsnící víko, 4 - stírací kroužek, 5 - těsnění, 6 - vodící pásy

*Obrázek 59: Kompletní sestava smykadla*

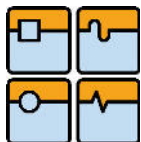
### 13. Základní díly konstrukce

Suport, příčník a stěny patří mezi základní konstrukční části obráběcího stroje naší kinematiky. Na jejich kvalitě, především tuhosti a dynamické stabilitě, závisí celková přesnost obrábění celého stroje. Proto je nutné při konstrukci těchto základních konstrukčních částí dbát a respektovat určitá hlediska, díky kterým poté stroj splňuje všeobecné požadavky. Mezi ně patří například:

- kvalitní materiál rámu
- dobrá statická tuhost konstrukce
- dynamická a tepelná stabilita
- jednoduchá a efektní výroba
- nízká hmotnost
- dobré ukotvení k základu

Dále se na rámech strojů požaduje dobrý odvod třísek, jelikož je ale úkolem návrh příčníků a svislých stěn stroje, není tento parametr nijak klíčový. Při konstrukci rámových dílů dochází k velkým rozporům v hlavních požadavcích. Hlavními rozpory je dobrá statická a dynamická tuhost oproti nízké hmotnosti a vysoké dynamice. Jelikož se při konstrukci používají nejčastěji ocelové materiály, které jsou poměrně pružné, proto musí být navrženy větší průřezy, které následně vyústí ve vysokou váhu dílu a naopak. Sice je možnost tuhost optimalizovat hustým žebrováním a složitější typologií rámu, je pak ale otázkou vyrobitelnost takového dílu nebo jeho cena.

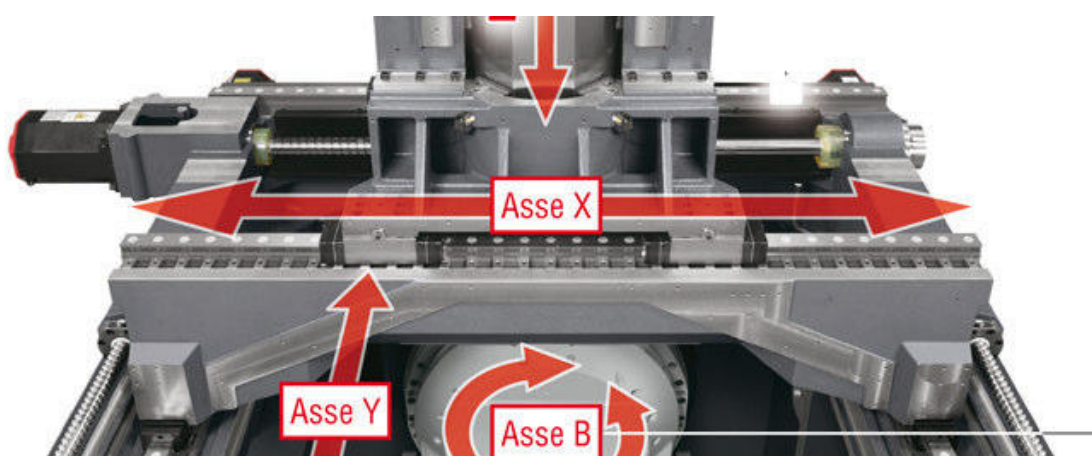
Hlavními požadavky na materiál jsou jeho mechanické vlastnosti a dobré tlumicí vlastnosti. Fyzikální podstata materiálového tlumení je velmi komplikovaná a není zatím přesně definována. Obecně je ale známo, že materiál s více homogenní strukturou má nižší tlumicí vlastnosti. Proto se u rámu historicky nejvíce využívají litinové materiály na



bázi Fe-C. Litiny mají vyšší tlumení než svařované rámy z oceli [2]. Litina je vybrána jako výchozí materiál i v případě konstrukce boxu, příčnicku a stěn stroje. Přesněji se jedná o GGG 35 (ČSN 42 2303) feriticko-perlitickou litinu s kuličkovým grafitem. Tento materiál má dobré tlumící vlastnosti

#### 14. Příčnickový suport – saňová část

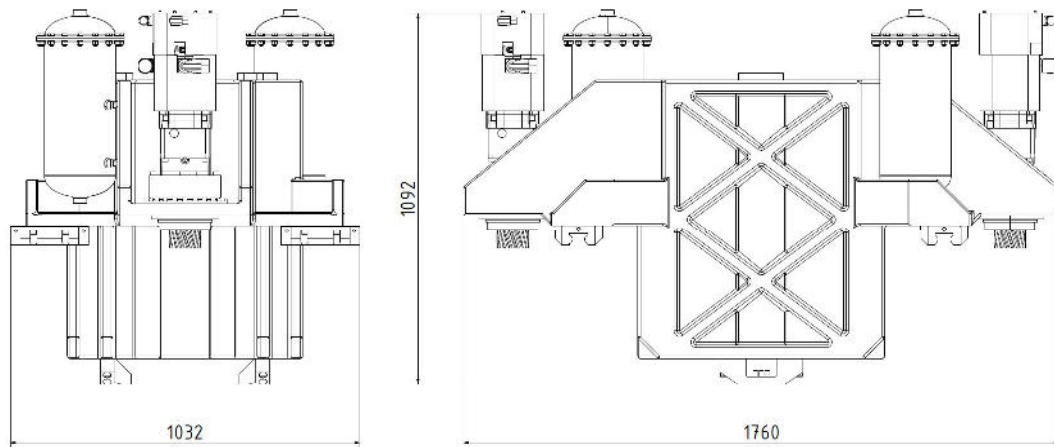
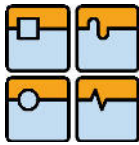
Po smykadle je dalším navazujícím konstrukčním uzlem na stroji tohoto kinematického řetězce saně smykadla, takzvaný box. V saních je uloženo smykadlo, a saně samotné jsou uloženy na příčnicku stroje.



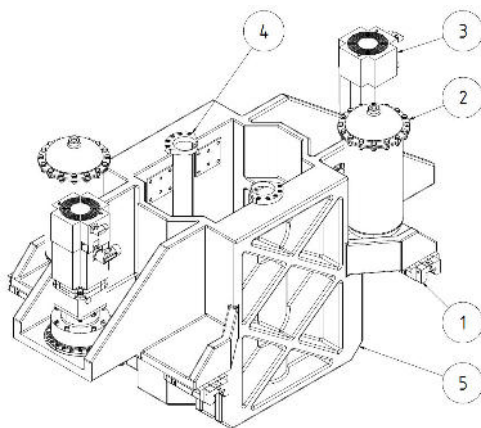
Obrázek 60: Příčnicku typu Box-in-Box [11]

##### 14.1. Konstrukce skříně saní

Konstrukce typu Box-in-Box umožňuje symetrické uložení, které nám zaručuje symetrický rozklad tepelného toku do rámu stroje a zároveň umožňuje rovnoměrnější rozložení sil. Nevýhodami této konstrukce je větší počet stykových ploch, a požadavek na přesnější výrobu a montáž (vzájemné uložení pohybujících se hmot). Další možnou nevýhodou této konstrukce jsou zástavbové rozměry, které narůstají s velikostí obráběcího prostoru stroje. Na obrázku 62 jsou znázorněny vnější zástavbové rozměry skříně a její konstrukce. V základu se jedná o skříň s křížovým žebrováním, ke které jsou na desce připojena lineární vedení a pohony. Tato deska je vyztužena 4 žebry, které by měly zajistit dostatečnou tuhost celku. Dále je na suportu umístěno hydraulické vyvažování, odměřování pro osu X a Z a mnoho dalšího příslušenství.



Obrázek 61: Rozměry navrhovaných saní

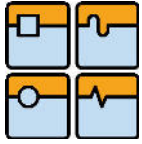
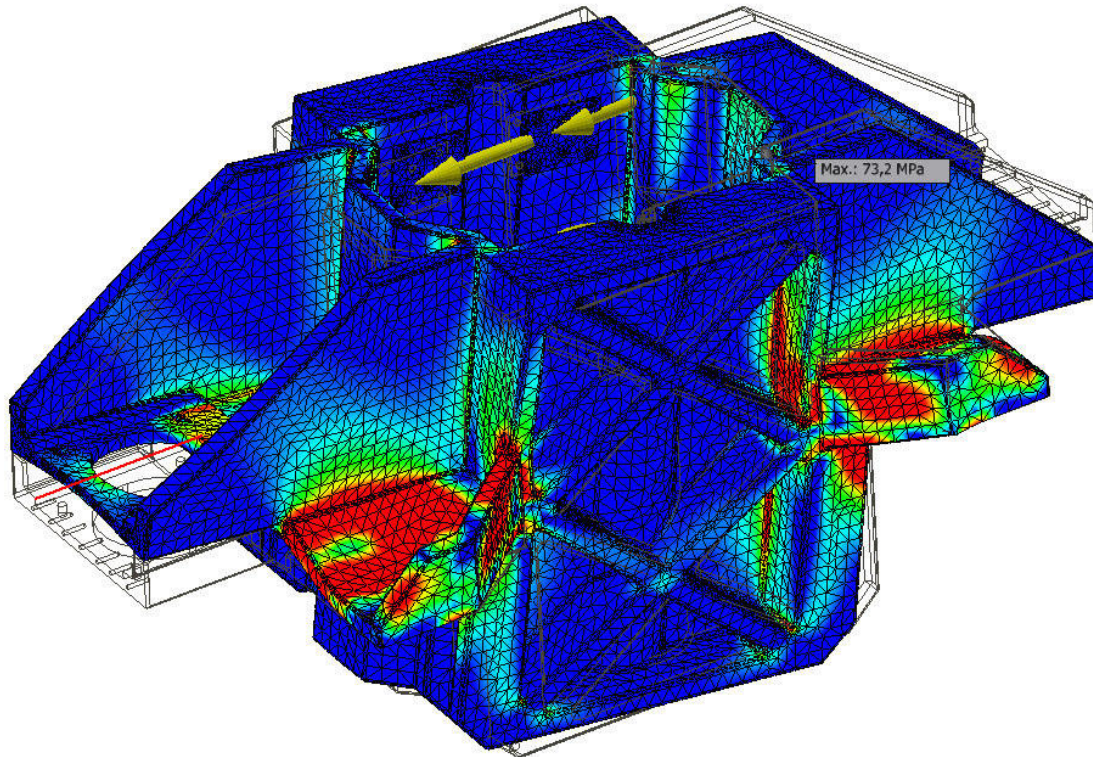


- 1 - valivý vozík
- 2 - akumulátor
- 3 - pohon pastorku
- 4 - vodící oko vyvažovacího válce
- 5 - skříň smykadla

Obrázek 62: Saně smykadla

#### 14.2. Pevnostní kontrola saní

Zatížení saní je odvozeno od zatížení, které působí na smykadlo. Jedná se o silové zatížení 17500N a momentové zatížení 2975 Nm. Dále silové zatížení od soustružnické síly vytváří klopný moment, který je počítán pro největší vysunutí 1650 mm. Klopný moment je 28875 Nm. V režimu dokončování je stroj zatěžován jen minimálně, proto bude kontrola provedena pouze pro režim hrubování.

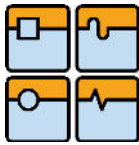
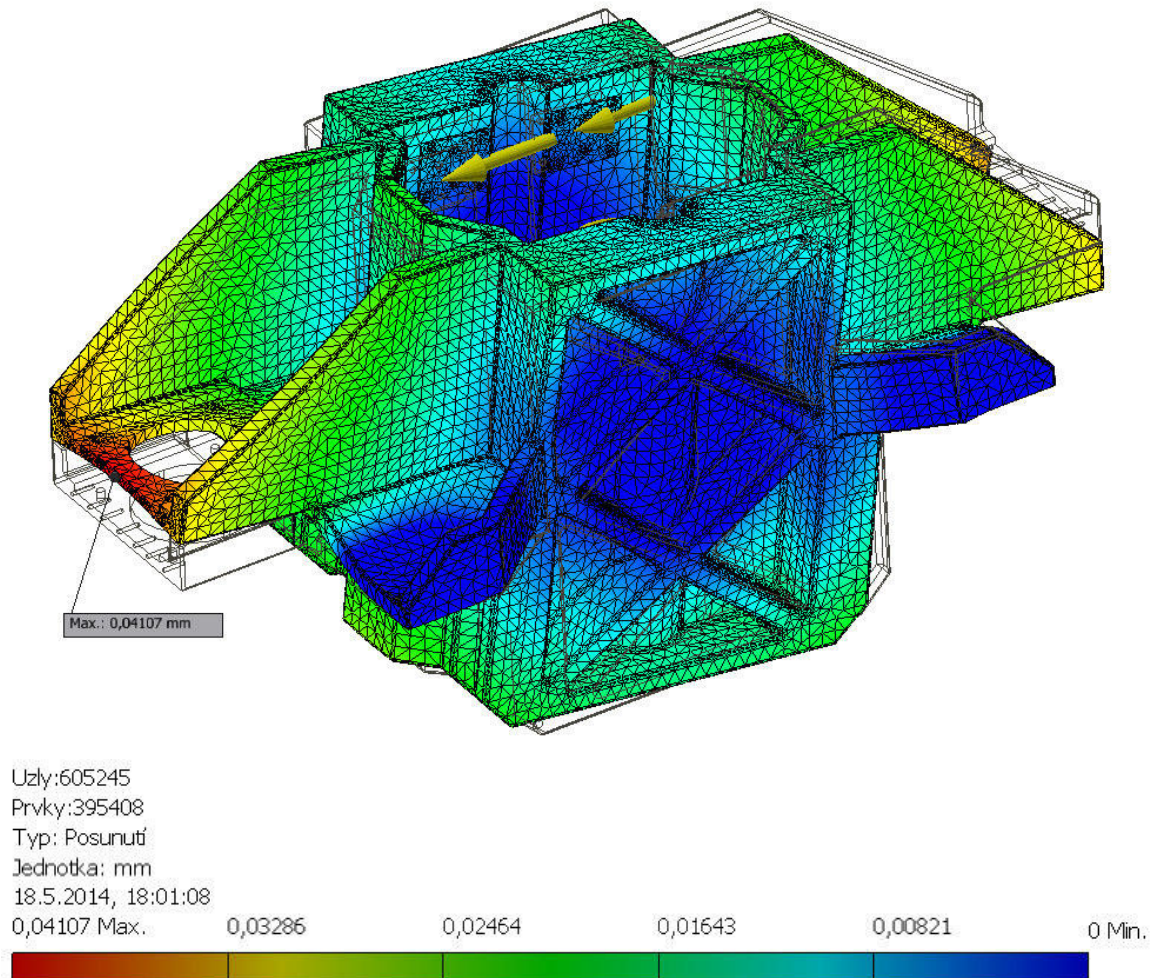
**Kontrola napětí dle Von Mises**

Uzly:605245  
Prvky:395408  
Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa  
18.5.2014, 18:05:43



*Obrázek 63: Napětí dle Von Mises*

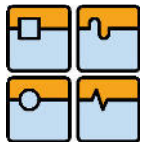
Maximální napětí v odlitku skříně je 73,2 MPa. Tato hodnota byla zjištěna v místě vrubu, proto je tato hodnota pouze orientační. Celkové maximální vnitřní napětí se pohybovalo okolo 2 – 4 MPa. Rozsah hodnot na obrázku 64 byl patřičně upraven, aby bylo zřetelné, jak je napětí rozloženo v celém objemu.

**Deformace skříně***Obrázek 64: Deformace skříně*

Maximální deformace 0,04107 mm je v místě, kde bude uložen pohon osy, který bude toto místo zpěvňovat. Proto můžeme tuto hodnotu považovat za dostačující. Průměrné posunutí je okolo 0,01 mm až 0,02 mm.

Pomocí této analýzy byly zjištěny reakční síly v uložení, které mohou být dále využity při pevnostní kontrole příčnicku.

Deformace vyvolaná od smykadla je vyhovující.



### 14.3. Pohon saní smykadla

Na pohon saní smykadla byly navrženy 2 motory, protože se jedná o zapojení režimu Master-Slave a budou symetricky uloženy mezi lineárními členy pro rovnoměrný rozklad sil a vymezení klopných momentů. Návrh pohonů pro saně a příčnick budou metodou přímého návrhu motoru, kdy známe všechny počáteční podmínky, a konstrukce rámových dílů bude dle potřeby upravena.

#### Počáteční podmínky:

- Požadované zrychlení soustavy:  $a = 3 \text{ m/s}^2$
- Maximální posuvová rychlost:  $v_{\max} = 20 \text{ m/min}$
- Celková hmotnost sestavy:  $m = 6800 \text{ kg}$
- Otáčky motoru:  $n_{\text{mot}} = 3000 \text{ ot/min}$
- Zatížení od obrábění v ose Y:  $F = 12000 \text{ N}$
- Účinnost převodu a pastorku:  $\eta = 0,9$
- Předepínací koeficient pohonu MS:  $P = 0,3$

Celkový požadovaný výkon motorů pro pohon saní a smykadla musí překonat statické odpory, dynamické odpory a valivé odpory vedení. Valivé odpory jsou oproti dynamickému zatížení velmi malé, proto je můžeme zanedbat a při výsledném návrhu s nimi počítat. Valivé odpory dosahují hodnot pohybující se okolo 2-5% celkového zatížení. K pohonu byly vybrány ozubené pastorky s převodovkami od firmy Stöber [18] a motory budou vybírány z nabídky firmy Siemens z výrobní řady Simotic servomotors [12].

#### Zvolený pastorek:

- modul zubu:  $m = 5$
- počet zubů:  $z = 16$
- úhel sklonu zubu:  $\beta = 19,5283^\circ$

#### Roztečný průměr pastorku

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos(\beta)} = 84,883 \text{ mm}$$

#### Obvod pastorku

$$o_p = \pi \cdot d = 266,667 \text{ mm}$$

#### Maximální otáčky pastorku

$$n_{\max} = \frac{v_{\max}}{o_p} = 75 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

#### Potřebný převodový poměr

$$i = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\max}} = 40$$

#### 14.3.1. Statické hledisko

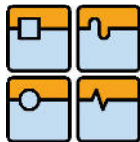
Statické zatížení je vyvoláno silovým působením na stroj při obrábění a vlastní hmotou stroje. Jelikož se jedná o horizontální osy, pastorek je zatěžován pouze zatížením od obrábění a dynamickými požadavky.

#### Statický moment pastorku

$$M_p = \frac{F}{2} \cdot \frac{d}{2} = 509,297 \text{ Nm}$$

#### Potřebný statický moment motoru

$$M_{\text{stat}} = \frac{M_p}{i \cdot \eta} = 14,147 \text{ Nm}$$

**Předepínací moment motorů MS**

$$\Delta M = M_{stat} \cdot P = 4,244 \text{ Nm}$$

**Moment motoru Slave**

$$M_{slave} = M_{stat} - \Delta M = 9,903 \text{ Nm}$$

**Moment motoru Master**

$$M_{master} = M_{stat} + M_{slave} = 24,05 \text{ Nm}$$

#### 14.3.2. Dynamické hledisko

Dynamický návrh pohonu vychází z požadavků na zrychlení celé soustavy, kterou pohání. Soustava je definována redukovanými momenty na hřídel pastorku a poté motoru.

**Hmota soustavy stroje**

$$J_m = m_{max} \cdot \frac{d^2}{4} = 12,429 \text{ m}^2\text{kg}$$

**Zrychlení motoru**

$$J_{mot} = 6,782 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{kg}$$

**Zrychlení převodovky**

$$J_{pr} = 8,12 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{kg}$$

**Potřebné zrychlení pastorku**

$$\varepsilon_p = \frac{2 \cdot a}{d} = 70,686 \text{ rad/s}$$

**Potřebné zrychlení motoru**

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_p \cdot i = 2827,433 \text{ rad/s}$$

**Moment pro zrychlení soustavy**

$$M_m = J_m \cdot \varepsilon_p = 865,804 \text{ Nm}$$

**Momentové zatížení pastorku**

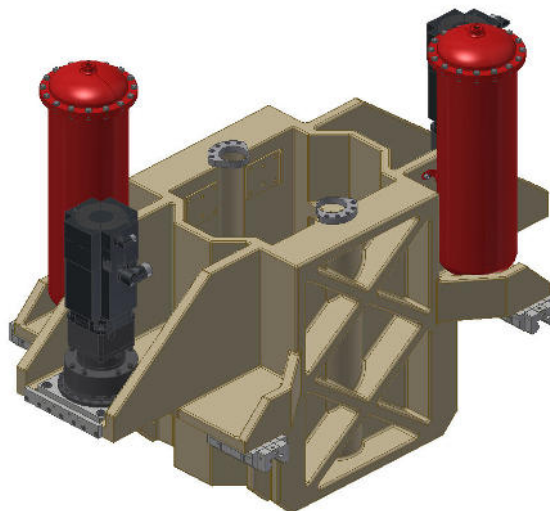
$$M_p = J_{pr} \cdot \varepsilon_{mot} = 22,959 \text{ Nm}$$

**Momentové zatížení motoru**

$$M_{mot} = J_{mot} \cdot \varepsilon_{mot} = 19,176 \text{ Nm}$$

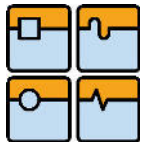
**Celkové momentové zatížení**

$$M_{dyn} = 2 \cdot M_{stat} + 2 \cdot M_{mot} + 2 \cdot M_{pr} + M_m = 68,307 \text{ Nm}$$

**Celková sestava suportu**

Obrázek 65: Sestava smykadla s akumulátory bez dalších příslušenství:





### 14.3.3. Celkový výkon a výběr motoru

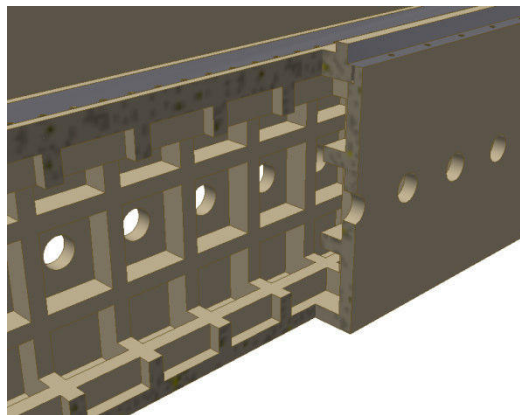
Z dynamického hlediska je požadovaný moment pastorku 865,804 Nm. Tyto požadavky splňuje převodovka s pastorkem od firmy Stöber ZTR516S PH822F0400 ME a motor od firmy Siemens 1FT7105-5WF7 s nominálním momentem 90 Nm a výkonem 24,8 kW

## 15. Příčnick

Příčnick je vodorovně uložená část stroje skříňového tvaru s převládající délkou nad šířkou a výškou. Na příčnicku jsou vodící plochy pro uložení vřeteníku nebo suportu. Obvykle je uložen na jednom nebo dvou sloupech. [2] V tomto případě je příčnick uložen na 2 ložích.

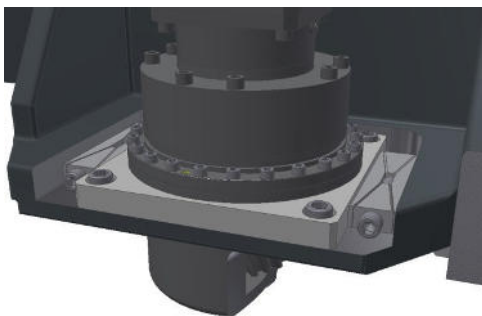
### 15.1. Konstrukce příčnicku

Navrhovaná konstrukce je typu Box-in-Box. Jedná se o dvojitý příčnick, na kterém je suport symetricky uložen ve 4 valivých hnízdech. Tato konstrukce je výrobně složitější, ale konstrukčně tužší a stabilnější, než jednoduchý příčnick. Především se jedná o rovnoměrný tepelný tok rámem stroje a rovnoměrné rozložení zatížení. Konstrukce odlitku je provedena jako dutý obdélníkový profil s podélnými a příčnými žebry viz. obrázek 67. Jedná se sice o složitější technologii výroby, ale zvolené žebrování má pozitivní dopad na tuhost celého příčnicku. Zvolený materiál pro konstrukci příčnicku je stejně jako u saní šedá litina GGG 35.

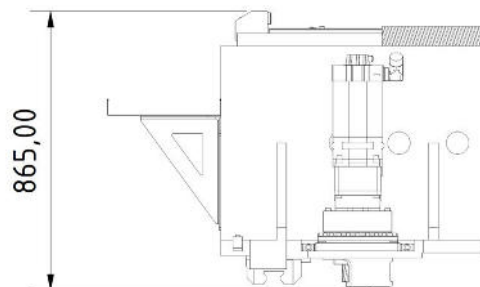


Obrázek 66: Příčné a podélné žebrování

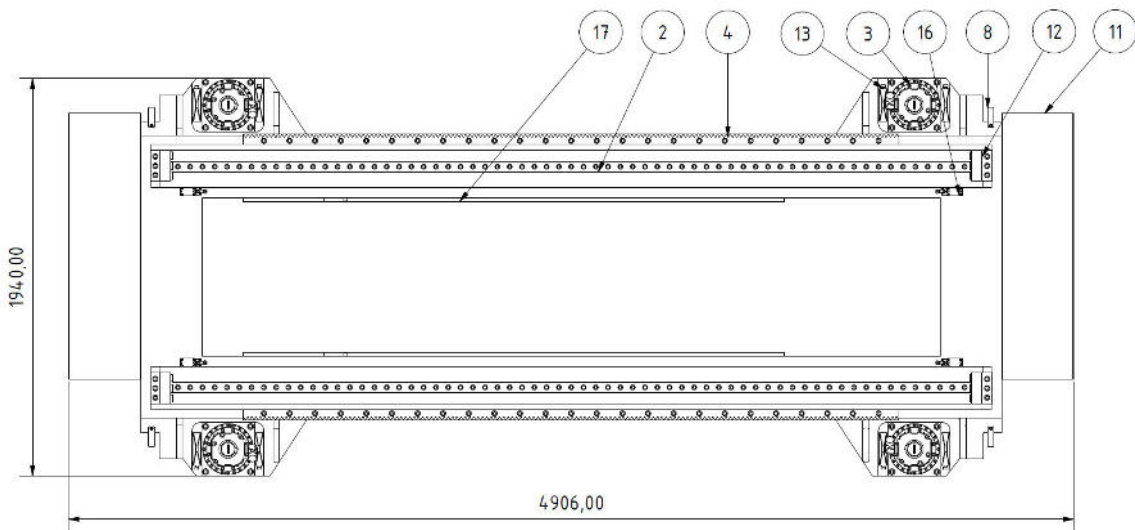
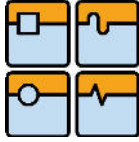
Motory jsou uloženy v konzolách na stavěcích deskách, které jsou dopnuty pomocí rozpínacích pouzder. Tyto pouzdra umožňují přesné usazení motorů proti hřebenu.



Obrázek 67: Detail uložení motoru v příčnicku



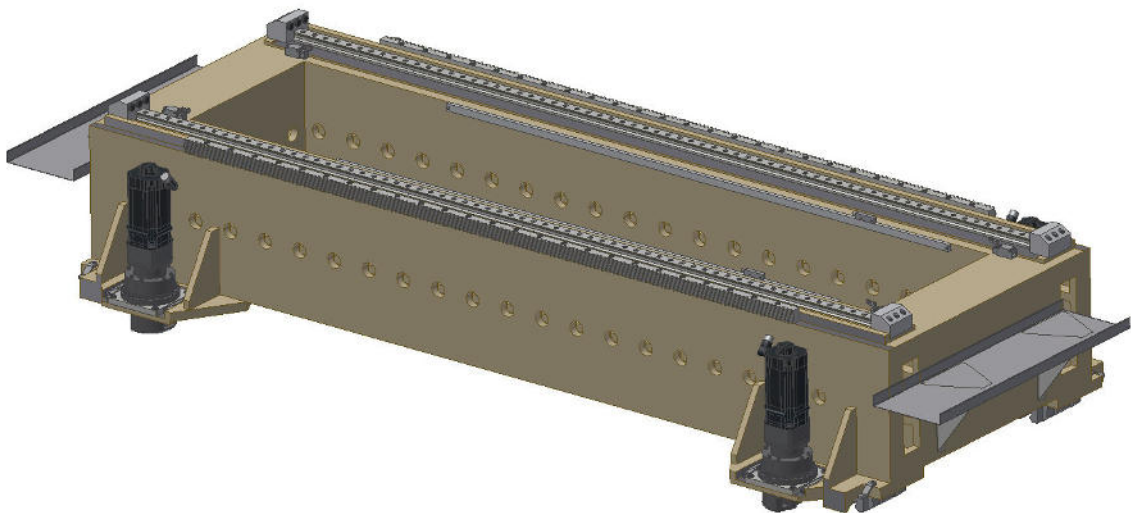
Obrázek 68: Boční profil příčnicku



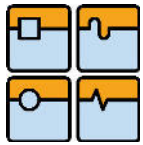
Obrázek 69: Konstrukce a příslušenství příčnicku

Na obrázku číslo 70 je znázorněna konstrukce příčnicku a jeho příslušenství: lineární vedení, ozubené hřebeny, pohony, koncové havarijní dorazy, koncové spínače, konzoly pro energořetězy, odměřování, koncové snímače, dopínací prvky, krytování a mnoho dalších.

#### Celkový pohled na sestavu příčnicku



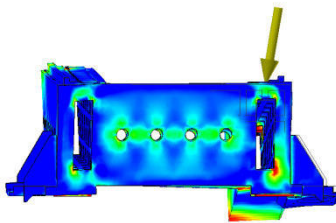
Obrázek 70: Sestava příčnicku stroje



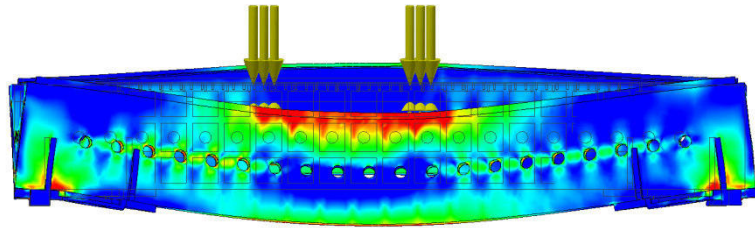
### 15.2. Pevnostní kontrola příčnicku

Svislé zatížení příčnicku je vyvozeno hmotností saní, smykadla a klopným momentem od smykadla. Při pevnostní kontrole saní byly zjištěny reakční síly v uložení, které jsou použity pro kontrolu příčnicku.

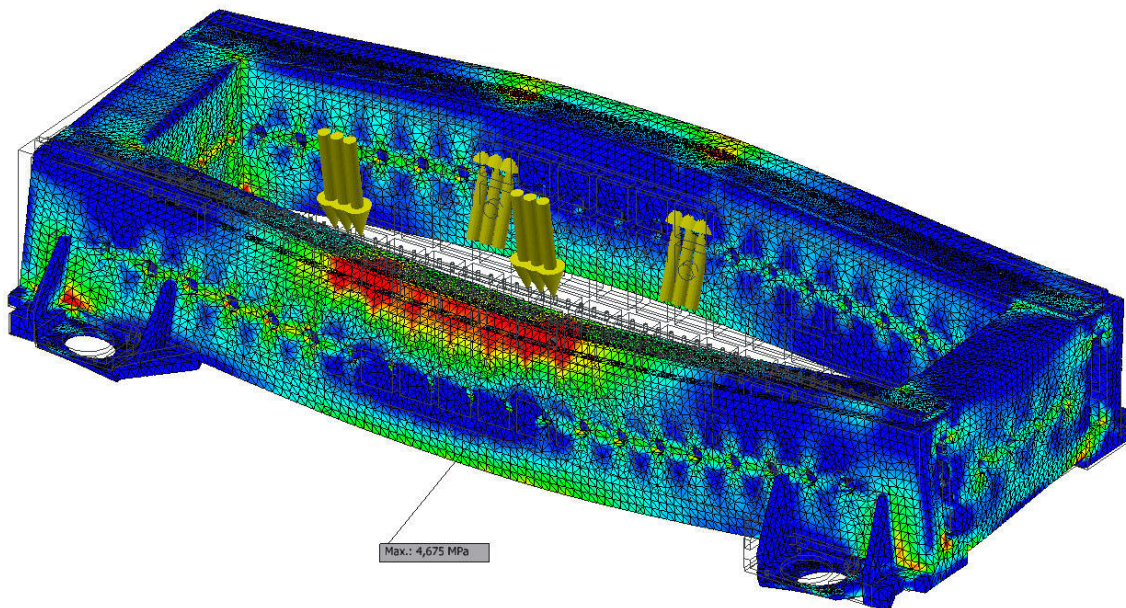
#### Kontrola napětí dle Von Mises



Obrázek 71: Boční pohled



Obrázek 72: Přední pohled

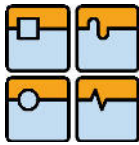
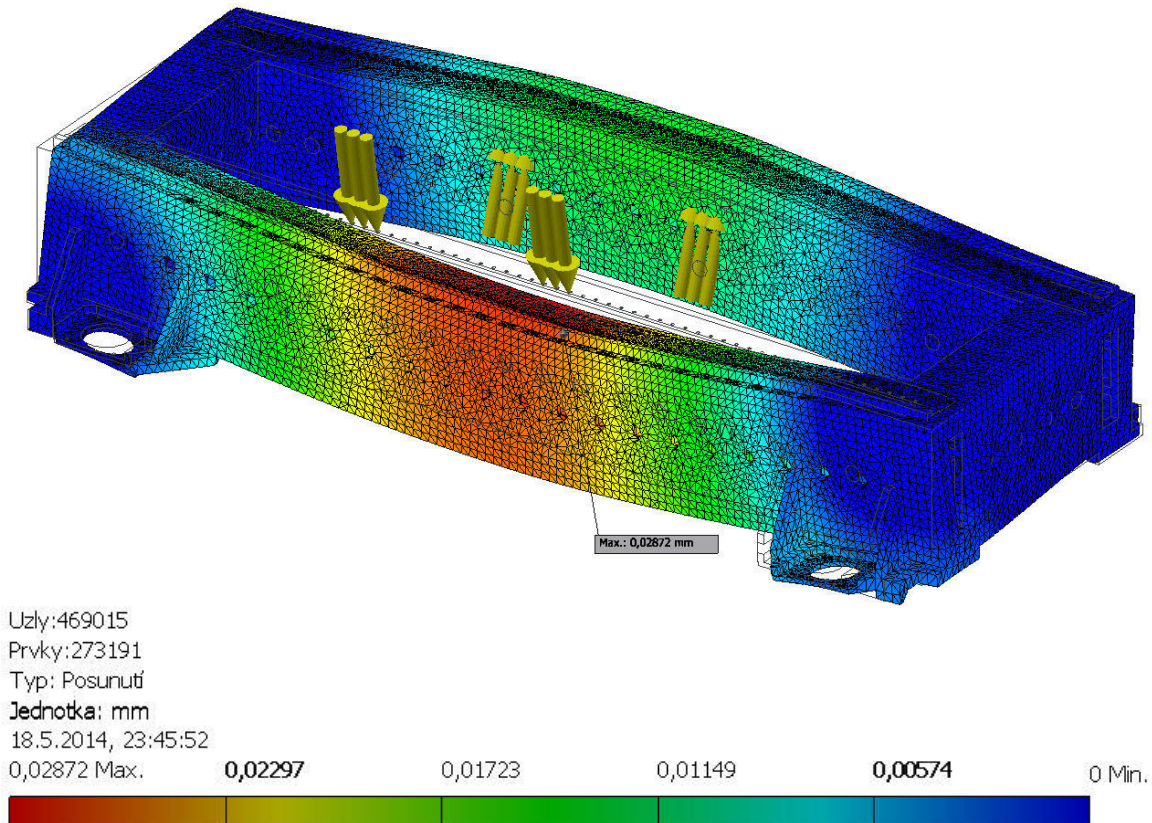


Uzly:534691  
Prvky:314424  
Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa  
18.5.2014, 14:08:37  
0,5



Obrázek 73: Napětí dle Von Mises

Stejně jako u kontroly saní, i u příčnicku je zobrazený rozsah upraven pro lepší názornost. Maximální napětí v příčnicku je 4,675 MPa, které je vyhovující.

**Posunutí od zatížení**

Obrázek 74: Deformace příčnicku

Deformace způsobená zatížením dosahuje maximálních hodnot 0,02872 mm. Jelikož se jedná o hrubovací zatížení, hodnoty při dokončování budou ještě nižší.

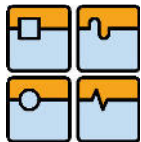
Konstrukce příčnicku je vyhovující z hlediska tuhosti při obrábění.

**15.3. Pohon příčnicku**

Na pohon příčnicku byly zvoleny 4 motory, které by měly svou funkci dobře plnit. Motory budou zapojeny v režimu Duo Master-Slave.

**Počáteční podmínky:**

- |                                     |  |
|-------------------------------------|--|
| - Požadované zrychlení soustavy:    | $a = 3 \text{ m/s}^2$                  |
| - Maximální posuvová rychlost:      | $v_{\max} = 20 \text{ m/min}$          |
| - Celková hmotnost sestavy:         | $m = 12000 \text{ kg}$                 |
| - Otáčky motoru:                    | $n_{\text{mot}} = 3000 \text{ ot/min}$ |
| - Zatížení od obrábění v ose Y:     | $F = 17500 \text{ N}$                  |
| - Účinnost převodu a pastorku:      | $\eta = 0,9$                           |
| - Předepínací koeficient pohonu MS: | $P = 0,3$                              |



Celkový požadovaný výkon motorů pro pohon příčnicku musí překonat statické odpory, dynamické odpory a valivé odpory. Průběh výpočtu je stejný jako u výpočtu pohonu saní, pouze se liší vstupní parametry. Poháněná sestava se skládá z příčnicku, saní, smykadla a dalších příslušenství. K pohonu byly vybrány ozubené pastorky s převodovkami od firmy Stöber [18] a motory budou vybírány z nabídky firmy Siemens z výrobní řady Simotic servomotors [12].

**Zvolený pastorek:**

- modul zubu:  $m = 5$
- počet zubů:  $z = 16$
- úhel sklonu zubu:  $\beta = 19,5283^\circ$

**Roztečný průměr pastorku**

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos(\beta)} = 84,883 \text{ mm}$$

**Obvod pastorku**

$$o_p = \pi \cdot d = 266,667 \text{ mm}$$

**Maximální otáčky pastorku**

$$n_{max} = \frac{v_{max}}{o_p} = 75 \frac{ot}{min}$$

**Potřebný převodový poměr**

$$i = \frac{n_{mot}}{n_{max}} = 40$$

**15.3.1. Statické hledisko**

Statické zatížení je vyvoláno silovým působením na stroj při obrábění a vlastní hmotou stroje. Jelikož se jedná o horizontální osy, pastorek je zatěžován pouze zatížením od obrábění a dynamickými požadavky.

**Statický moment pastorku**

$$M_p = \frac{F}{2} \cdot \frac{d}{2} = 371,362 \text{ Nm}$$

**Potřebný statický moment motoru**

$$M_{stat} = \frac{M_p}{i \cdot \eta} = 10,316 \text{ Nm}$$

**Předepínací moment motorů MS**

$$\Delta M = M_{stat} \cdot P = 3,095 \text{ Nm}$$

**Moment motoru Slave**

$$M_{slave} = M_{stat} - \Delta M = 7,221 \text{ Nm}$$

**Moment motoru Master**

$$M_{master} = M_{stat} + M_{slave} = 17,537 \text{ Nm}$$

**15.3.2. Dynamické hledisko**

Dynamický návrh pohonu vychází z požadavků na zrychlení celé soustavy, kterou pohání. Soustava je definována redukovanými momenty na hřídel pastorku a poté motoru.

**Hmota soustavy stroje**

$$J_m = m_{max} \cdot \frac{d^2}{4} = 21,615 \text{ m}^2 \text{ kg}$$

**Zrychlení motoru**

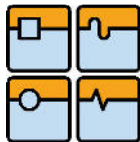
$$J_{mot} = 6,781 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ kg}$$

**Zrychlení převodovky**

$$J_{pr} = 8,41 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ kg}$$

**Potřebné zrychlení pastorku**

$$\varepsilon_p = \frac{2 \cdot a}{d} = 70,686 \text{ rad/s}$$

**Potřebné zrychlení motoru**

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_p \cdot i = 2827 \text{ rad/s}$$

**Moment pro zrychlení soustavy**

$$M_m = J_m \cdot \varepsilon_p = 1527,89 \text{ Nm}$$

**Momentové zatížení pastorku**

$$M_{pr} = J_{pr} \cdot \varepsilon_{mot} = 23,779 \text{ Nm}$$

**Momentové zatížení motoru**

$$M_{mot} = J_{mot} \cdot \varepsilon_{mot} = 19,173 \text{ Nm}$$

**Celkové zatížení**

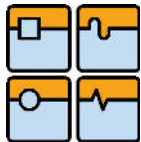
$$M_{dyn} = 2 \cdot M_{stat} + 2 \cdot M_{mot} + 2 \cdot M_{pr} + \frac{M_m}{2 \cdot i \cdot \mu} = 74,448 \text{ Nm}$$

**Celkový výkon**

$$P = M_{dyn} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mot} = 23,401 \text{ kW}$$

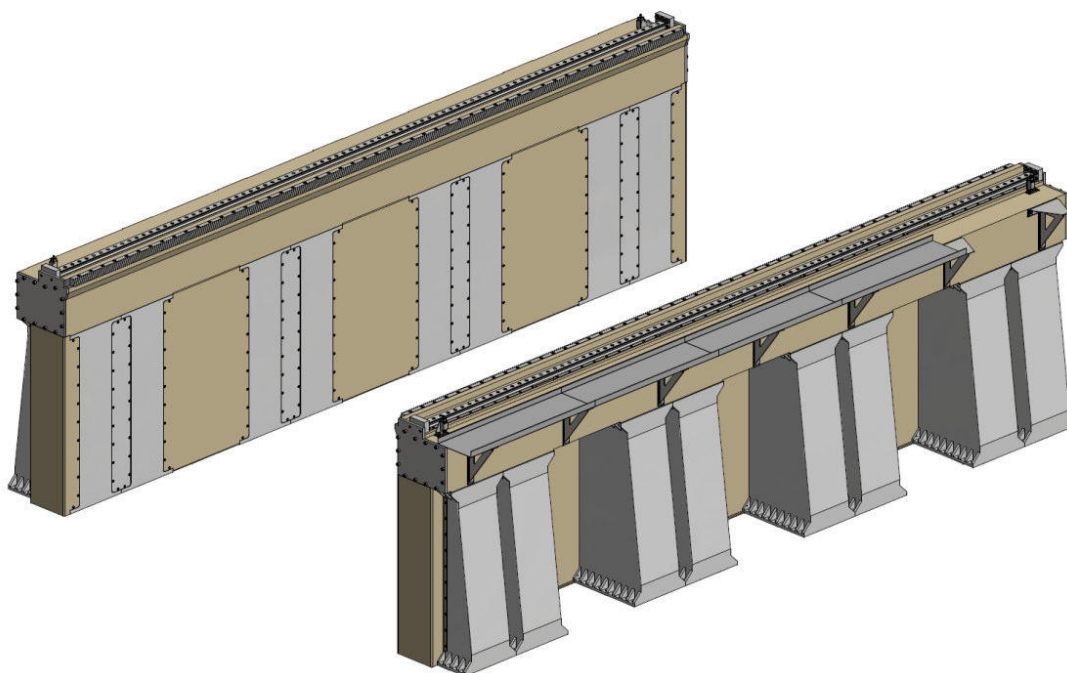
### 15.3.3. Volba motoru a převodovky

Z dynamického hlediska je požadovaný moment pastorku 1763,5 Nm. Tyto požadavky splňuje převodovka s pastorkem od firmy Stöber ZTRS516S PH822F0400 ME a motor od firmy Siemens 1FT7105-5WF7 s nominálním momentem 90 Nm a výkonem 24,8 kW



## 16. Podstavce a lože

Stěny stroje jsou tvořeny skupinou podstavců a s ložem pro vedení příčnicku vytváří jako celek pevnou část stroje. Jeho tuhost a stabilita mají velký vliv na dobré statické a dynamické vlastnosti všech posuvových os. Základ konstrukce je proveden z podélných drah, na kterých je uložení pro lineární vedení, pravítka, ozubený hřeben a mnoho dalšího příslušenství. Konstrukce každého dílu bude popsána samostatně. Konstrukce celé stěny je vidět na obrázku 76. Základ stěny se skládá ze 4 dvojitých podstavců, které jsou pevně sešroubovány s ložem. Krytování a rolety pro AVN jsou v prostoru mezi podstavci, havarijní zarážky, konzoly a jiné další příslušenství je připevněno na loži. Na konzolách je přimontováno koryto pro vedení energetického řetězce.



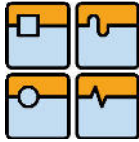
Obrázek 75: Stěny a dráhy pro vedení

### 16.1. Podstavec stěny

Blok stěny je konstruován jako podstavec, jedná se o část skříňovitého tvaru, u kterého výška převládá nad ostatními rozměry. Ke stojanu se připojují jiné základní části stroje pomocí dosedacích upínacích ploch.

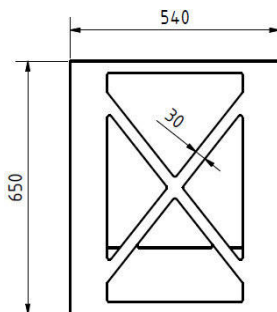
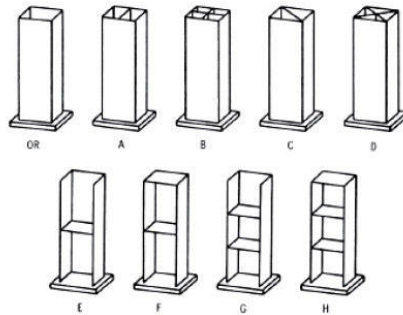
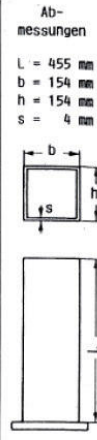
#### 16.1.1. Konstrukce

Blok stěny je vyroben jako odlitek z šedé litiny GGG35. Základní profil odlitku byl zvolen obdélníkový s křížovými žebry. Tento profil byl vybrán z tabulky číslo 22. Podstavec je zatěžován bočním zatížením a hmotností navazujících celků. Zatížení se do základu přenáší přes ustavovací bloky, které jsou pevně spojené se základem. A jsou zapuštěny do podlahy stroje.



Tabulka 22: Odolnost stojanu vůči krutu a ohybu [19]

| rel. Biegesteifigkeit<br>$\frac{F/2}{F/2}$<br>50 % 100 |        | rel. Torsionssteifigkeit<br>$\frac{F}{F} \rightarrow \chi_1 \quad k = \frac{F}{\chi_1}$<br>50 % 100 |        | relatives<br>Materialvolumen<br>100 % 150 |        |
|--|--------|---|--------|---|--------|
| 100%   | m.Kpl. | 100%  | m.Kpl. | 100%                                      | m.Kpl. |
| 100%   | o.Kpl. | 9,4%  | o.Kpl. | 93%                                       | o.Kpl. |
| 120%   |        | 101%  |        | 122%                                      |        |
| 111%   |        | 12,1%   |        | 115%                                      |        |
| 120%   |        | 101%  |        | 145%                                      |        |
| 112%   |        | 18,2%   |        | 138%                                      |        |
| 118%   |        | 116%  |        | 132%                                      |        |
| 118%   |        | 104%  |        | 125%                                      |        |
| 142%   |        | 119%  |        | 163%                                      |        |
| 142%   |        | 117%  |        | 157%                                      |        |
| 100%   |        | 104%  |        | 107%                                      |        |
| 100%   |        | 109%  |        | 115%                                      |        |



Obrázek 76: Základní profil odlitku sloupu

16.1.2. MKP analýza

Stojan je zatěžován od obrábění, hmotnosti stroje a dynamickými účinky zrychlovaného a brzděného příčnicku. Svislé zatížení je určeno z celkové hmotnosti příčnicku a drah. Boční zatížení je odvozeno od hmotnosti příčnicku a požadovaného zrychlení. Zatížení sloupu je zjednodušeno a odhadnuto dle situace.

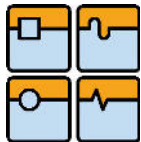
**Boční zatížení:**

$$F_h = \frac{m_{\text{příčnicku}} \cdot a_{\text{požadované}}}{\text{počet sloupů}} = 1988 \text{ N}$$

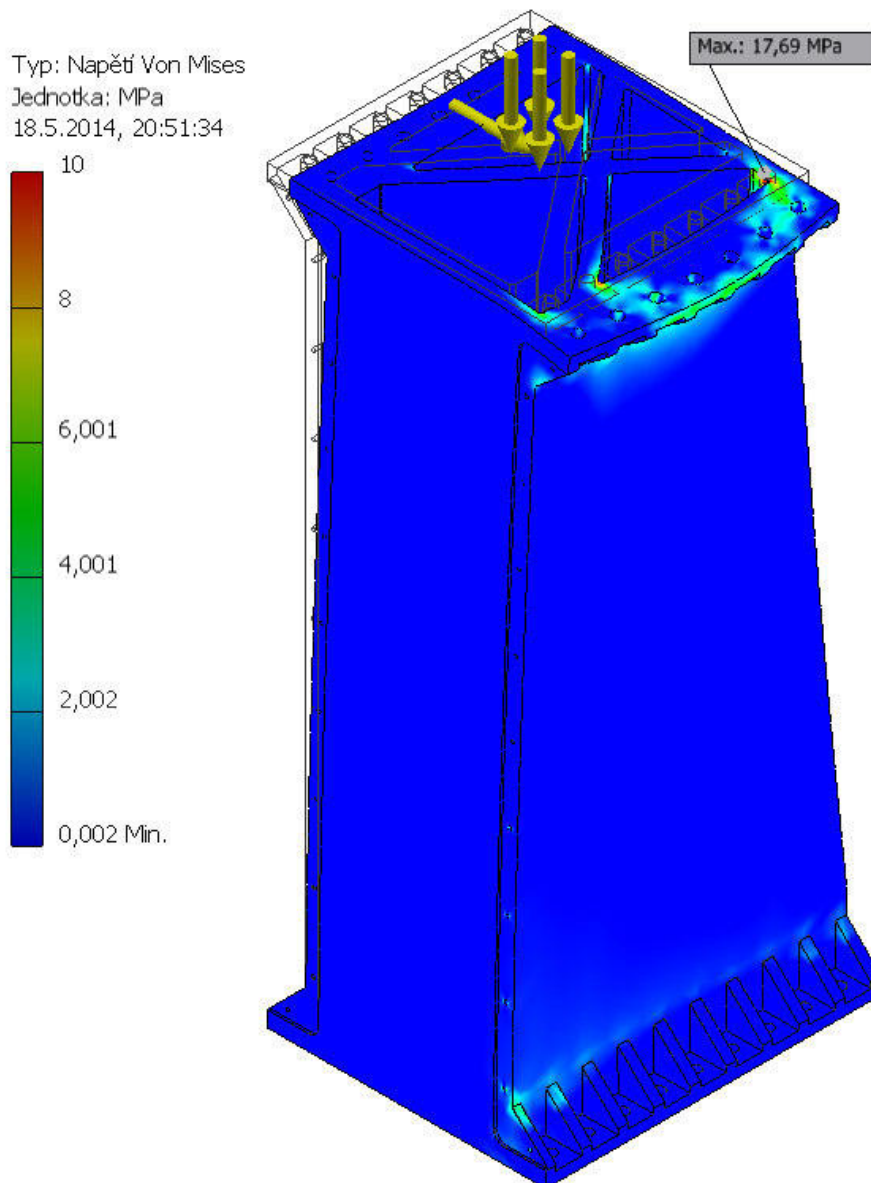
**Svislé zatížení:**

$$F_s = \frac{\left(\frac{m_{\text{příčnicku}}}{2} + m_{\text{dráhy}}\right) \cdot g}{2} = 49540 \text{ N}$$



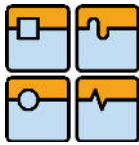


### Kontrola napětí dle Von Mises



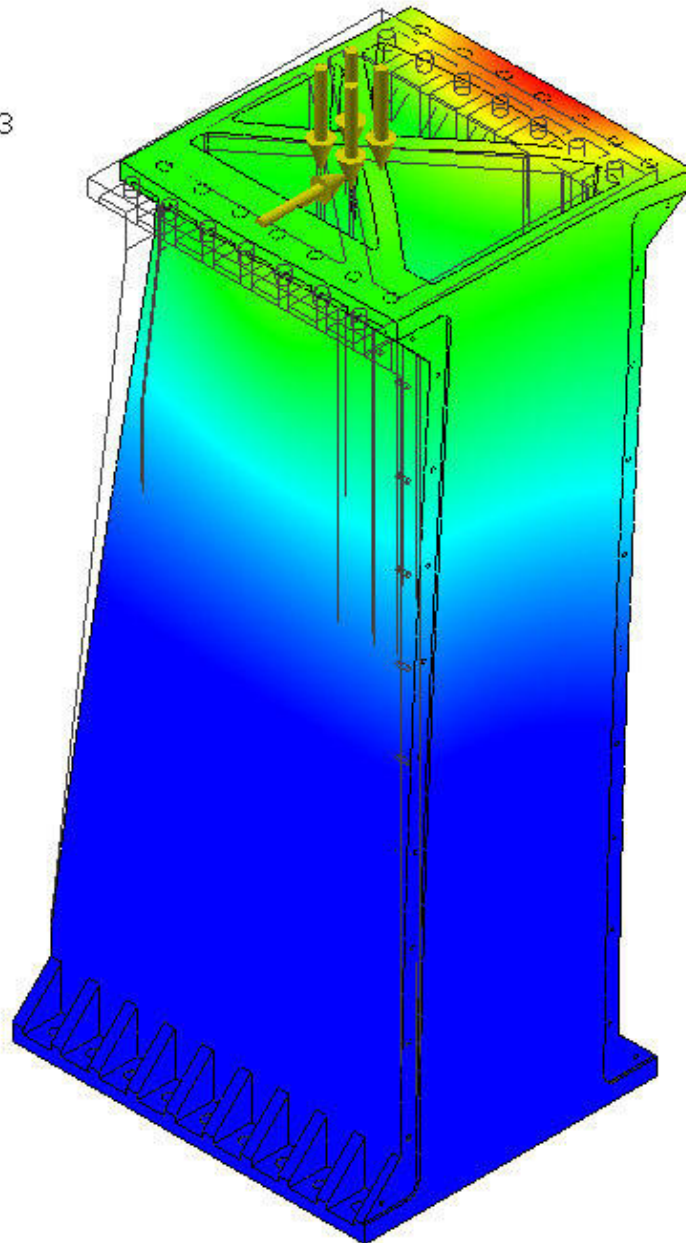
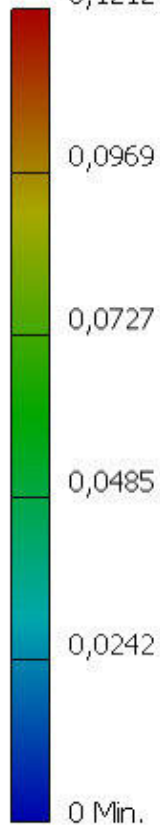
Obrázek 77: Napětí dle Von Mises

Maximální zatížení dosahuje v podstavci hodnoty 17,69 MPa, které vyhovuje. Jelikož je analýza počítaná tak, že je zatížení přenášeno dvěma sloupy, bude v reálné situaci napětí menší. V reálné situaci bude zatížení rozloženo po celé stěně do více podstavců.



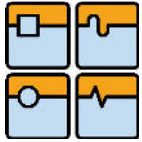
### Posunutí od zatížení

Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
18.5.2014, 20:47:23  
0,1212 Max.



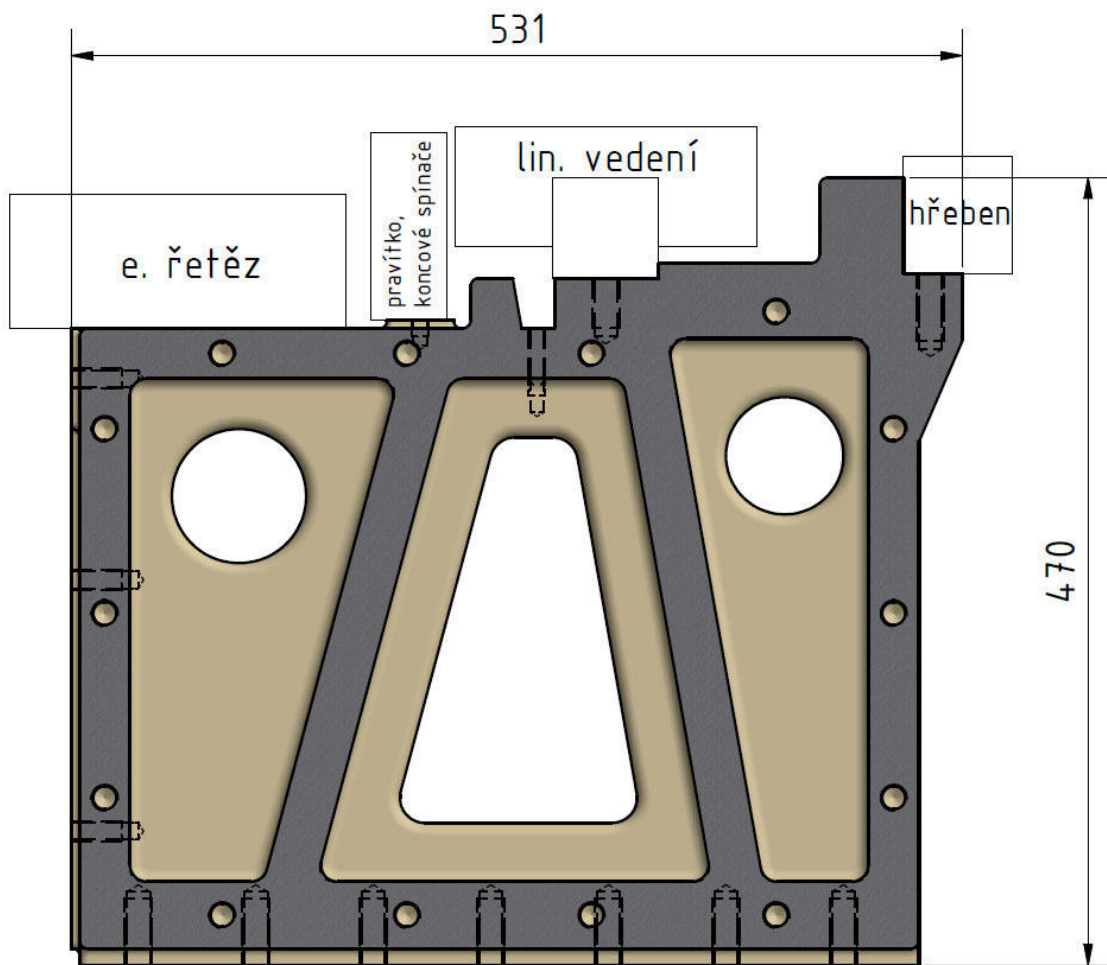
Obrázek 78: Deformace sloupu

Maximální deformace vzniká na okraji upínací plochy. V těchto místech bude podstavec sešroubován s ložem a deformace se tím sníží.

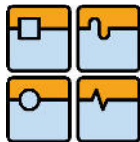


### 16.2. Lože

Lože (vodící dráha příčnicku) je stejně jako podstavec vyrobena jako odlitek z šedé litiny GGG 35. Na obrázku 80 je šedou barvou naznačen podélný průřez s podélnými žebry. Běžovým odstínem jsou naznačena příčná žebra, která vyztužují podélný profil. V dírách na levé straně jsou přišroubovány konzoly, na kterých je vodící koryto pro energetický řetěz. Poloha dalších připojených komponent je zobrazena na obrázku č. 80. Lineární vedení je dotlačováno pomocí klínové lišty, která zaručuje přesně danou polohu. S podstavci je lože sešroubováno pomocí závrtných šroubů.



Obrázek 79: Profil odlitku dráhy



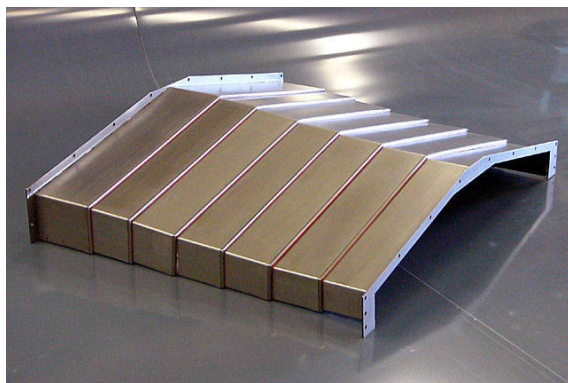
## 17. Kompletace stroje

Závěrečná kapitola se bude věnovat celkovému sestavení stroje a budou zmíněny konstrukční uzly, které nebyly v práci řešeny. Kompletní sestavení stroje byla společná práce.

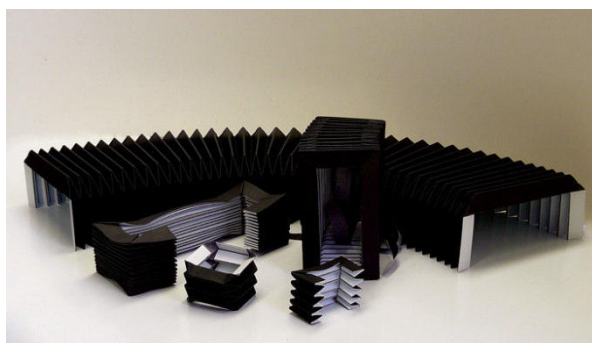
### 17.1. Konstrukční uzly, které nebyly řešeny

#### 17.1.1. Krytování strojů

Mezi hlavní konstrukční uzly, které nebyly v této práci řešeny je především kompletní krytování stroje, které by mohlo být provedeno mnoha způsoby. Mezi nejpoužívanější krytovací technologie patří skládací měchy a teleskopické pevné kryty. Teleskopické pevné kryty se používají tam, kde přichází ke styku s obráběcími médii, třískami a jinými nečistotami. Pro krytování vodorovných os byly vybrány skládací textilní měchy, a pro krytování svislé osy jsou vybrány teleskopické, kvůli možnému styku s třískami nebo řeznými médii.



Obrázek 80: teleskopický kryt Tecnimetal



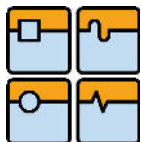
Obrázek 81: Plastové a textilní měchy Reko [20]

#### 17.1.2. Centrální mazací systém

Pro mazání velkých obráběcích strojů se používá přednostně centrální mazací systém. *Centrální mazací systémy zajišťují pravidelné, automatické promazávání mazaných míst jednotlivých strojů, linek, ale i rozsáhlých technologických zařízení. Zařízení, jejichž mazaná místa jsou napojena na centrální mazací systém, mají delší životnost než zařízení, která jsou promazávána manuálně.* [21] Tyto mazací systémy dodávají firmy jako je například **CEMA-TECH, HENNLICH s.r.o.** [21]

#### 17.1.3. Další neřešené části

Mezi další neřešené části spadá konstrukce energetických řetězů, řídicí elektronika, konstrukce základu stroje atd.

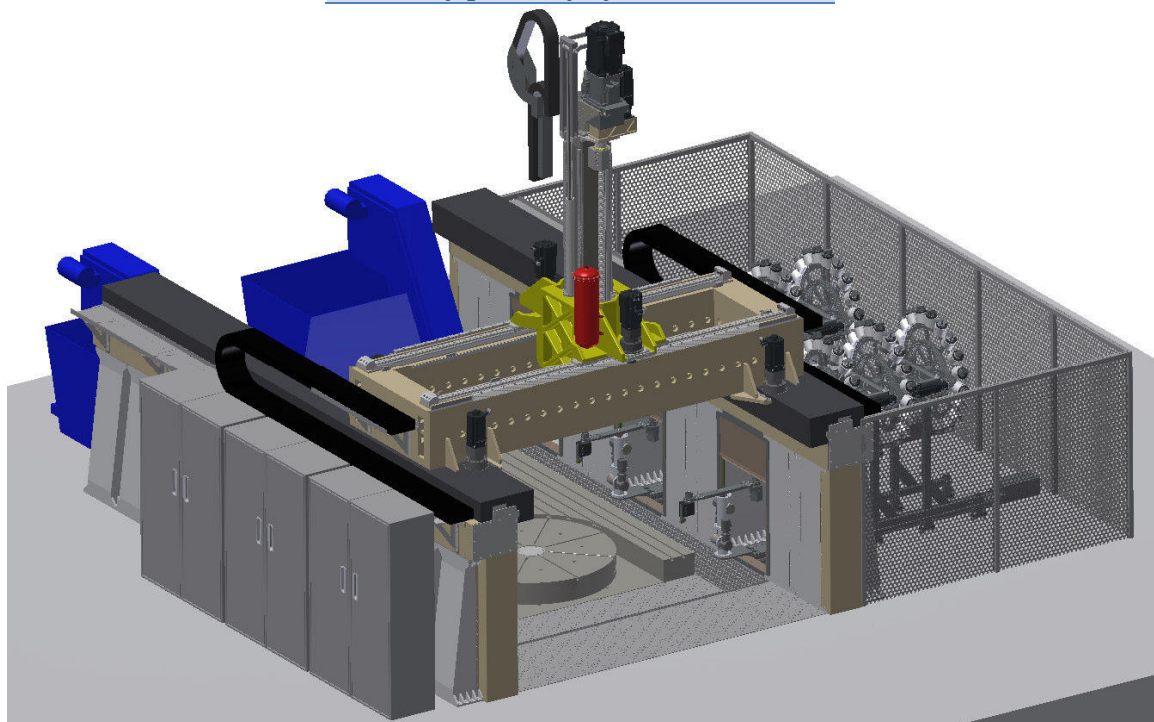


### 17.2. Kompletní sestavení stroje

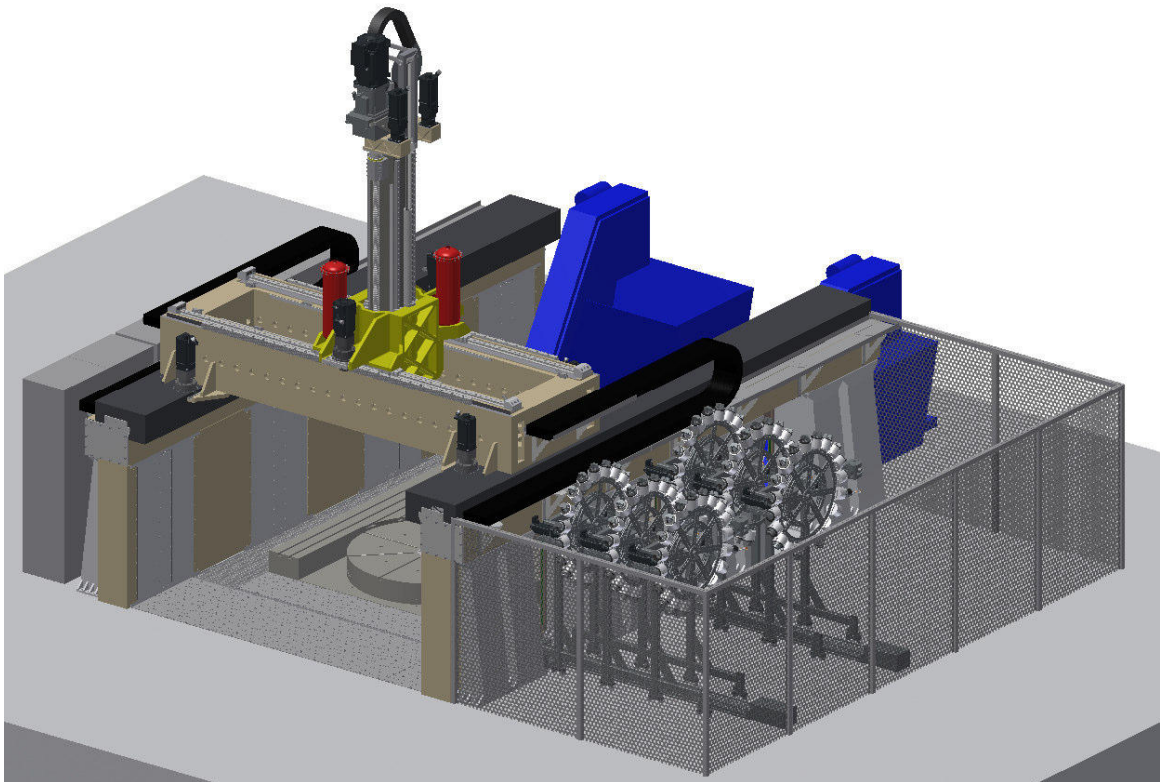
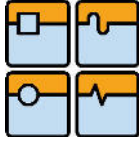
Celkové sestavení proběhlo ve spolupráci s kolegy. Celková sestava byla vytvořena pro lepší představu a pro závěrečnou prezentaci práce. Celý stroj byl pro prezentaci převeden do virtuální reality.

Tabulka 23: Konečné parametry stroje

| Parametry stroje           |          |
|----------------------------|----------|
| Délka                      | 6540 mm  |
| Šířka                      | 8260 mm  |
| Výška                      | 5920 mm  |
| Hmotnost                   | 55000 kg |
| Pracovní prostor X         | 2500 mm  |
| Pracovní prostor Y         | 4200 mm  |
| Pracovní prostor Z         | 1650 mm  |
| Počet nástrojů v zásobníku | 60+      |
| Celkový přibližný výkon    | 500kW    |

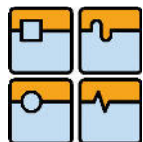


Obrázek 82: Celkový pohled 1

*Obrázek 83: Celkový pohled 2*

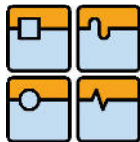
## 18. Závěr

V průběhu vytváření této práce bylo velmi důležité spolupracovat s kolegy, kteří řešili jiné konstrukční uzly. Výsledkem práce měl být návrh skladby multifunkčního obráběcího centra pro obrábění rotačních i nerotačních obrobků. Myslíme si, že tento úkol byl dostatečně splněn, a práce obsahuje všechny nejdůležitější konstrukční uzly potřebné pro konstrukci navrhovaného stroje. Při závěrečném porovnání se stroji již vyráběnými jsme zjistili, že přijít s převratnou konstrukcí určitého uzlu již v dobách studia je velmi složité, protože nám chybí dlouholeté praktické zkušenosti.



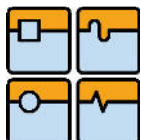
## 19. Bibliografie

- 1) *Kovosvit MAS: MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRA. TECHNOLOGIE FRÉZOVÁNÍ [online]. 2013 [cit. 2014-03-05]. Dostupné z: <http://www.kovosvit.cz>*
- 2) *MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.*
- 3) *CERAZIT: [Online]. Available: [http://www.cerazit.com/download/img\\_nap-druck\\_davy\\_markham\\_3.jpg](http://www.cerazit.com/download/img_nap-druck_davy_markham_3.jpg). [Přístup získán 11 5 2014].*
- 4) *REPORT PREPARED FOR ENVIRONMENTAL ASSESSMENT BRANCH, Ontario Ministry of the Environment. Evaluation methods in environmental assessment. Toronto: Queen's Printer for Ontario, 1990. ISBN 07-729-7316-4.*
- 5) *TAJMAC-ZPS: Portálová obráběcí centra. INFINITY řada [online]. 2012 [cit. 2014-02-05]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/cs/portalova-obrabeci-centra>*
- 6) *Zimmermann. FZ 37 Portal Milling Machine - 5 axis [online]. 2014 [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: <http://www.f-zimmermann.com/index.php?id=688&L=0index.php%253F1%253D91>*
- 7) *TRIMILL Machine Tools. 5 OSÁ S VÝMĚNOU HLAV [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-obrabeci-centra/5-osa-s-vymenou-hlav/>*
- 8) *GARANT. Příručka obrábění. p. 843. 2014.*
- 9) *HUMÁR, Doc. Ing. Anton. Technologie I. Brno, 2003.*
- 10) *KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM A.S. Kuličkové šrouby [online]. 2014 [cit. 2014-02-06]. Dostupné z: <http://ksk-kurim.cz>*
- 11) *INA-FAG. Roller monorail guidance systems [online]. 2014 [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: [http://www.ina.de/content.ina.de/en/products\\_services/linear\\_products/monorail\\_guidance\\_systems/roller\\_monorail/Roller\\_monorail.jsp](http://www.ina.de/content.ina.de/en/products_services/linear_products/monorail_guidance_systems/roller_monorail/Roller_monorail.jsp)*
- 12) *BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.*
- 13) *HYTEK S.R.O. Akumulátory OLAER [online]. 2010 [cit. 2014-01-5]. Dostupné z: [http://www.hytek.cz/produkty\\_prehled.php?pd=42](http://www.hytek.cz/produkty_prehled.php?pd=42)*
- 14) *DMG MORI SEIKI CO., LTD. Milling centers [online]. 2014 [cit. 2014-05-26]. Dostupné z: <http://www.dmgmoriseiki.co.jp/en/>*
- 15) *STOBER DRIVES LTD. Rack and Pinion Drives [online]. 2013 [cit. 2014-03-03]. Dostupné z: <http://www.stober.co.uk>*
- 16) *SIEMENS, s.r.o. Technika pohonů [online]. 2013 [cit. 2014-03-15]. Dostupné z: <http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?ctxnh=ea0f46d792&ctxp=home>*
- 17) *M. Weck, Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung, Berlin: Verlag Springer, 2002*
- 18) *REKO S.R.O. Plastové a ochranné kryty [online]. 2013 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.reko-sro.cz/cz/ochranné-kryci-mechy/index.htm>*
- 19) *CEMA-TECH. CENTRÁLNÍ MAZÁNÍ [online]. 2013 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: <http://cematech.hennlich.cz/produkty/centralni-mazani-5776.html>*
- 20) *HESTEGO A.S. HESTEGO Protection Systems [online]. 2013 [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <http://www.hestego.cz/>*

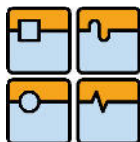


- 21) HEIDENHAIN S.R.O. *Měřicí a řídicí technika pro náročné aplikace polohování [online]. 2013 [cit. 2014-05-26]. Dostupné z: <http://content.heidenhain.de/presentation/elearning/CZ/index/1271254390491/1271254390499/1271254390502/1271254390502.html>*
- 22) RENISHAW APPLY INNOVATION. *Snímače polohy [online]. 2013 [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <http://www.renishaw.cz/cs/snimace-polohy--6331>*
- 23) ABB. *Přístroje a rozváděče nízkého napětí [online]. 2014 [cit. 2014-04-21]. Dostupné z: <http://www.renishaw.cz/cs/snimace-polohy--6331>*
- 24) E. MACHINING. *Eaves Machining Ltd Gallery [online]. 2012 [cit. 2014-05-11]. Dostupné z: <http://www.eavesmachining.com/eaves-machining-ltd-gallery/?nggpage=2>*
- 25) PELIKÁN VRCHLABÍ S.R.O. *Hydraulika [online]. 2013 [cit. 2014-03-03].*

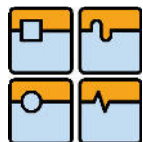


**20. Seznam obrázků**

|  |    |
|--|----|
| Obrázek 1: Multifunkční soustružnické centrum MCSY80A [1].....   | 12 |
| Obrázek 2: Multifunkční soustružnické centrum MTC 500 [1] .....  | 12 |
| Obrázek 3: Technické faktory ovlivňující obráběcí stroj .....  | 13 |
| Obrázek 4: Upnutí nerotačního obrobku na soustružnickém stole .....  | 14 |
| Obrázek 5: Upnutí těžkého obrobku [3] .....  | 14 |
| Obrázek 6: Horní gántry s otočným stolem .....   | 23 |
| Obrázek 7: Svislý soustruh s jedním suportem.....  | 23 |
| Obrázek 8: Stroje řady MCV [5] .....   | 25 |
| Obrázek 9: Zimmermann FZ37 [6].....  | 26 |
| Obrázek 10: Trimill VM [7] .....   | 26 |
| Obrázek 11: Řezné síly při podélném soustružení, $F_c$ – řezná síla, $F_f$ – posuvová síla, $F_p$ – pasivní síla [9].....                                    | 27 |
| Obrázek 12: Nástrojový držák pro CNMG destičku [10].....   | 27 |
| Obrázek 13: Řezné síly při frézování válcovou frézou.....  | 28 |
| Obrázek 14: 45° frézovací hlava [10] .....   | 28 |
| Obrázek 15: čelně-obvodové frézování nesymetrické [9] .....  | 29 |
| Obrázek 16: Technologie vrtání: $F_c$ – řezná síla, $F_f$ – posuvová síla, $F_p$ – pasivní síla [9].....   | 30 |
| Obrázek 17: Vrták do plného materiálu s VBD [10] .....   | 30 |
| Obrázek 18: Soustružnický stůl s přímým pohonem od firmy DMG.....  | 32 |
| Obrázek 19: 4 osé obrábění vrtule .....  | 33 |
| Obrázek 20: Systém výměny palet na portálovém stroji DMG.....  | 33 |
| Obrázek 21: Výkonová řada pohonů firmy Siemens .....   | 34 |
| Obrázek 22: Built-in motor od firmy Siemens .....  | 34 |
| Obrázek 23: Alternativní typy frézovacích hlav jako příslušenství stroje DMG.....  | 35 |
| Obrázek 24: Standardní řetězový zásobník nástrojů u stroje DMG .....   | 35 |
| Obrázek 25: Extrémní kapacita zásobníku nástrojů u stroje DMG .....  | 36 |
| Obrázek 26: Policový zásobník DMC Portal firmy DMG.....  | 36 |
| Obrázek 27: Diskový násobný zásobník stroje DMG 210 P .....  | 37 |
| Obrázek 28: Přední pohled pracovního prostoru .....  | 38 |
| Obrázek 29: Horní pohled pracovního prostoru .....   | 38 |
| Obrázek 30: Servomotory Siemens .....  | 40 |
| Obrázek 31: Axiální pístový hydromotor firmy Pelikán Vrchlabí .....  | 41 |
| Obrázek 32: Kruhový profil KS [11] .....   | 42 |
| Obrázek 33: Gotický profil KS [11] .....   | 42 |
| Obrázek 34: Princip převodu kuliček v KS [11].....   | 42 |
| Obrázek 35: Poháněná matice od firmy Ina-Fag [12].....   | 42 |
| Obrázek 36: Princip funkce Master Slave [2].....   | 43 |
| Obrázek 37: Závislost třecího odporu $f$ na rychlosti posuvu [13] .....  | 44 |
| Obrázek 38: Princip HS vedení se škracením na vtoku kapes; $h$ - mezera mezi plochami, $p_i$ - tlaky v jednotlivých kapsách, $p_0$ - vstupní tlak [13] ..... | 44 |
| Obrázek 39: Příklad HS vedení s příslušenstvím [13] .....  | 45 |
| Obrázek 40: Princip omezeného valivého vedení [13].....  | 46 |
| Obrázek 41: Princip neomezeného valivého vedení [13] .....   | 46 |
| Obrázek 42: Jednostranný valivý blok [13] .....  | 46 |
| Obrázek 43: 4 stranný valivý blok INA-FAG, uložení do O [12] .....   | 46 |



|   |    |
|---|----|
| Obrázek 44: Nákres vysunutí smykadla .....  | 47 |
| Obrázek 45: Smykadlo stroje TriMill VM 6535 [7].....  | 47 |
| Obrázek 46: Profil smykadla .....   | 48 |
| Obrázek 47: Napětí dle Von Mises - hrubování .....  | 49 |
| Obrázek 48: Napětí dle Von Mises - dokončování.....   | 49 |
| Obrázek 49: Deformace smykadla - hrubování .....  | 50 |
| Obrázek 50: Deformace smykadla - dokončování.....   | 50 |
| Obrázek 51: Celkový nákres smykadla.....  | 51 |
| Obrázek 52: Znázornění uložení smykadla.....  | 52 |
| Obrázek 53: Zatížení lineárního vedení od krutu .....   | 52 |
| Obrázek 54: Návrh pohonu .....  | 55 |
| Obrázek 55: Princip hydraulického vyvážení.....   | 57 |
| Obrázek 56: Akumulátorové stanice Hytec [14] .....  | 58 |
| Obrázek 57: Hydropneumatický pístový akumulátor .....   | 58 |
| Obrázek 58: Konstrukce hydraulického plunžru: 1 - válec, 2 - plunžr, 3 - vodící a těsnící víko, ..... | 58 |
| Obrázek 59: Kompletní sestava smykadla.....   | 59 |
| Obrázek 60: Příčnický typu Box-in-Box [15] .....  | 60 |
| Obrázek 61: Rozměry navrhovaných saní .....   | 61 |
| Obrázek 62: Saně smykadla.....  | 61 |
| Obrázek 63: Napětí dle Von Mises .....  | 62 |
| Obrázek 64: Deformace skříně .....  | 63 |
| Obrázek 65: Sestava smykadla s akumulátory bez dalších příslušenství: .....                           | 65 |
| Obrázek 66: Příčné a podélné žebrování .....  | 66 |
| Obrázek 67: Detail uložení motoru v příčnicku .....   | 66 |
| Obrázek 68: Boční profil příčnicku .....  | 66 |
| Obrázek 69: Konstrukce a příslušenství příčnicku .....  | 67 |
| Obrázek 70: Sestava příčnicku stroje .....  | 67 |
| Obrázek 71: Boční pohled .....  | 68 |
| Obrázek 72: Přední pohled.....  | 68 |
| Obrázek 73: Napětí dle Von Mises .....  | 68 |
| Obrázek 74: Deformace příčnicku.....  | 69 |
| Obrázek 75: Stěny a dráhy pro vedení.....   | 72 |
| Obrázek 76: Základní profil odlitku sloupu.....   | 73 |
| Obrázek 77: Napětí dle Von Mises.....   | 74 |
| Obrázek 78: Deformace sloupu .....  | 75 |
| Obrázek 79: Profil odlitku dráhy .....  | 76 |
| Obrázek 80: teleskopický kryt Tecnimetal .....  | 77 |
| Obrázek 81: Plastové a textilní měchy Reko [19] .....   | 77 |
| Obrázek 82: Celkový pohled 1 .....  | 78 |
| Obrázek 83: Celkový pohled 2 .....  | 79 |



## 21. Seznam tabulek

|   |    |
|---|----|
| Tabulka 1: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část A.....        | 15 |
| Tabulka 2: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část B.....        | 16 |
| Tabulka 3: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část A .....         | 17 |
| Tabulka 4: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část B.....          | 18 |
| Tabulka 5: Tabulka porovnávacích parametrů s tendencí změny.....                      | 19 |
| Tabulka 6: Párové porovnání parametrů.....  | 20 |
| Tabulka 7: Kvantifikovaná porovnávací matice (váhy parametrů) .....                   | 20 |
| Tabulka 8: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro nerotační obrobky ..... | 22 |
| Tabulka 9: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro rotační obrobky .....   | 23 |
| Tabulka 10: Rozměrová řada stroje Infinity [5] .....                                  | 24 |
| Tabulka 11: Velikostní řada stroje FZ 37 [6].....                                     | 25 |
| Tabulka 12: Rozměrová řada strojů TriMill VM [7] .....                                | 26 |
| Tabulka 13: Tabulka řezných parametrů pro soustružení.....                            | 28 |
| Tabulka 14: Zadané parametry pro frézování.....                                       | 29 |
| Tabulka 15: Tabulka řezných parametrů pro frézování.....                              | 29 |
| Tabulka 16: : Tabulka řezných parametrů pro vrtání.....                               | 30 |
| Tabulka 17: Tabulka rozměrů navrhovaného stroje .....                                 | 31 |
| Tabulka 18: Parametry stroje 1600 .....   | 38 |
| Tabulka 19: Parametry stroje .....  | 39 |
| Tabulka 20: Vlastnosti vybraných materiálů [2] .....                                  | 40 |
| Tabulka 21: Vstupní parametry vyvažování .....  | 57 |
| Tabulka 22: Odolnost stojanu vůči krutu a ohybu [18] .....                            | 73 |
| Tabulka 23: Konečné parametry stroje .....  | 78 |

## 22. Výpis značek

BHV<sub>j</sub> – bodová hodnota významnosti

q<sub>j</sub> – váha významnosti

I<sub>jx</sub> – index změny

S<sub>x</sub> – relativní úroveň

X, Y, Z – osy stroje

[mm]

F – zatížení

[N]

F<sub>c</sub> – řezná síla

[N]

F<sub>f</sub> – posuvová síla

[N]

F<sub>p</sub> – pasivní síla

[N]

F<sub>h</sub> – hrubovací síla

[N]

F<sub>d</sub> – dokončovací síla

[N]

M<sub>kh</sub> – hrubovací moment

[Nm]

M<sub>kd</sub> – dokončovací moment

[Nm]

M<sub>l</sub> – částečný moment

[Nm]

F<sub>a</sub> – síla od hrubovacího momentu

[N]

F<sub>b</sub> – síla od hrubovacího momentu

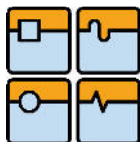
[N]

f – bezpečnostní faktor

[ - ]

L – nominální životnost

[m]



|  |                                  |
|--|----------------------------------|
| $n_{\xi}$ – maximální otáčky šroubu                                | $[\text{min}^{-1}]$              |
| $n_{k\text{max}}$ – kritické otáčky šroubu                         | $[\text{min}^{-1}]$              |
| $k_k$ – koeficient uložení   | $[-]$                            |
| $l_k$ – nepodepřená délka  | $[\text{mm}]$                    |
| $d_k$ – průměr šroubu  | $[\text{mm}]$                    |
| $F_v$ – vzpěrné zatížení   | $[\text{N}]$                     |
| $n_{\text{ekv}}$ – ekvivalentní otáčky                             | $[\text{min}^{-1}]$              |
| $F_{\text{ekv}}$ – ekvivalentní zatížení                           | $[\text{N}]$                     |
| $L_h$ – životnost  | $[\text{h}]$                     |
| $C_{\text{din}}$ – dynamická únosnost                              | $[\text{N}]$                     |
| $J_{\text{mot}}$ – moment setrvačnosti motoru                      | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$     |
| $J_{\text{pr}}$ – moment setrvačnosti převodovky                   | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$     |
| $J_s$ – moment setrvačnosti šroubu                                 | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$     |
| $J_m$ – moment setrvačnosti hmoty                                  | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$     |
| $J_{\text{rhm}}$ – moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$     |
| $M_{\text{GT}}$ – redukováný moment hmotnosti                      | $[\text{Nm}]$                    |
| $M_{\text{KSM}}$ – moment kuličkového šroubu                       | $[\text{Nm}]$                    |
| $M_{\text{zdrhm}}$ – redukováný moment na hřídel motoru            | $[\text{Nm}]$                    |
| $\varepsilon_m$ – zrychlení motoru                                 | $[\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}]$ |
| $\varepsilon_p$ – zrychlení převodovky                             | $[\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}]$ |
| $p$ – absolutní pracovní tlak                                      | $[\text{MPa}]$                   |
| $p_{\text{max}}$ – maximální tlak akumulátoru                      | $[\text{MPa}]$                   |
| $p_{\text{min}}$ – minimální tlak akumulátoru                      | $[\text{MPa}]$                   |
| $V_{\text{max}}$ – maximální objem akumulátoru                     | $[\text{dm}^3]$                  |
| $V_{\text{min}}$ – minimální objem akumulátoru                     | $[\text{dm}^3]$                  |
| $\Delta V$ – změna objemu  | $[\text{dm}^3]$                  |
| $V_{\text{hv}}$ – objem hydromotoru                                | $[\text{dm}^3]$                  |
| $V$ – objem akumulátoru  | $[\text{dm}^3]$                  |
| $p_{\text{hv}}$ – tlak hydraulického válce                         | $[\text{MPa}]$                   |
| $p_{\text{atm}}$ – atmosférický tlak                               | $[\text{MPa}]$                   |
| $n$ – polytropický exponent  | $[-]$                            |
| $l$ – zdvih válce  | $[\text{mm}]$                    |
| $v_{\text{max}}$ – maximální rychlost                              | $[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$ |
| $a$ – zrychlení soustavy   | $[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$   |
| $m$ – hmotnost   | $[\text{kg}]$                    |
| $P$ – předepínací koeficient pohonů Master-Slave                   | $[-]$                            |
| $M_m$ – moment pro zrychlení soustavy                              | $[\text{Nm}]$                    |
| $M_p$ – moment zrychlení pastorku                                  | $[\text{Nm}]$                    |
| $M_{\text{mot}}$ – moment zrychlení motoru                         | $[\text{Nm}]$                    |
| $M_{\text{dyn}}$ – celkové dynamické zatížení                      | $[\text{Nm}]$                    |
| $F_h$ – horizontální zatížení                                      | $[\text{N}]$                     |
| $F_s$ – svislé zatížení  | $[\text{N}]$                     |

### 23. Přílohy

## Vstupní hodnoty pro výpočet kuličkového šroubu:

|                           |  |                                       |   |
|---------------------------|--|---------------------------------------|---|
| zrychlení soustavy        | $a := 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$               |                                       |   |
| maximální rychlost posuvu | $v_{\text{max}} := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ | otáčky motoru                         | $n_{\text{m}} := 3000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$ |
| celková hmotnost soustavy | $m_{\text{max}} := 3000 \text{kg}$                 | účinnost matice                       | $\eta_{\text{s}} := 0.88$                         |
| zatížení od soustružení   | $F_{\text{a}} := 4500 \text{N}$                    | účinnost převodovky                   | $\eta_{\text{p}} := 0.95$                         |
| délka kuličkového šroubu  | $l_{\text{s}} := 1800 \cdot \text{mm}$             | koeficient uložení kuličkového šroubu | $k_{\text{d}} := 2.74$                            |
| nepodepřená délka šroubu  | $l_{\text{k}} := 1700 \cdot \text{mm}$             |                                       | $k_{\text{k}} := 4.06$                            |
| stoupání závitu           | $P := 20 \text{mm}$                                | životnost matice                      | $L_{\text{h}} := 30000 \text{hr}$                 |
| průměr šroubu             | $d_{\text{k}} := 63 \text{mm}$                     | koeficient hyd. vyážení               | $x_{\text{i}} := 1.1$                             |

## Kontrolní výpočet kuličkového šroubu

### Maximální otáčky šroubu

$$n_{\text{s}} := 10^8 \cdot k_{\text{d}} \cdot \frac{d_{\text{k}}}{l_{\text{s}}^2} = 5327.778 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{\text{kmax}} := n_{\text{s}} \cdot 0.8 = 4262.222 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

### Kontrola vzpěrné tuhosti

$$F_{\text{v}} := k_{\text{k}} \cdot 10^5 \cdot \frac{d_{\text{k}}^4}{l_{\text{k}}^2} = 2.213 \times 10^6 \text{N} \quad F_{\text{vmax}} := F_{\text{v}} \cdot 0.5 = 1106522.866 \text{N}$$

### Maximální silové zatížení

$$F_{\text{g}} := m_{\text{max}} \cdot a = 9000 \text{N}$$

$$F_{\text{max}} := F_{\text{g}} + F_{\text{a}} = 13500 \text{N}$$

$$F := \frac{F_{\text{max}}}{2} = 6750 \text{N}$$

### Hnací moment šroubu

$$M_{\text{s}} := \frac{F \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{s}}} = 24.416 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### Maximální otáčky šroubu vzhledem k posuvu

$$n_{\text{rp}} := \frac{v_{\text{max}}}{P} = 1000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

### **Ekvivalentní otáčkové zatížení**

$$n_1 := n_{rp} = 1000 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad t_1 := 5$$

$$n_2 := \frac{n_{rp}}{2} = 500 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad t_2 := 15$$

$$n_3 := 100 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad t_3 := 55$$

$$n_4 := 0 \quad t_4 := 25$$

$$n_{ekv} := n_1 \cdot \frac{t_1}{100} + n_2 \cdot \frac{t_2}{100} + n_3 \cdot \frac{t_3}{100} + n_4 \cdot \frac{t_4}{100} = 180 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

### **Ekvivalentní zatížení**

$$F_{ekv} := \sqrt[3]{(F)^3 \cdot \frac{n_1 \cdot t_1}{n_{ekv} \cdot 100} + (F)^3 \cdot \frac{n_2 \cdot t_2}{n_{ekv} \cdot 100} + (F)^3 \cdot \frac{n_3 \cdot t_3}{n_{ekv} \cdot 100}} = 6750 \text{ N}$$

### **Požadovaná dynamická únosnost matice**

$$L_{dyn} := \left( \frac{C_{dyn}}{F_{ekv}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_{ekv} \cdot 60} \quad C_{dyn} := \sqrt[3]{\frac{n_{ekv} \cdot 60 \cdot L_h}{10^6}} \cdot F_{ekv} = 181496.892 \cdot \text{N}$$

Kuličková matice K 63x20 pro vysoká zatížení od firmy KSK Kuřim

### **Převodový poměr převodovky**

$$i := \frac{n_m}{n_{rp}} = 3$$

### **Požadovaný nominální moment motoru**

$$M_m := \frac{M_{\xi}}{i} = 8.139 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Výkon motoru**

$$P_m := M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m = 2.557 \cdot \text{kW}$$

## Dynamická kontrola

### Momenty setrvačnosti redukované na hřídel motoru

$$J_{\text{mot}} := 24.8 \cdot 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{\text{p}} := 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{\text{s}} := 25545 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$J_{\text{m}} := m_{\text{max}} \cdot \left( \frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 3.04 \times 10^4 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$J_{\text{rhm}} := J_{\text{mot}} + J_{\text{p}} + \frac{J_{\text{s}}}{i^2} + \frac{J_{\text{m}}}{i^2} = 8.876 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

### Momenty hmot redukované na hřídel motoru

$$\eta_{\text{c}} := \eta_{\text{p}} \cdot \eta_{\text{s}} = 0.836 \quad \text{účinnost systému}$$

$$M_{\text{GT}} := \frac{m_{\text{max}} \cdot g \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{\text{c}}} = 37.339 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{KSM}} := \frac{F_{\text{g}} \cdot P \cdot (1 - \eta_{\text{s}}^2)}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{\text{p}}} = 2.268 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{zdrhm}} := M_{\text{GT}} + M_{\text{KSM}} = 39.607 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{momenty redukované na hřídel motoru}$$

### Zrychlení soustavy

$$\epsilon_{\text{s}} := \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = 942.478 \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$\epsilon_{\text{m}} := \epsilon_{\text{s}} \cdot i = 2827.433 \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

### Celkový moment motoru

$$M_{\text{motdyn}} := J_{\text{rhm}} \cdot \epsilon_{\text{m}} + M_{\text{zdrhm}} = 64.702 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### Potřebný moment motoru

$$P_{\text{mot}} := M_{\text{motdyn}} \cdot 2 \pi \cdot n_{\text{m}} = 20.327 \cdot \text{kW}$$

## Kontrola lineárního vedení

$$F := 17500 \cdot \text{N}$$

$$R_a := 18400 \cdot \text{N}$$

$$R_b := 13910 \cdot \text{N}$$

$$M_a := 7218 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

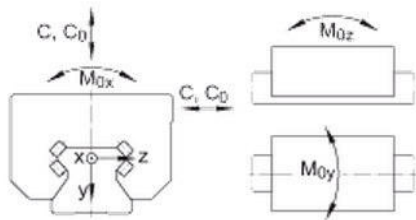
$$M_b := 3709.425 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



Hodnoty sil a momentů jsou získány z programu autodesk simulation.

Zvolené lineární vedení je od firmy INA-FAG RUE55-E-H

### Parametry vedení:



$$M_x := 2503 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$C_o := 210000 \cdot \text{N}$$

$$M_y := 7263 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$C_{dyn} := 112000 \cdot \text{N}$$

$$M_z := 6536 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### Zatížení od obrábění

$$a := 123 \text{ mm} \quad b := 160 \text{ mm}$$

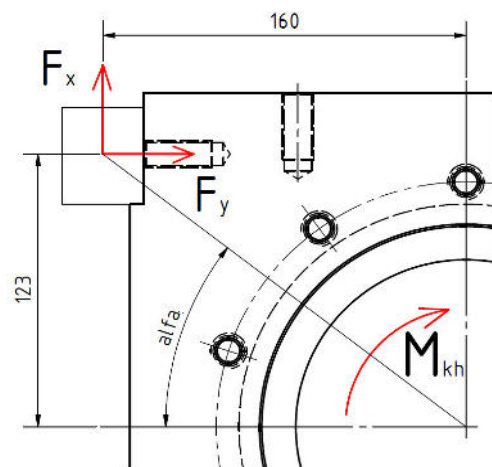
$$M_{kh} := 2975 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{na obrázku jako } M_k$$

$$F_{xy} := \frac{M_{kh}}{8 \cdot \sqrt{a^2 + b^2}} = 1842.66 \text{ N}$$

$$\alpha := \tan\left(\frac{a}{b}\right)^{-1} = 1.034$$

$$F_x := \cos(\alpha) \cdot F_{xy} = 942.526 \text{ N}$$

$$F_y := \sin(\alpha) \cdot F_{xy} = 1583.363 \text{ N}$$



### Celkové zatížení

$$F_c := \sqrt{(R_a + F_y)^2 + F_x^2} = 20005.578 \text{ N}$$



## **Statická únosnost**

$$f := \frac{C_o}{F_c} = 10.497$$

Statický bezpečnostní faktor musí být větší jak 1,25. V našem případě požadavky splňuje jak silový tak i momentový.

$$M_y > M_a$$

## **Výpočet životnosti vedení**

$$L_w := \left( \frac{C_{dyn}}{F_c} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100000 \cdot q = 31157054 \text{ m}$$

$$L_{hr} := L \cdot \frac{50000}{v_{max} \cdot 60} = 21636843 \cdot \text{hr}$$

## Návrh hydraulického akumulátoru pro vyvažování

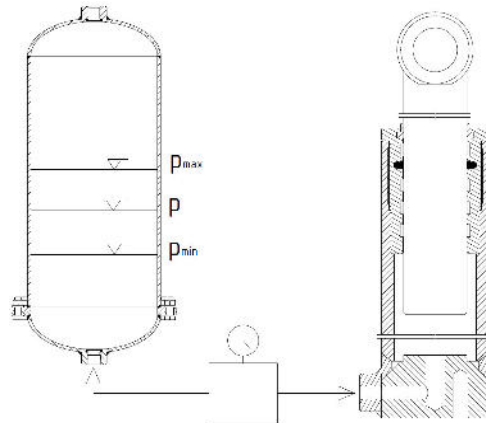
$$m := 4000 \cdot \text{kg} \quad p_{\text{atm}} := 0.1 \text{ MPa}$$

$$F_v := m \cdot g \cdot \frac{1}{2} = 19613.3 \text{ N}$$

$$D := 200 \text{ mm} \quad d := 35 \text{ mm} \quad l := 1650 \text{ mm}$$

$$l_{\text{vys}} := 825 \text{ mm} \quad \text{předepnutý válec}$$

$$n := 1.29 \quad \text{polytropický koeficient}$$



### pracovní tlaky akumulátoru

$$p_{\text{hv}} := \frac{F_v}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 20.386 \cdot \text{MPa} \quad \text{Pracovní tlak akumulátoru se rovná pracovnímu tlaku válce.}$$

$$p := p_{\text{hv}} + p_{\text{atm}} = 20.486 \cdot \text{MPa}$$

$$p_{\text{max}} := p \cdot 1.05 = 21.51 \cdot \text{MPa}$$

$$p_{\text{min}} := p \cdot 0.95 = 19.461 \cdot \text{MPa}$$

### pracovní objemy válce

$$V_{\text{hv}} := l \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1.587 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$$

$$\Delta V := l_{\text{vys}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 7.937 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

### návrh objemu stlačeného plynu v akumulátoru pomocí izotermického děje

$$p_{\text{max}} \cdot (V - \Delta V) = p_{\text{min}} \cdot (V + \Delta V)$$

$$V_{\text{isot}} := \frac{p_{\text{max}} \cdot \Delta V + p_{\text{min}} \cdot \Delta V}{0.1 \cdot p} = 1.5875 \times 10^7 \cdot \text{mm}^3$$

## **návrh objemu stlačeného plynu v akumulátoru pomocí polytropického děje**

$$p_{\max} \cdot (V - \Delta V)^n = p_{\min} \cdot (V + \Delta V)^n$$
$$V_{\text{poly}} := \frac{\Delta V \cdot \left[ 1 + \left( \frac{p_{\max}}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{\left( \frac{p_{\max}}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} = 2.0472 \times 10^7 \cdot \text{mm}^3$$

## **přibližná velikost akumulátoru**

$$h := \frac{4 \cdot V_{\text{poly}}}{\pi \cdot D^2} = 651.636 \cdot \text{mm}$$

## **Kontrola hydraulického válce na vzpěr**

### **vstupní parametry**

$$E := 210000 \cdot \text{MPa} \quad l := 1800 \cdot \text{mm}$$
$$d := 35 \cdot \text{mm} \quad \sigma_u := 500 \cdot \text{MPa}$$

### **Kritické zatížení**

Podle Eulerových vztahů

$$F_{\text{kr}} := \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}{l^2} = 47121.17 \text{ N}$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\sigma_{\text{kr}} := \frac{F_{\text{kr}}}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 48.977 \cdot \text{MPa}$$

$$\lambda_m := \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = 64.383 \quad (0 < \lambda < 86) - \text{vyhovuje}$$

## Návrh pohonu osy X (saně)

### Vstupní hodnoty:

|                           |  |  |  |
|---------------------------|--|--|--|
| zrychlení soustavy        | $a := 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$               | Silové zatížení od obrábění                            | $F_a := 12000\text{N}$                   |
| maximální rychlost posuvu | $v_{\text{max}} := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ | otáčky motoru  | $n_m := 3000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$ |
| celková hmotnost soustavy | $m_{\text{max}} := 6800\text{kg}$                  | účinnost převodu                                       | $\eta := 0.9$                            |
| předepínací koeficient    | $P := 0.3$   |  |  |
| modul zuby                | $m_z := 5\text{mm}$                                |  |  |
| počet zubů na pastorku    | $z := 16$  |  |  |
| úhel sklonu zuby          | $\beta := \frac{11717}{600} = 19.5283$             | $\beta_r := \frac{\beta \cdot \pi}{180} = 0.341$ (rad) |  |

### Roztečný průměr pastorku:

$$d := \frac{m_z \cdot z}{\cos(\beta_r)} = 84.883 \cdot \text{mm}$$

### Obvod pastorku:

$$o_p := \pi \cdot d = 266.667 \cdot \text{mm}$$

### Maximální otáčky:

$$n_{\text{max}} := \frac{v_{\text{max}}}{o_p} = 75 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

### Potřebný převodový poměr na převodovce

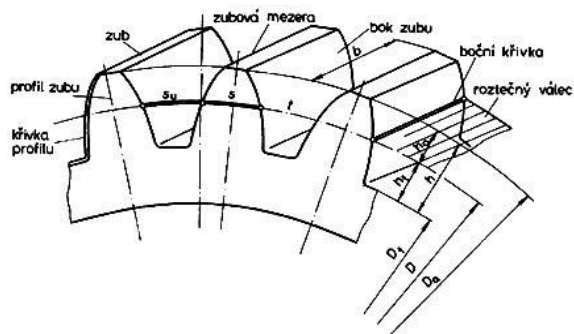
$$i := \frac{n_m}{n_{\text{max}}} = 40$$

### Silové zatížení pastorku

$$F := \frac{F_a}{2} = 6000\text{N}$$

### Moment na pastorku

$$M_p := F_a \cdot \frac{d}{2} = 509.297 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



### **Potřebný statický moment motoru**

$$M_{\text{stat}} := \frac{M_p}{i \cdot \eta} = 14.147 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Předepínací moment**

$$\Delta M := M_{\text{stat}} \cdot P = 4.244 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Moment Master a Slave**

$$M_{\text{slave}} := M_{\text{stat}} - \Delta M = 9.903 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{master}} := M_{\text{stat}} + M_{\text{slave}} = 24.05 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Celkový moment motorů**

$$M_c := M_{\text{master}} + M_{\text{slave}} = 33.953 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Potřebný výkon motoru Master**

$$P_{\text{max}} := 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{master}} \cdot n_m = 7.556 \cdot \text{kW}$$

## **Dynamická kontrola a návrh pohonu**

### **Momenty setrvačnosti**

$$J_m := m_{\text{max}} \cdot \frac{d^2}{4} = 12.249 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$$J_{\text{mot}} := 6782 \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{kg}$$

$$J_{\text{pr}} := 8120 \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{kg}$$

### **Zrychlení pastorku**

$$\epsilon_p := \frac{2 \cdot a}{d} = 70.686 \frac{1}{\text{s}^2}$$

$$\epsilon_{\text{mot}} := \epsilon_p \cdot i = 2827.433 \frac{1}{\text{s}^2}$$

### ***Momentové zatížení***

$$M_{\text{motdyn}} := J_{\text{mot}} \cdot \epsilon_{\text{mot}} = 19.176 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

moment pro zrychlení motoru

$$M_{\text{m}} := J_{\text{m}} \cdot \epsilon_{\text{p}} = 865.804 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

moment pro zrychlení hmoty na pastorku

$$M_{\text{pr}} := J_{\text{pr}} \cdot \epsilon_{\text{mot}} = 22.959 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

moment pro zrychlení převodovky

$$M_{\text{dyn}} := M_{\text{stat}} + M_{\text{motdyn}} + M_{\text{pr}} + \frac{M_{\text{m}}}{2 \cdot i \cdot \eta} = 68.307 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{moment pro zrychlení celku}$$

Z dynamického hlediska je požadovaný moment pastorku 865,804 Nm. Tyto požadavky splňuje převodovka s pastorkem od firmy Stöber ZTR516S PH822F0400 ME a motor od firmy Siemens 1FT7105-5WF7 s nominálním momentem 90 Nm a výkonem 24,8 kW

## Návrh pohonu osy Y (příčnicku)

### Vstupní hodnoty:

zrychlení soustavy

$$a := 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

silové zatížení od obrábění

$$F_a := 17500 \text{ N}$$

maximální rychlost posuvu

$$v_{\text{max}} := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

otáčky motoru

$$n_m := 3000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

celková hmotnost soustavy

$$m_{\text{max}} := 12000 \text{ kg}$$

účinnost převodu

$$\eta := 0.9$$

předepínací koeficient

$$P := 0.3$$

modul

$$m_z := 5 \text{ mm}$$

zubu

počet zubů na pastorku

$$z := 16$$

úhel sklonu zubu

$$\beta := \frac{11717}{600} = 19.5283$$

$$\beta_r := \frac{\beta \cdot \pi}{180} = 0.341 \quad (\text{rad})$$

### Roztečný průměr

$$d := \frac{m_z \cdot z}{\cos(\beta_r)} = 84.883 \cdot \text{mm}$$

### Obvod pastorku:

$$o_p := \pi \cdot d = 266.667 \cdot \text{mm}$$

### Maximální otáčky:

$$n_{\text{max}} := \frac{v_{\text{max}}}{o_p} = 75 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

### Potřebný převodový poměr na převodovce

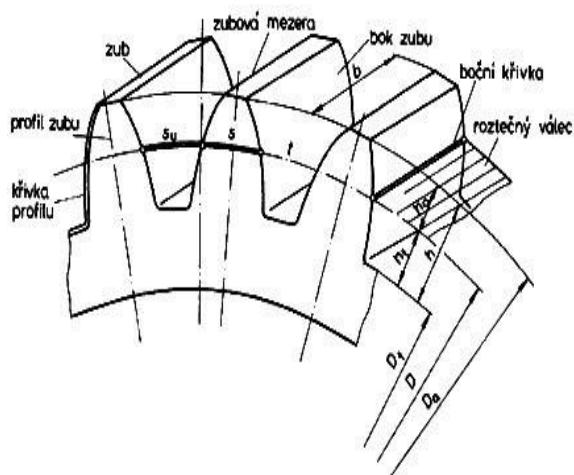
$$i := \frac{n_m}{n_{\text{max}}} = 40$$

### Silové zatížení pastorku

$$F := \frac{F_a}{2} = 8750 \text{ N}$$

### Moment na pastorku

$$M_p := F \cdot \frac{d}{2} = 371.362 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



### **Potřebný statický moment motoru**

$$M_{\text{stat}} := \frac{M_p}{i \cdot \eta} = 10.316 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Předepínací moment**

$$\Delta M := M_{\text{stat}} \cdot P = 3.095 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Moment Master a Slave**

$$M_{\text{slave}} := M_{\text{stat}} - \Delta M = 7.221 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{master}} := M_{\text{stat}} = 10.316 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Celkový moment motorů**

$$M_c := M_{\text{master}} + M_{\text{slave}} = 17.537 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

### **Potřebný výkon motoru Master**

$$P_{\text{max}} := 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{master}} \cdot n_m = 3.241 \cdot \text{kW}$$

## **Dynamický návrh**

### **Momenty setrvačnosti**

$$J_m := m_{\text{max}} \cdot \frac{d^2}{4} = 21.615 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$$J_{\text{mot}} := 6781 \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{kg}$$

$$J_{\text{pr}} := 8410 \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{kg}$$

### **Zrychlení pastorku**

$$\epsilon_p := \frac{2 \cdot a}{d} = 70.686 \frac{1}{\text{s}^2}$$

$$\epsilon_{\text{mot}} := \epsilon_p \cdot i = 2.827 \times 10^3 \frac{1}{\text{s}^2}$$



## **Momentové zatížení**

$$M_{\text{motdyn}} := J_{\text{mot}} \cdot \epsilon_{\text{mot}} = 19.173 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{m}} := J_{\text{m}} \cdot \epsilon_{\text{p}} = 1527.89 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{pr}} := J_{\text{pr}} \cdot \epsilon_{\text{mot}} = 23.779 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{dyn}} := M_{\text{motdyn}} + M_{\text{pr}} + M_{\text{stat}} + \frac{M_{\text{m}}}{2 \cdot i \cdot \eta} = 74.488 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$P := M_{\text{dyn}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{m}} = 23.401 \cdot \text{kW}$$

Z dynamického hlediska je požadovaný moment pastorku 1763,5 Nm. Tyto požadavky splňuje převodovka s pastorkem od firmy Stoeber ZTRS516S PH822F0400 ME a motor od firmy Siemens 1FT7105-5WF7 s nominálním momentem 90 Nm a výkonem 24,8 kW