



# OROVNÁVAČ PODÁVACÍHO KOTOUČE S DIAKLADKOU

## Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení  
*Autor práce:* **Bc. Petr Kubát**  
*Vedoucí práce:* Ing. Petr Zelený, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# DRESSER OF FEEDING WHEEL DRESSER ROLLER

## Diploma thesis

*Study programme:* N2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2302T010 – Machine and Equipment Design  
*Author:* **Bc. Petr Kubát**  
*Supervisor:* Ing. Petr Zelený, Ph.D.



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Kubát**  
Osobní číslo: **S13000494**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**  
Název tématu: **Orovnávač podávacího kotouče s diakladkou**  
Zadávající katedra: **Katedra výrobních systémů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

K broušení válcových dílců typu hřídel pro převodovky, vačková hřídel apod. se využívá technologie bezhrotého broušení. Broušený obrobek je položen na podpěrné pravítko, podávacím kotoučem je roztočen a po najetí brousícího kotouče dochází k úběru materiálu nedefinovaným ostrím nástroje - obroušení. Pro dosažení požadovaného tvaru je zapotřebí upravit orovnávacím nástrojem tvar brousícího a podávacího kotouče. Čas potřebný k orovnání je považován za ztrátový a je potřeba ho minimalizovat. V současné době je pro orovnávání podávacího kotouče využíván jednokamenný diamant. Pro výrazné zvýšení produktivity orovnávacího procesu se nabízí využít orovnávací rotující diamantovou kladku. Obdobně jako je již používáno u orovnávacího procesu brusného kotouče.

Doporučené metody pro vypracování:

1. Rešerše stávajícího stavu možností orovnávacích nástrojů, způsobů orvnání, materiál orovnávacích nástrojů
2. Návrh a konstrukční uspořádání orovnávače podávacího kotouče stroje Jupiter 500, studie 2 variant
3. Zástavba / úprava pod. vřeteníku stávající konstrukce pro jednu vybranou variantu
4. FEM dynamická analýza (vlastní frekvence, vlastní tvary) vybraného řešení
5. Shrnutí dosažených výsledků, závěr


Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **60 stran textu včetně příloh**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

[1] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.

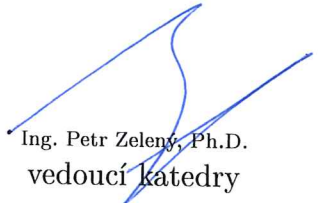
[2] ŠPANIEL, M. a Z. HORÁK. *Úvod do metody konečných prvků*. Praha: ČVUT v Praze, 2011.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Zelený, Ph.D.**  
Katedra výrobních systémů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Aleš Přiklopil**  
Erwin Junker GT.

Datum zadání diplomové práce: **14. listopadu 2014**  
Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2015**

  
prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
Ing. Petr Zelený, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 14. listopadu 2014

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

### **Poděkování:**

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Zelenému, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení práce. Dále děkuji Ing. Aleši Přiklopilovi za poskytnuté konzultace. Zároveň děkuji katedře KVS za všestrannou podporu při studiu.

## TÉMA: OROVNÁVAČ PODÁVACÍHO KOTOUČE S DIAKLADKOU

ANOTACE: Diplomová práce „Orovnač podávacího kotouče s diakladkou“ se zabývá návrhem dvou variant pro orovnač s cílem vybrat optimální variantu. Z těchto variant je zvolena jedna, pro kterou je proveden kontrolní výpočet FEM dynamickou analýzou pro zjištění vlastních frekvencí.

První část je zaměřena na rešerši stávajícího stavu a orovnávacích nástrojů. V následující části je pro zvolenou variantu vyhotovena kompletní výrobní dokumentace. Ve třetí části je tvorba výpočtového modelu pro zvolenou variantu. Dále je popsán výpočet tuhostí profilových vedení a kuličkových šroubů v daných osách. V poslední části je vyhotoven výpočet FEM dynamickou analýzou včetně zhodnocení jednotlivých výsledků.

Klíčová slova: orovnávání, broušení, vlastní frekvence, tuhost, výpočtový model

## THEME: DRESSER OF FEEDING WHEEL DRESSER ROLLER

ANNOTATION: Diploma thesis „Dresser of feeding wheel dresser roller“ is dealing with design of two dressers with aim of choosing optimal. Computation to find natural frequency of chosen design are done with FEM dynamic analysis.

First part reviews current situation in field of dressing tools. Complete manufacturing documentation for chosen design is done in second part. In third part simplified computational model is done. Next is rigidity computation of profile guides and ball screws. Last part is FEM dynamic analysis computation including review of results.

Key words: dressing, grinding, natural frequency, rigidity, computational model

Zpracovatel : Bc. Petr Kubát, TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů

Počet stran : 71

Počet příloh : 5

Počet obrázků : 61

Počet tabulek : 2

Počet grafů : 2

Počet výkresů : 4

## Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů .....	9
Úvod .....	12
Cíl diplomové práce .....	13
1 Bezhruté broušení .....	14
2 Technické parametry a zadané hodnoty .....	17
2.1 Technické parametry stroje Jupiter 500 .....	17
2.2 Požadavky na vypracování variant .....	17
3 Rešerše stávajícího stavu .....	18
4 Rešerše orovnávacích nástrojů .....	20
4.1 Rozdělení orovnávacích nástrojů .....	20
4.1.1 Stacionární orovnávací nástroje .....	20
4.1.2 Rotační orovnávací nástroje – kladky .....	22
5 Návrh dvou variant .....	23
5.1 Varianta 1 .....	24
5.2 Varianta 2 .....	25
5.3 Zvolení varianty .....	27
5.4 Zhotovení kompletního modelu zvolené varianty .....	28
6 Tvorba výpočtového modelu zvolené varianty .....	31
6.1 Tvorba zjednodušených modelů orovnače .....	31
6.2 Tvorba náhrad ve výpočtovém modelu .....	37
6.2.1 Náhrada lineárního vedení W2 .....	37
6.2.2 Náhrada pohonu vedení W2 .....	40
6.2.3 Náhrada lineárního vedení U2 .....	43
6.2.4 Náhrada pohonu vedení U2 .....	45
7 Výpočet zvolené varianty .....	47
7.1 Modální analýza .....	47



7.2	Tvorba sítě MKP .....	47
7.3	Tvorba náhrad .....	49
7.4	Okrajové podmínky .....	51
7.5	Výsledky .....	52
7.5.1	Varianta saně křížové vpravo a saně horní nahoře .....	53
7.5.2	Varianta saně křížové uprostřed a saně horní nahoře .....	56
7.5.3	Varianta saně křížové vlevo a saně horní nahoře .....	59
7.5.4	Varianta saně křížové uprostřed a saně horní dole .....	62
8	Zhodnocení .....	67
	Závěr .....	69
	Seznam použité literatury a zdrojů .....	70
	Seznam příloh .....	71
	Přílohy .....	72

**Seznam použitých zkratk a symbolů**

Značka	Jednotka	Veličina
$A_K$	$\text{mm}^2$	Plocha průřezu kuličkového šroubu
$D_D$	mm	Průměr diakladky
$d_k$	mm	Výpočtový průměr kuličkového šroubu
$E$	MPa	Modul pružnosti v tahu
$F_{1zW2}$	N	Síla zatěžující 1 vozík vedení W2 v ose z
$F_K$	N	Maximální teoretická dovolená axiální síla kul. šroubu
$F_{Kmax}$	N	Maximální dovolená provozní axiální síla kul. šroubu
$F_{xp}$	N	Pomocná síla pro výpočet tuhosti lineárního vedení v ose x
$F_{yU2}$	N	Síla zatěžující lineární vedení U2 v ose y
$F_{yW2}$	N	Síla zatěžující lineární vedení W2 v ose y
$F_{zp}$	N	Pomocná síla pro výpočet tuhosti lineárního vedení v ose z
$F_{zU2}$	N	Síla zatěžující lineární vedení U2 v ose z
$F_{zW2}$	N	Síla zatěžující lineární vedení W2 v ose z
$g$	$\text{m/s}^2$	Tíhové zrychlení
$G$	MPa	Modul pružnosti ve smyku
$h$	mm	Stoupání kuličkového šroubu
$h_{rad}$	mm/rad	Stoupání kuličkového šroubu
$I_p$	$\text{mm}^4$	Polární kvadratický moment setrvačnosti
$k_a$	N/mm	Axiální tuhost kuličkového šroubu
$k_{a1U2}$	N/mm	Axiální tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{1U2}$
$k_{a1W2}$	N/mm	Axiální tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{1W2}$
$k_{a2U2}$	N/mm	Axiální tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{2U2}$
$k_{a2W2}$	N/mm	Axiální tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{2W2}$
$k_{a3W2}$	N/mm	Axiální tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{3W2}$
$k_{ar}$	N/mm	Tuhost axiálně radiálního ložiska

$k_c$	N/mm	Celková tuhost soustavy
$k_{c1U2}$	N/mm	Celková tuhost soustavy v poloze $l_{1U2}$
$k_{c1W2}$	N/mm	Celková tuhost soustavy v poloze $l_{1W2}$
$k_{c2U2}$	N/mm	Celková tuhost soustavy v poloze $l_{2U2}$
$k_{c2W2}$	N/mm	Celková tuhost soustavy v poloze $l_{2W2}$
$k_{c3W2}$	N/mm	Celková tuhost soustavy v poloze $l_{3W2}$
$k_K$	-	Koeficient závislosti na uložení kuličkového šroubu
$k_{K\dot{s}}$	N/mm	Tuhost kuličkového šroubu
$k_{K\dot{s}1U2}$	N/mm	Tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{1U2}$
$k_{K\dot{s}1W2}$	N/mm	Tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{1W2}$
$k_{K\dot{s}2U2}$	N/mm	Tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{2U2}$
$k_{K\dot{s}2W2}$	N/mm	Tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{2W2}$
$k_{K\dot{s}3W2}$	N/mm	Tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{3W2}$
$k_M$	N/mm	Tuhost matice kuličkového šroubu
$k_t$	N.mm/rad	Torzní tuhost kuličkového šroubu
$k_{t1U2}$	N.mm/rad	Torzní tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{1U2}$
$k_{t1W2}$	N.mm/rad	Torzní tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{1W2}$
$k_{t2U2}$	N.mm/rad	Torzní tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{2U2}$
$k_{t2W2}$	N.mm/rad	Torzní tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{2W2}$
$k_{t3W2}$	N.mm/rad	Torzní tuhost kuličkového šroubu v poloze $l_{3W2}$
$k_x$	N/mm	Tuhost lineárního vedení v ose x
$k_y$	N/mm	Tuhost lineárního vedení v ose y
$k_z$	N/mm	Tuhost lineárního vedení v ose z
$l$	mm	Vzdálenost mezi uložení kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu
$l_{1U2}$	mm	Vzdálenost mezi uložení kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu umístění horních saní nahoře
$l_{1W2}$	mm	Vzdálenost mezi uložení kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu umístění saní vpravo

$l_{2U2}$	mm	Vzdálenost mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu umístění horních saní dole
$l_{2W2}$	mm	Vzdálenost mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu umístění saní uprostřed
$l_{3W2}$	mm	Vzdálenost mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu umístění saní vlevo
$l_{U2}$	mm	Potřebný zdvih kuličkového šroubu osy U2
$l_{W2}$	mm	Potřebný zdvih kuličkového šroubu osy W2
$l_{W2max}$	mm	Maximální nepodepřená délka kuličkového šroubu
$MK_n$	N/m	Nominální kroutící moment servomotoru pro pohon diakladky
$m_{U2}$	kg	Hmotnost zatěžující vedení U2
$m_{W2}$	kg	Hmotnost zatěžující vedení W2
$n_D$	ot/min	Otáčky vřetena diakladky
$n_{max}$	ot/min	Maximální otáčky kuličkového šroubu
$n_n$	ot/min	Nominální otáčky servomotoru pro pohon diakladky
$v_D$	m/s	Řezná rychlost diakladky
$v_{max}$	m/min	Maximální posuvová rychlost kuličkového šroubu
$\delta_x$	mm	Deformace vedení odpovídající zatížení $F_{xp}$
$\delta_z$	mm	Deformace vedení odpovídající zatížení $F_{zp}$

## Úvod

Diplomová práce se zabývá konstrukcí orovnače podávacího kotouče s diakladkou pro bezhrotou brusku Jupiter 500 od firmy Erwin Junker Grinding Technology.

Broušení je základní dokončovací způsob obrábění všech druhů obráběných ploch. Aby bylo možné optimálně brousit, musí být zrna v brusném nástroji ostrá a mezi nimi dostatečná mezera pro třísky. Při broušení se zrna otupují a mezery mezi nimi se zanáší, přičemž může dojít ke ztrátě požadovaného tvaru povrchu kotouče. Zanešený a otupený kotouč neřeže správně a pálí se povrch obrobku, proto je nezbytné kotouč orovnávat naostřit. Orovnávat slouží i k dosažení soustřednosti obvodu kotouče s jeho osou. To samé platí pro podávací kotouč. Ačkoliv kotouč nebrousí, dochází ke kontaktu kotouče s obrobkem a tím k zanášení a tupení zrn.

První část diplomové práce je věnována informacím o bezhrotém broušení, jeho rozdělení na zápichový a průchozí způsob broušení, vše se vztahuje ke stroji Jupiter 500.

V druhé části je provedena rešerše stávajícího stavu orovnače a orovnávacích nástrojů, dále jsou vymezeny technické informace ke stroji Jupiter 500 a zadané hodnoty.

Ve třetí části je proveden konstrukční návrh dvou variant orovnače s diakladkou a zhodnocení výhod a nevýhod každé varianty.

Ve čtvrté části je pro vybranou variantu orovnače s diakladkou proveden metodou konečných prvků (MKP) výpočet vlastních frekvencí, vlastních tvarů a závěrečné zhodnocení.

## **Cíl diplomové práce**

Cílem diplomové práce je návrh dvou variant orovnače podávacího kotouče s diakladkou pro následné zkrácení technologických časů potřebných pro orovnávaní. Orovnač je určen pro bezhrotou brusku Jupiter 500 od firmy Erwin Junker Grinding Technology, která slouží k broušení nakulato zápichovým, nebo průchozím způsobem. Stávající řešení orovnávaní podávacího kotouče je vyhovující a firma ho i nadále plánuje využívat. Problém nastává pouze ve výjimečných případech, pokud je nutné z technologických důvodů často orovnávat podávací kotouč. Standardně se k orovnávaní podávacího kotouče používá jedno-kamenný umělý diamant, který vykonává dva lineární pohyby. Radiální a axiální pohyb k podávacímu kotouči. Hlavní řezný pohyb, nebo-li rotaci, vykonává podávací kotouč. Z toho vyplývá, že rychlost orovnávaní podávacího kotouče je úměrná otáčkám podávacího kotouče. Tuto nevýhodu budou dvě nové varianty eliminovat, protože hlavní řezný pohyb by zde konal orovnávací nástroj.

Z navržených variant bude zvolena jedna, pro kterou bude vytvořena výrobní dokumentace a provedena dynamická analýza.

## 1 Bezhruté broušení

Broušení je základní dokončovací způsob obrábění všech druhů obráběných ploch. Materiál obrobku je odebírán břity, které jsou tvořeny částmi zrn brusiva.

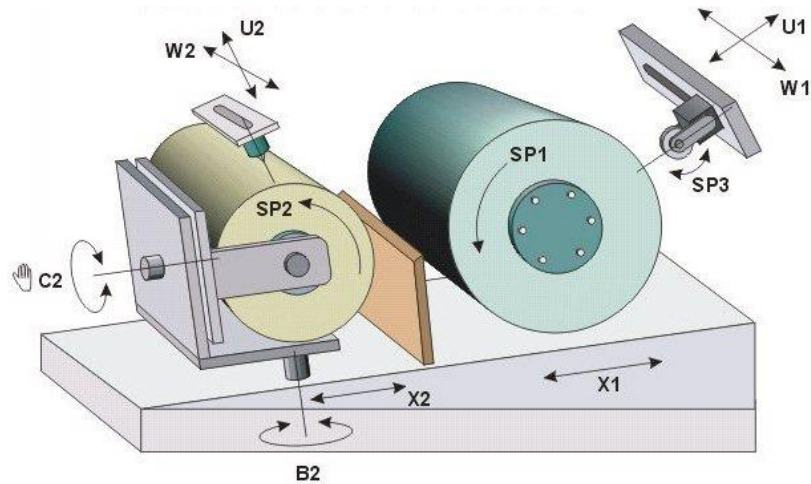
Z hlediska tvaru broušené plochy a způsobu práce lze broušení rozdělit následujícím způsobem [5]:

- |                             |   |   |
|-----------------------------|---|---|
| A) Broušení do kulata       | 1) vnějších ploch                               | a) podélným způsobem malými úběry, nebo hloubkově |
|                             |   | b) zapichovacím způsobem                          |
|                             |   | c) bezhrutým způsobem průběžně, nebo zapichováním |
| B) Broušení rovinných ploch | 2) vnitřních ploch                              | a) podélným způsobem                              |
|                             |   | b) zapichovacím způsobem                          |
|                             | 1) obvodem broušícího kotouče                   | c) planetovým způsobem                            |
|                             |   | d) bezhrutým způsobem                             |
| C) Broušení tvarových ploch | 1) tvarovými kotouči                            |   |
|                             | 2) na speciálních strojích (např. kopírovacích) |   |

U bezhruté broušení představuje povrch obrobku zároveň opěrnou plochu. Při broušení je obrobek veden podávacím kotoučem a zesponu podpírán opěrným pravítkem. Během broušení se poloha osy obrobku mění v závislosti na změně jeho průměru, jenž je redukován obroušením. Obrobek se pohybuje po podpěrném pravítku díky naklonění osy C2 a současnému natočení osy B2. Podávací kotouč má při broušení kromě podpírání součásti ještě další funkce:

- Motorickou – ve fázi, kdy jsou řezné síly nulové, nebo velmi malé, roztáčí podávací kotouč obrobek (před vlastním broušením nebo ve fázi vyjiskření),
- Brzdící – při větších řezných silách má broušící kotouč snahu roztáčet broušenou součást a úkolem podávacího kotouče je součást brzdit.

Pro obrobky, které lze jen obtížně upnout vzhledem k jejich tvaru nebo malé velikosti, je bezhruté broušení ideálním řešením.



Obr. 1 Kinematické schéma Jupiteru 500

**Popis jednotlivých os stroje:**

- X1 osa přístavení broušícího vřeteníku
- X2 osa přístavení podávacího vřeteníku
- SP1 směr otáčení broušícího kotouče
- SP2 směr otáčení podávacího kotouče
- SP3 směr otáčení orovnávací diakladky broušícího kotouče
- B2 osa natáčení podávacího vřeteníku
- C2 osa naklápění otočné části podávacího vřeteníku
- W1 osa podélného posuvu orovnávače broušícího kotouče
- W2 osa podélného posuvu orovnávače podávacího kotouče
- U1 osa příčného posuvu orovnávače broušícího kotouče
- U2 osa příčného posuvu orovnávače podávacího kotouče.

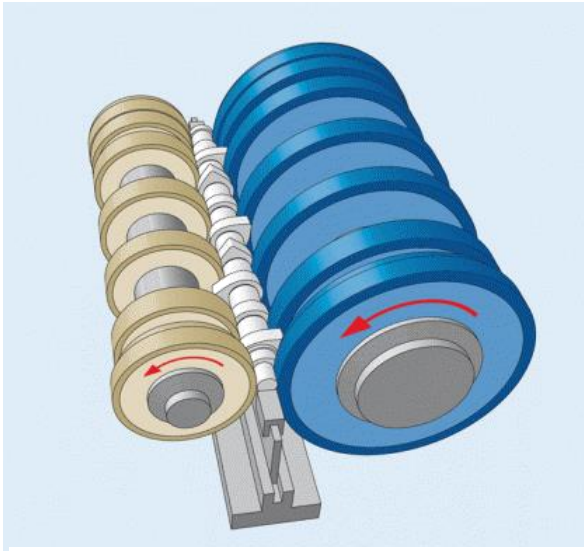
Bezhruté broušení lze rozdělit na průchozí a zápichové broušení.

Při průchozím způsobu broušení strojem prochází obrobky v souvislém sloupci, přičemž je broušen pouze jeden stejný průměr. Axiální síla podávacího kotouče, který je zpravidla nakloněn o  $1,5 - 3,5^\circ$  okolo osy C2, „vede“ sloupec obrobků mezi kotouči až na konec brusného prostoru. Ve spojení s automatickým nakládáním a vykládáním procházejí obrobky strojem bez přerušení. Takto se dají například brousit čepy a vnější kroužky ložisek, velké a malé kroužky, hřídele s konstantním průměrem, dráty, tyče, pístní čepy atd. [7]

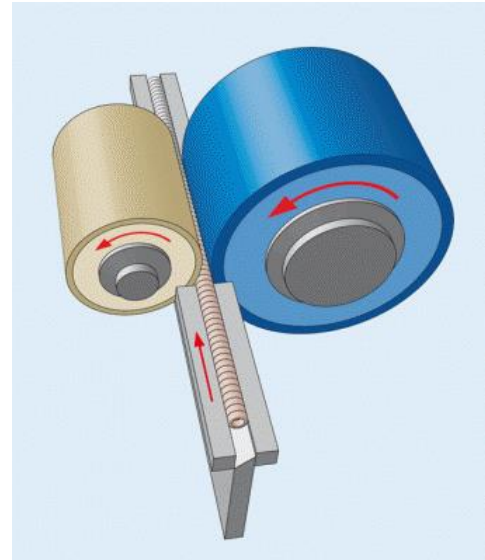
Při zápichovém broušení vykazuje broušící a podávací kotouč, rovněž tak opěrné pravítko, „negativní profil“ obrobku. Tímto způsobem mohou být na obrobku



opracovány najednou všechny broušené průměry. Axiální doraz umístěný na stejně tvarovaném opěrném pravítku zajišťuje správnou polohu obrobku. Zápichové broušení je efektivnější pro velkovýrobu. Takto se dají například brousit hřídele rotoru, části převodovky, hlavní ložiskové průměry vačkových hřídelí, křížové čepy, části jehel pro vstřikovací zařízení atd. [7]



Obr. 3 Zápichové broušení



Obr. 2 Průchozí broušení

Řezné rychlosti se odvíjí od typu brusného kotouče. Čím je větší řezná rychlost, tím rychleji je součást opracována. A zároveň, čím je vyšší rychlost, tím musí být kotouče kvalitnější a s tím souvisí i vyšší cena kotoučů. U stroje Jupiter 500 se používají dva typy brusných kotoučů:

- Korundový - řezné rychlosti jsou od 33 do 63 m/s,
- CBN - řezné rychlosti jsou od 60 do 120 m/s.

Typů brusných kotoučů je velká škála v závislosti na druhu a velikosti zrna, tvrdosti a typu pojiva.

#### Kritéria pro volbu typu brusného kotouče:

- způsob broušení,
- rozměr obráběné součásti,
- materiál, ze kterého je součást vyrobena,
- přídavek pro broušení,
- konečná kvalita součásti (jakost povrchu po broušení, rozměrové a geometrické tolerance),
- časová náročnost na jeden cyklus broušení.

## 2 Technické parametry a zadané hodnoty

### 2.1 Technické parametry stroje Jupiter 500

Průměr obrobku:	max. 220 mm
Průměr obrobku:	min. 3 mm
Brusný max. kotouč Jupiter 500:	Ø 610 x 562 x 305 mm
Obvodová rychlost brousícího kotouče:	korund 63 m/s CBN 120 m/s
Orovnávání brousícího kotouče:	Diakladkou
Podávací max. kotouč Jupiter 500:	Ø 370 x 562 x 203,2 mm
Orovnávání podávacího kotouče:	Jedno-kamenný diamant
Výkon hlavního motoru:	55 – 75 kW
Celkový příkon stroje:	78 kVA
Rozměry stroje (bez rozvaděče):	4.725 x 2.600 x 3.100 mm
Celková hmotnost stroje:	15.000 kg

### 2.2 Požadavky na vypracování variant

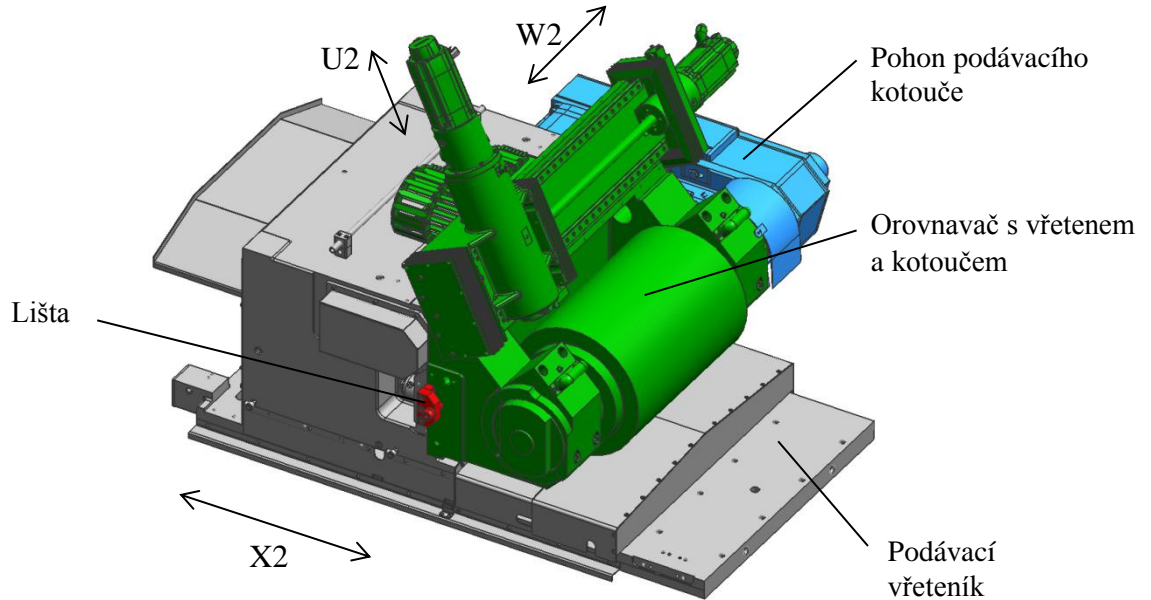
Základní těleso orovnače je i tělesem pro uložení podávacího vřetena. Jedná se o jednu montážní skupinu. Požadavkem firmy je, aby přípojovací rozměry pro připevnění k podávacímu vřeteníku, nebo přípojovací rozměry pro připevnění pohonu podávacího vřetena zůstaly zachovány a tím mohly být použity i základní skupiny. V obou případech je průměr diakladky  $D_D = 130$  mm. Firmou byly zadány následující požadavky pro tvorbu jednotlivých variant.

První varianta je navržena s použitím elektro-vřetena s diakladkou, což bylo zadáno firmou (Obr. 15 Varianta s elektro-vřetenem). Konkrétní parametry vřetena nejsou specifikovány.

Druhá varianta je navržena použitím vřetena s diakladkou poháněná servomotorem přes řemenový převod (Obr. 16 Varianta s vřetenem a řemenovým převodem). Toto vřeteno se používá i na orovnávání brousícího kotouče.

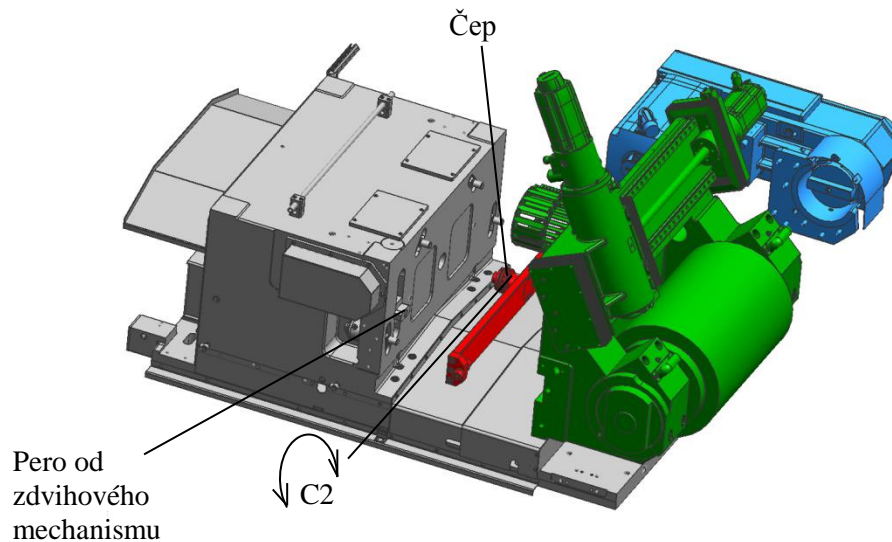
### 3 Rešerše stávajícího stavu

Stávající varianta orovnače podávacího kotouče používá k orovnáání podávacího kotouče jedno-kamenný diamant. Skupina orovnače je připevněna na stejném tělese jako je uloženo vřetenno podávacího kotouče.

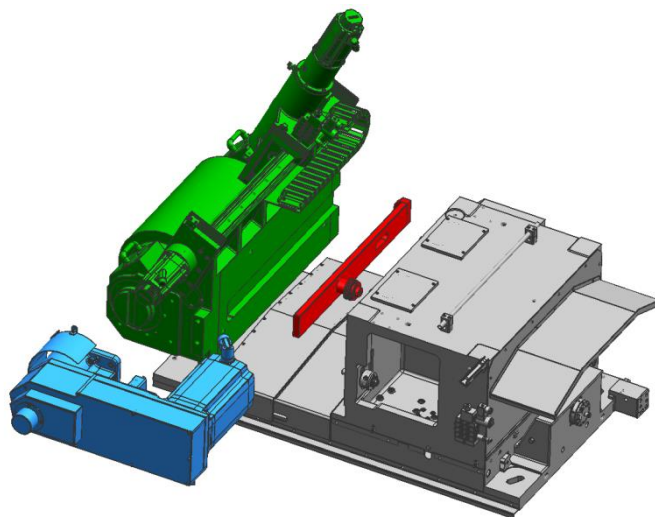


Obr. 4 Podávací vřeteník s orovnačem a pohonem

Na obrázku je zobrazena celá skupina podávacího vřeteníku s orovnačem a pohonem podávacího kotouče. Šedě je znázorněn podávací vřeteník zajišťující přísuv do řezu ve směru osy X2. K němu je přes čep připevněna lišta, jenž je na obrázku znázorněna červenou barvou. K otáčení této lišty dochází pomocí pera, kterým se pohybuje díky zdvihového mechanismu. Tím je zajištěno otáčení tělesa orovnače kolem osy C2. Orovnač s vřetenem a podávacím kotoučem je zde znázorněn zelenou barvou. Orovnač je nasazen na červenou lištu a díky tomu je zajištěna rotace kolem osy C2. V dané poloze je orovnač pomocí šroubů a klemovacího zařízení zaaretován. Z boku je k orovnači připevněn pohon podávacího kotouče, který je na obrázku znázorněn modrou barvou. Ten zajišťuje hlavní řezný pohyb podávacího kotouče označovaný jako SP2.



Obr. 5 Složení skupiny



Obr. 6 Složení skupiny

Orovnávací nástroj se pohybuje ve dvou směrech. V radiálním směru označeném jako U2 a v axiálním směru označeném jako W2. Jeho pohyb je zajišťován v ose W2 pomocí profilových lišt s lineárním válečkovým vedením a kuličkovým šroubem. V ose U2 je pohyb zajišťován kuličkovým šroubem a pinolou uloženou v kuličkové kleci.

Stávající řešení orovnávacího podávacího kotouče je vyhovující a firma ho i nadále plánuje využívat. Problém nastává jen ve výjimečných případech. Tj. když je potřeba z technologických důvodů často podávací kotouč orovnávat, měla by být k dispozici nově navržená varianta s diakladkou. Výhoda je nejen v rychlosti orovnávacího, ale i v lepší kvalitě orovnávacího.

## 4 Rešerše orovnávacích nástrojů

Zrna v brusném nástroji mohou dobře odebírat materiál pouze v případě, že jsou ostrá a je-li mezi nimi dostatečná mezera pro třísky. Při broušení se však zrna otupují a mezery se zanáší. Může dojít také ke ztrátě požadovaného tvaru povrchu kotouče. Otupený a zanesený kotouč špatně řeže a pálí se povrch obrobku. Proto je nutné takový kotouč orovnat a ostřit. Kotouče se orovnávají také proto, aby obvod kotouče byl soustředný s jeho osou a čela rovná a rovnoběžná. Orovnávání se provádí za přívodu dostatečného množství řezné kapaliny do místa styku orovnávacího nástroje a broušícího kotouče. [5]

### 4.1 Rozdělení orovnávacích nástrojů

Nástrojů na orovnávání brusných kotoučů je velké množství. Dělí se podle pohybu na stacionární a rotační.

#### 4.1.1 Stacionární orovnávací nástroje

##### *Jedno-kamenný nebroušený orovnávací nástroj*

Tradiční nástroj pro orovnávání brusných kotoučů využívající přírodní špičky krystalu diamantu dokáže kvalitně orovnat kotouč s vysokou přesností a řezivostí. Z důvodu zvýšení jeho životnosti je doporučováno s nástrojem otáčet o 90°. Po otupení lze nástroj nechat přebrousit, nebo přesadit. Je určen pro rovinné orovnávání.



Obr. 7 Jedno-kamenný nebroušený orovnávací nástroj

##### *Jedno-kamenný broušený orovnávací nástroj*

Jedním z nejlepších nástrojů pro přesné tvarové orovnávání brusných kotoučů je jedno-kamenný broušený orovnávací nástroj. Využívá nabroušeného tvaru přírodního diamantu. Dokáže velmi kvalitně orovnat kotouč. Jeho předností je vysoká přesnost a dobrá řezivost. Je určen zejména pro tvarové orovnávání. Po otupení diamantu je doporučeno otočit nástroj o 180°. Pokud dojde k otupení z obou stran, je důležité diamant přebrousit.



Obr. 8 Jedno-kamenný broušený orovnávací nástroj

*Více-zrnný orovnávací nástroj*

Více-zrnný orovnávací nástroj je používán pro orovnávání brusných kotoučů a využívá více malých krystalů, zpravidla přírodního diamantu. Jeho předností je velmi rychlé orovnáání kotouče s vysokou životností a minimálními náklady. Jeho činná plocha je širší a tím pádem lze použít vysoký posuv na otáčku. Nástroj je určen pro rovinné orovnávání. Vyrábí se v několika provedeních např. kolečko (roletka), agregát, destička.

Kolečko – Po opotřebení části obvodu je důležité povolít šroub, kolečko pootočit a utáhnout. Takto dojde k postupnému opotřebení celého obvodu diamantového kolečka. Kolečka se vždy nahrazují novými a nedochází k opravování.



Obr. 9 Více-zrnná orovnávací kladka

Agregát – Výhodou agregátů jsou nejnižší náklady na orovnávání. Další jejich předností je vysoká životnost. Lze je využít pro běžné rovinné orovnávání. Agregáty se po spotřebování celého obsahu diamantu neopravují jako kolečka a také se nahradí novými. Protože mají dlouhou životnost, využívají se i pro těžko přístupné upnutí.



Obr. 10 Více-zrnný orovnávací agregát

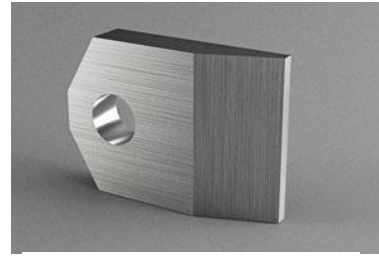
Destička – Destičky se používají pro orovnávání brusných kotoučů. Jsou osazeny přírodním diamantovým zrnem, CVD (mikrokrystalický syntetický diamant), nebo MKD (monokrystalický syntetický diamant).



Obr. 11 Více-zrnná orovnávací destička

### *Diamantová orovnávací destička*

Diamantová orovnávací destička je používána pro rovinné orovnávání brusných (podávacích) kotoučů a orovnávání méně jednoduchých tvarů. Z důvodu lepších parametrů orovnávání a životnosti nástroje jsou osazeny zejména přírodním diamantovým zrnem. Jejich cena je velmi přijatelná a dostupná s ohledem na jejich výkon. Nejvíce se doporučuje provedení s CVD (mikrokrytalický syntetický diamant) z důvodu velmi přesného orovnávání.



Obr. 12 Diamantová orovnávací destička

### **4.1.2 Rotační orovnávací nástroje – kladky**

Kladka je nástroj pro rotační orovnávání brusných kotoučů. Využívá velké množství krystalů diamantu, které jsou rozmístěny po obvodu kladky. Velmi dobře zvládne orovnat kotouč s nejvyšší přesností, opakovatelností a životností. Kladky jsou vyrobeny pro rovinné i tvarové orovnávání. Podmínkou je vybavení brusky, která musí mít rotační orovnávací zařízení. Vhodná je také pro orovnávání CBN brusiva v keramické vazbě.

### *Profilovací orovnávací kladka*

Kladka má jasně daný tvar. Pomocí CNC systému orovná kotouč do požadovaného tvaru. Lze pomocí kladky orovnávat libovolné tvary pouhým vyvoláním příslušného programu, což je velkou výhodou, ale k orovnáání je zapotřebí delší čas.



Obr. 13 Profilovací orovnávací kladka

### *Tvarová kladka*

Tvar kladky se zápichem přenese v negativu do kotouče a kotouč tvar v pozitivu vybrousí do obrobku. Výhodou tvarové kladky je maximální rychlost a přesnost orovnáání. Naopak její nevýhodou je potřeba samostatné kladky pro každý tvar a podle obrobku i šíře diakladky a tím i vřetenno diakladky.

## 5 Návrh dvou variant

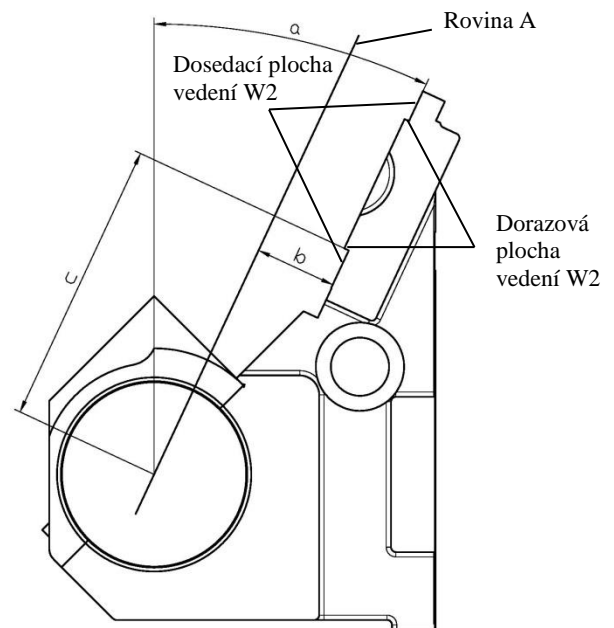
Při zohlednění základních požadavků firmy bylo velmi důležité rozhodnout, jakým způsobem bude změněno základní těleso orovnače. Obě varianty, s elektrovřetenem, nebo s vřetenem a řemenovým převodem, nejdou umístit na stávající dosedací plochu pro W2 vedení z důvodu velikosti diakladky. Je nezbytné, aby osy orovnávací diakladky a podávacího kotouče byly ve stejné rovině. Tj. vedení U2 se musí pohybovat tak, aby v jakékoli poloze orovnávací diakladky byly osy podávacího kotouče a diakladky stále ve stejné rovině (v rovině A viz. Obr. 14). To samé platí i pro stávající variantu orovnače s jedno-kamenným diamantem, kdy osa pinoly míří do osy podávacího kotouče. Samotný nástroj je pak ještě skloněn pod malým úhlem.

Aby výroba křížových saní nebyla složitá, je důležité zachovat rovnoběžnost dosedacích ploch pro lineární vedení U2 a W2. Nabízejí se dvě možnosti úpravy. Změní se úhel  $\alpha$  (změna sklonu), nebo se budou měnit hodnoty b a c při zachování úhlu  $\alpha$  (posunutí polohy vedení W2).

Změna sklonu pod W2 vedením způsobí dvě možnosti úprav. Buď zmenšení úhlu ( $\alpha$ ) dosedací plochy pro vedení. To má výhodu v tuhosti tělesa orovnače, ale podstatným způsobem se zmenší prostor pro zakládání jak pro vnitřní, tak pro vnější zakladač. Tato varianta byla zamítnuta. Další možností je zvětšení úhlu dosedací plochy pro vedení. Tato možnost byla také zamítnuta, protože by nebylo možné zachovat naklonění v ose C2.

Posunutí plochy pro W2 vedení dále od osy podávacího kotouče při zachování úhlu. Pro tuto variantu úpravy tělesa jsou navrženy následující varianty a je vyhovující.

V obou navrhovaných variantách bude rotace orovnávací diakladky podávacího kotouče označována jako SP4 (Obr. 15).

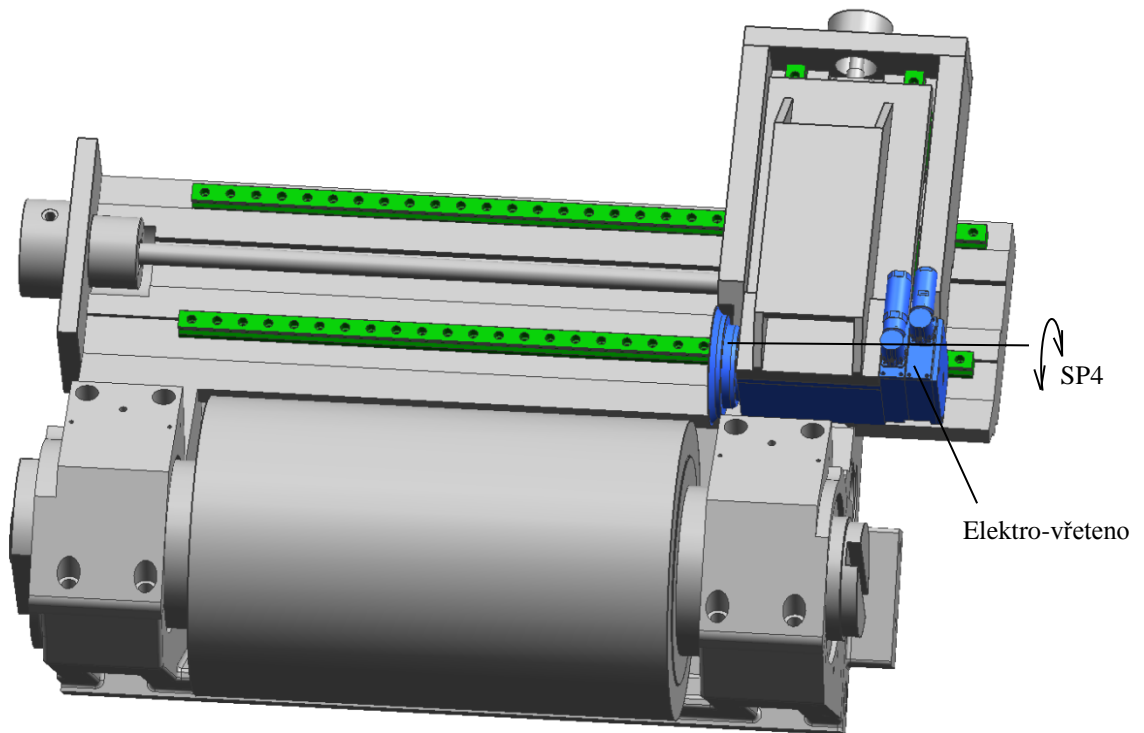


Obr. 14 Sklon dosedací plochy vedení



### 5.1 Varianta 1

Nejprve došlo k umístění elektro-vřetena do polohy orovnávacího maximálního podávacího kotouče a posunutí 20 mm dále od podávacího kotouče. Tím je získána horní poloha orovnače. Větší vzdálenost by byla samozřejmě lepší, ale je zde omezení vzdáleností dorazových ploch pro W2 vedení od osy podávacího vřetena. Čím bude větší, tím se budou zhoršovat dynamické vlastnosti tělesa orovnače.



Obr. 15 Varianta s elektro-vřetenem

Na základě toho jsou navrženy horní saně, U2 vedení, saně křížové a W2 vedení. Při tomto návrhu bylo použito stávajícího vedení, což jsou profilové lišty s válečkovými jednotkami velikosti 25. Zástavbová výška je 40 mm. Toto vedení bylo použito jak v ose W2, tak v ose U2.

Nejprve byly navrženy saně horní. Při konstrukci horních saní je potřeba zohlednit i samotnou konstrukci elektro-vřetena, kdy diakladka je letmo umístěna vůči elektro-vřetenu. Z konstrukce vyšlo výhodněji připevnit elektro-vřeteno zesponu horních saní a ze shora vyztužit saně žebry z důvodu lepší tuhosti. Problém však nastal se samotným elektro-vřetenem. Aby bylo možné vřeteno použít, musely by se u stávajícího řešení otočit konektory pro přívod napájecího napětí a řídicího signálu. Optimální by bylo také navržení nového tělesa elektro-vřetena, aby bylo možné mít

přívod a odvod chlazení vřetena a přívod vzduchu pro těsnění vzduchem ze shora. To již není v návrhu zohledněno.

Dále byly navrženy křížové saně. Díky konstrukci elektro-vřetena, kde je orovnávací diakladka umístěna letmo vůči elektro-vřetenu, je i těleso orovnače v místě pod vedením na jedné straně více osazeno.

Těleso orovnače bylo upraveno v oblasti pod vedením. Dosedací plocha vedení se zvětšila od osy podávacího vřeteníku na hodnotu 100 mm (Obr. 14 kóta b) a dorazová plocha první vodící lišty se prodloužila na 354 mm (Obr. 14 kóta c). Rozteč vodících lišt osy W2 zůstala stejná, tedy 170 mm. Uložení podávacího vřetena, oblast připevnění pohonu SP2 i připevnění orovnače k podáváním vřeteníku zůstalo beze změny podle požadavků firmy.

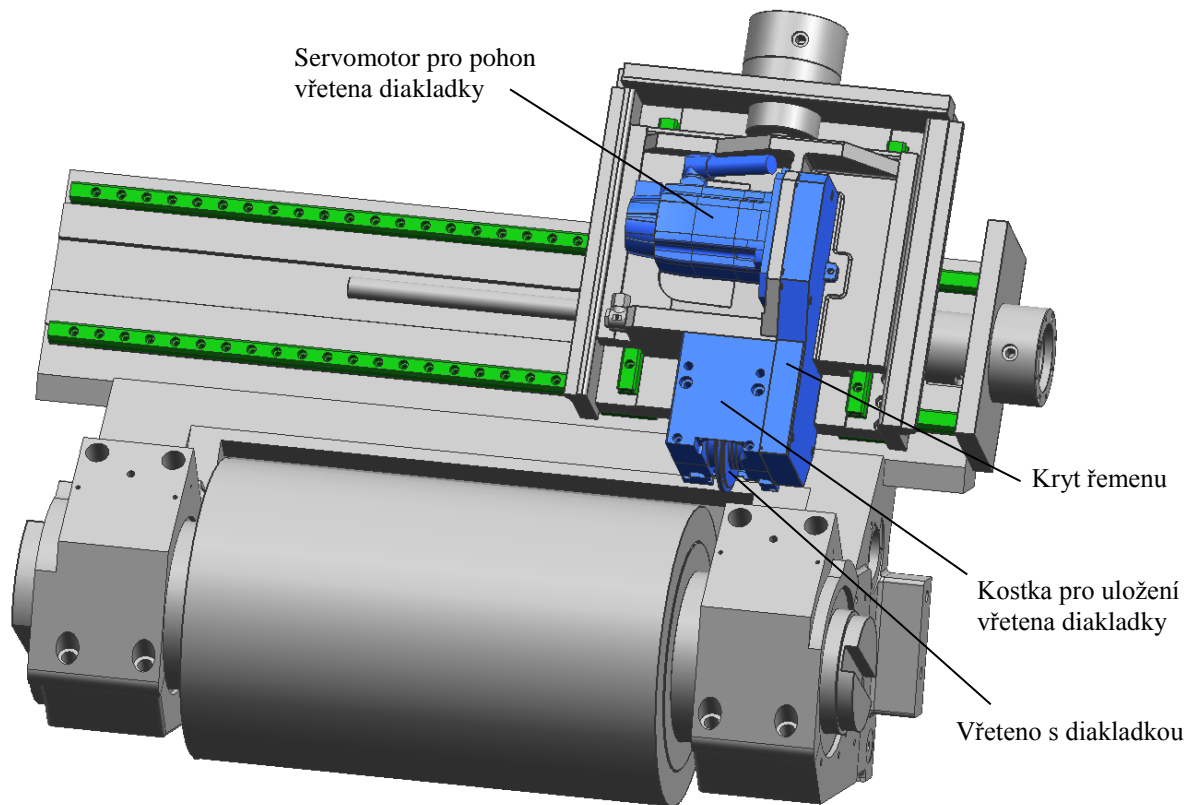
Výhodou stávajícího elektro-vřetena je jeho používání u několika typů strojů. Elektro-vřetena se standardně drží u výrobce jako náhradní díl, což u původní varianty, která se používá u mnoha typů strojů, není problém. V tomto případě stávající elektro-vřeteno bez určitých úprav nelze použít. To by znamenalo mít nový artikl speciálně pro tuto variantu a tím pádem velmi drahý díl, který je potřeba mít stále na skladě. To je nežádoucí, protože s výrobou orovnače podávacího kotouče se počítá jen ve výjimečných případech. Další nevýhodou je, že Jupiter 500 nemá standardně agregát na chlazení vřeten. Naopak výhodou jsou špičkové parametry elektro-vřetena a jeho kompaktní rozměry bez dalšího pohonu vřetena. Tomu odpovídá i cena, která je vůči vřetenu poháněnému řemenovým převodem téměř dvojnásobná.

## 5.2 Varianta 2

Vřeteno použité v této variantě má diakladku umístěnou téměř uprostřed vřetena a na boku vřetena je řemenice pro pohon řemenovým převodem. Jelikož se stávající vřeteno používá i na orovnači brusného kotouče, nabízí se zde možnost použít stejnou kostku pro uložení vřetena diakladky jako je na orovnači brousícího kotouče. Umístěním této kostky s vřetenem a diakladkou do polohy orovnávání maximálního podávacího kotouče a posunutím 20 mm dále od podávacího kotouče je získána horní poloha orovnače. Větší vzdálenost by byla samozřejmě lepší, ale je zde omezení vzdáleností dorazové plochy pro W2 vedení od osy podávacího vřetena. Čím bude větší, tím se budou zhoršovat dynamické vlastnosti tělesa orovnače.

Nyní mohly být navrženy horní saně, U2 vedení, saně křížové a W2 vedení. Při tomto návrhu, kdy byly použity velikosti stávajícího vedení, bylo zjištěno, že by

vzdálenost od dosedacích ploch pro W2 vedení k ose podávacího vřetena byla příliš velká. O dost větší než v případě první varianty. Bylo důležité rozhodnout, co je potřeba změnit, aby se zástavbová výška snížila. První byla změna velikosti vedení. Standardně jsou používány profilové lišty s válečkovými jednotkami velikosti 25. Zástavbová výška je 40 mm. Bylo navrženo použití jehlového vedení. Zde by byla zástavbová výška jen 20 mm. Toto vedení má i velmi dobrou tuhost. Nevýhodou je nutnost vysoké přesnosti dílců, kterými bude vedení spojeno. Dále je zásadní velmi dobře krytovat jehlové vedení před jakoukoli nečistotou. Díky těmto nevýhodám bylo vedení zamítnuto. Další možností je využít profilové lišty s kuličkovými jednotkami menší velikosti, díky lepším vlastnostem válečkového vedení bylo vedení s kuličkovými jednotkami firmou zamítnuto. Byly tedy navrženy profilové lišty s válečkovými jednotkami velikosti 25 se zástavbovou výškou 36 mm. Toto vedení bylo použito jak v ose W2, tak v ose U2.



Obr. 16 Varianta s vřetenem a řemenovým převodem

Když byla známa zástavbová výška vedení, která se moc nezměnila, bylo nutné upravit saně horní a následně i saně křížové. Na saních horních nejvíce vystupuje motor pohonu vřetena diakladky. Aby se jeho výška snížila, bylo vedení umístěno dále od sebe a motor dán níže mezi vedení tak, aby mohl být realizován řemenový převod se

zohledněním správného napínacího rozsahu. V návaznosti na saně horní byly rozšířeny saně křížové a následně upraveno i těleso orovnače.

Těleso orovnače bylo upraveno v oblasti vedení. Dosedací plocha vedení se zvětšila od osy podávacího vřeteníku na hodnotu 110 mm (Obr. 14 kóta b) a dorazová plocha první vodící lišty se prodloužila na 354 mm (Obr. 14 kóta c). Rozteč vodících lišt osy W2 zůstala stejná, tedy 170 mm. Oblast pod vedením W2 vystupuje z tělesa na jedné straně o 115 mm (na straně upevnění motoru) a na druhé straně o 92 mm. Uložení podávacího vřetená, oblast připevnění pohonu SP2 i připevnění orovnače k podávacímu vřeteníku zůstalo beze změny podle požadavků firmy.

Tato varianta má výhodu v použití stávající kostky uložení vřetená diakladky a samotného vřetená ze stávající skupiny orovnače brousicího kotouče. Z toho vyplývá, co lze orovnat na brousicím kotouči, to lze orovnat i zde. Další výhodou oproti elektro-vřetená je cena, která je přibližně poloviční. Nevýhodou je na výrobu složitější těleso horních saní, široké saně křížové a nevýhody spojené s řemenovými převody.

### 5.3 Zvolení varianty

Každá varianta má své výhody a nevýhody. Varianta jedna má lepší orovnávací parametry, kompaktní těleso elektro-vřetená, žádné řemenové převody a s tím spojené nevýhody. U této varianty se předpokládá jednodušší výroba horních a křížových saní. Nevýhodou je vysoká cena a nutnost držet na skladě tuto speciální variantu elektro-vřetená. Těleso orovnače je pod vedením vystouplé pouze na jedné straně a tím je těleso nesymetricky zatěžováno a navíc musí mít u stroje agregát na chlazení elektro-vřetená.

Druhá varianta má výhodu především v ceně, dále v použití kostky uložení vřetená a samotného vřetená z orovnače brousicího kotouče a téměř symetrických výstupku pod W2 vedením na tělese orovnače. Nevýhodou jsou o něco horší orovnávací parametry, složitější horní saně díky zakomponování pohonu vřetená diakladky.

Lepší orovnávací parametry první varianty, které jsou vzhledem k přesnosti orovnávací podávacího kotouče ne zcela využity. Dále nutnost držení speciální varianty elektro-vřetená na skladě a s tím spojeny výdaje, vedly k zamítnutí první varianty.

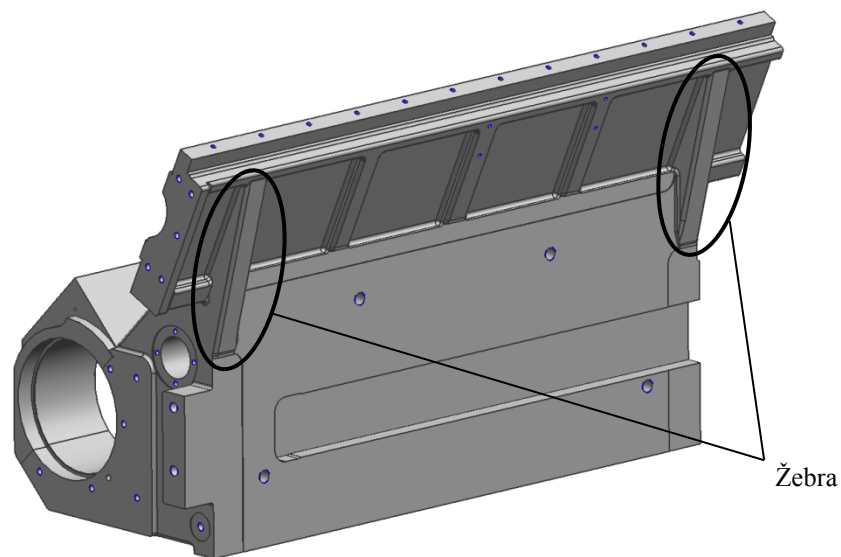
Díky použití kostky uložení vřetená a samotného vřetená z orovnače brousicího kotouče je zde velká výhoda nejen v použití těchto dílů, ale i v možnosti orovnáání stejného rozsahu jako na brousicím kotouči. S ohledem na poloviční cenu

varianty dva (s vřetenem a pohonem řemenovým převodem) je tato varianta vybrána jako vyhovující.

#### 5.4 Zhotovení kompletního modelu zvolené varianty

Po zvolení varianty mohou již být vytvořeny přesné 3D modely pro tvorbu výkresové dokumentace a zejména výpočtového modelu. Z návrhu bylo zjištěno, jaké budou potřebné zdvihy pro W2 vedení a kuličkový šroub  $l_{W2} = 582$  mm a pro U2 vedení a kuličkový šroub  $l_{U2} = 60$  mm. Těleso orovnače, saně křížové a saně horní jsou plánovány jako odlitky a to musí být promítnuto do návrhu.

Těleso orovnače zůstalo ve spodní části stejné z důvodu připevnění k podávacímu vřeteníku, uložení podávacího vřetena a připevnění pohonu podávacího vřetena. Oblast pod vedením se dostala dále od osy vřetena. Z Obr. 14 se hodnoty b a c zvětšily. Pro zachování naklapění kolem osy C2 ( $\pm 6^\circ$ ) bylo nutné tloušťku materiálu pod vedením snížit. Z důvodu zvýšení tuhosti byla po stranách tělesa vytvořena dvě žebra. Ta však omezovala maximální možné naklopení osy C2. Z tohoto důvodu byla navržena drobná úprava tělesa podávacího vřeteníku – odfrézování dvou hran, což bylo firmou povoleno.



Obr. 17 Těleso orovnače

Tělesa saní horních i křížových byla navržena s ohledem na minimální nutnost obrábění.

Obě tělesa budou poháněna kuličkovými šrouby 25x5 mm. Velikost šroubu i typ matice byly firmou stanoveny. Oba šrouby jsou letmo uloženy.

Výrobce udávané údaje ke kuličkovému šroubu:

$$n_{\max} = 2500 \text{ ot/min}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$d_K = 22.5 \text{ mm}$$

$$l_{KW2} = 605 \text{ mm}$$

$$k_K = 0,26$$

#### *Kontrola na maximální rychlosti*

Pro obě osy je výpočet stejný, protože jsou stejné kuličkové šrouby.

$$v_{\max} = n_{\max} \cdot \frac{h}{1000} = 2500 \cdot \frac{5}{1000} = 12,5 \text{ m/min} \quad (1)$$

Tato rychlost je dostatečná. Firmou je stanoveno:

maximální rychlost osy W2 je 9 m/min

maximální rychlost osy U2 je 2 m/min.

#### *Kontrola vzpěrné tuhosti*

W2 vedení je zatěžováno více, pohybuje s větší hmotou a na větším zdvihu.

Výpočet zatěžujících sil na vedení W2

$$m_{W2} = 130 \text{ kg}$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$F_{zW2} = m \cdot g = 130 \cdot 10 = 1300 \text{ N} \quad (2)$$

Maximální vzpěrná tuhost

$$F_K = k_K \cdot \frac{d_K^4}{l_K^2} \cdot 10^5 = 0,26 \cdot \frac{22,5^4}{605^2} \cdot 10^5 = 18\,205 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{K\max} = 0,5 \cdot F_K = 0,5 \cdot 18\,205 = 9\,102,5 \text{ N} > F_{zW2} \quad (4)$$

Pokud je vzata maximální zatěžující síla  $F_{zW2}$  i jako maximální síla, kterou se bude axiálně (v ose W2) posouvat, lze říci, že kontrola vzpěrné tuhosti s velkou rezervou vyhovuje. U kuličkového šroubu U2 bude rezerva ještě větší, protože zatěžující síla vedení  $F_{zU2}$  je menší a maximální nepodepřená délka šroubu je také menší.

Firmou byly také stanoveny servomotory pro pohon jednotlivých os, a tudíž návrh těchto motorů není v diplomové práci uveden.

*Výpočet řemene pro pohon diakladky*

Dále byl proveden návrh a kontrolní výpočet řemene pro pohon diakladky (osa SP4). Firmou bylo stanoveno, že řezná rychlost diakladky bude  $v_D = 14\text{m/s}$ . Pro pohon vřetena diakladky je použit třífázový servomotor s  $MK_n = 2\text{ Nm}$  při  $n_n = 3000\text{ ot./min}$ . Ke kontrolnímu výpočtu byl použit program DesingFlex od firmy Gates. Byl zvolen klínový řemen Plyflex JB na základě požadavku firmy. Průměr hnané řemenice je 36 mm a je dán použitím vřetena diakladky, jejíž je součástí. Průměr hnací řemenice je 48 mm a tato řemenice je použita z orovnače brousicího kotouče. Na základě použitých řemenic byl zvolen řemen dvou-klínový. Střední osová vzdálenost byla zvolena na základě konstrukce cca 232 mm.

*Výpočet potřebných otáček vřetena diakladky*

$$D_D = 130\text{mm} = 0,13\text{m}$$

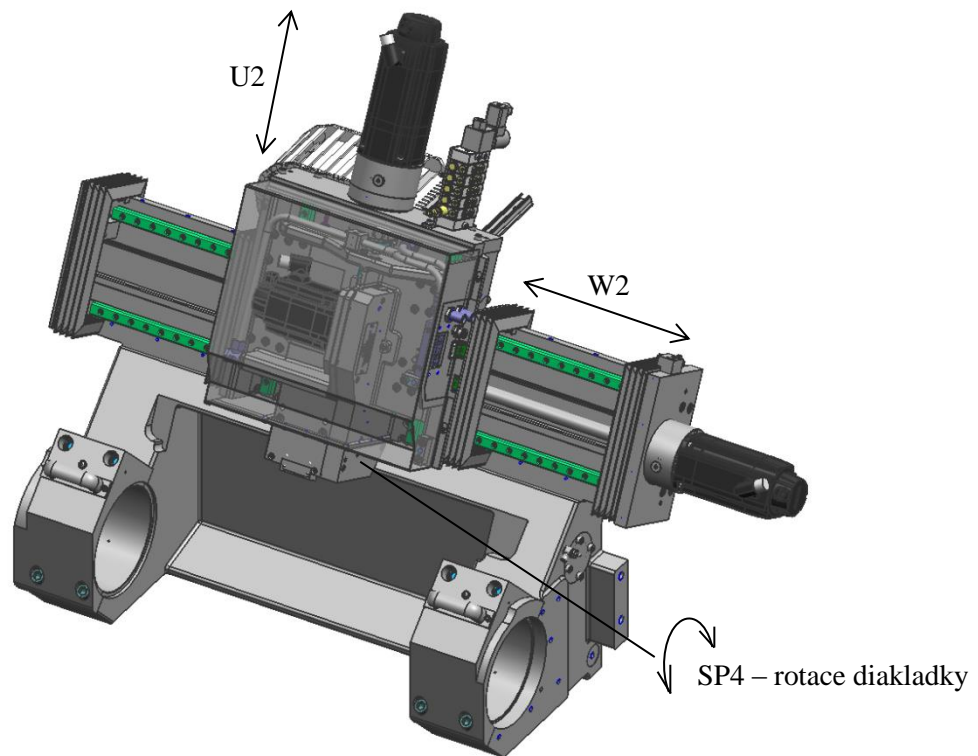
$$v_D = R \cdot \omega = \frac{D_D}{2} \cdot 2\pi \cdot n_D \Rightarrow n_D = \frac{v_D}{\frac{D_D}{2} \cdot 2\pi} \quad (5)$$

$$n_D = \frac{v_D}{\pi \cdot D_D} = \frac{14}{\pi \cdot 0,13} = 34,3\text{ ot/s}^{-1} \rightarrow 2058\text{ ot/min}^{-1} \quad (6)$$

Výpočtová zpráva je uvedena v příloze 4. Podle tohoto výpočtu byl zvolen klínový řemen Polyflex JB 5M600/2. V konstrukci orovnače je zohledněn rozsah instalační tolerance pro řemen.

## 6 Tvorba výpočtového modelu zvolené varianty

3D model celé skupiny orovnače je hotov (Obr. 18) a jsou stanoveny konečné tvary jednotlivých těles skupiny, čímž lze přistoupit k vytvoření výpočtového modelu pro kontrolní výpočet pomocí MKP. Výpočtový model se skládá ze zjednodušených modelů a náhrad za lineární vedení a kuličkový šroub s ložiskem v osách W2 a U2. Po konečném výpočtu může dojít k optimalizaci některého z kontrolovaných těles.

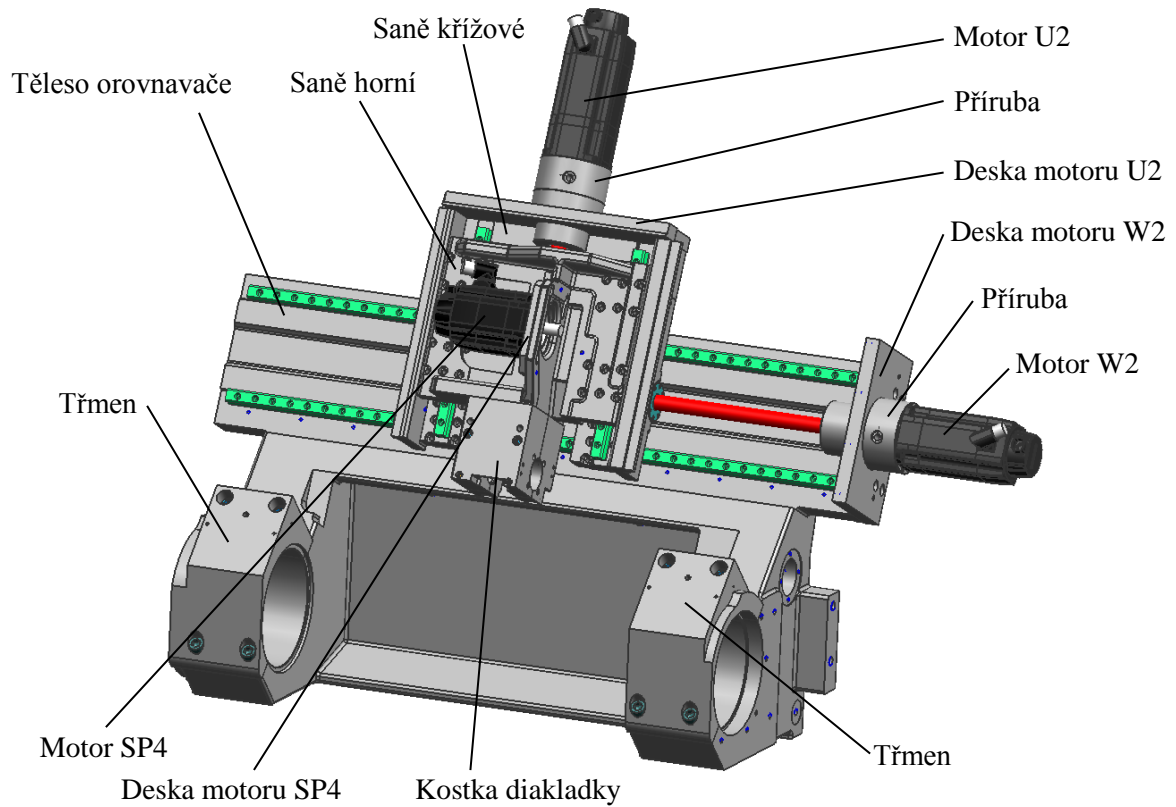


Obr. 18 Zvolená varianta orovnače

### 6.1 Tvorba zjednodušených modelů orovnače

Před vytvořením kontrolního výpočtu pomocí MKP je potřeba kontrolovanou skupinu zjednodušit. Kontrolovaná skupina je patrná na Obr. 19. Nejdříve byly ze skupiny odstraněny nepodstatné dílce pro kontrolu např. různé držáky, kryty, šrouby atd. Dále bylo potřeba upravit a tím zjednodušit jednotlivá tělesa, která jsou pro výpočet podstatná. Jednotlivé díly, které budou ve výpočtu zahrnuty, jsou na Obr. 19. Hlavním důvodem těchto konstrukčních úprav je zjednodušení modelu pro tvorbu dobré sítě MKP.

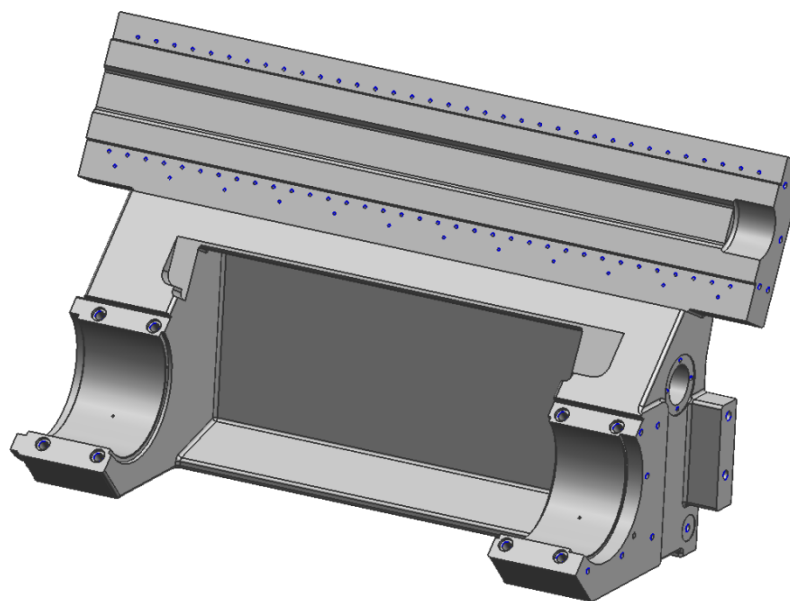




Obr. 19 Zjednodušená sestava určená k úpravě

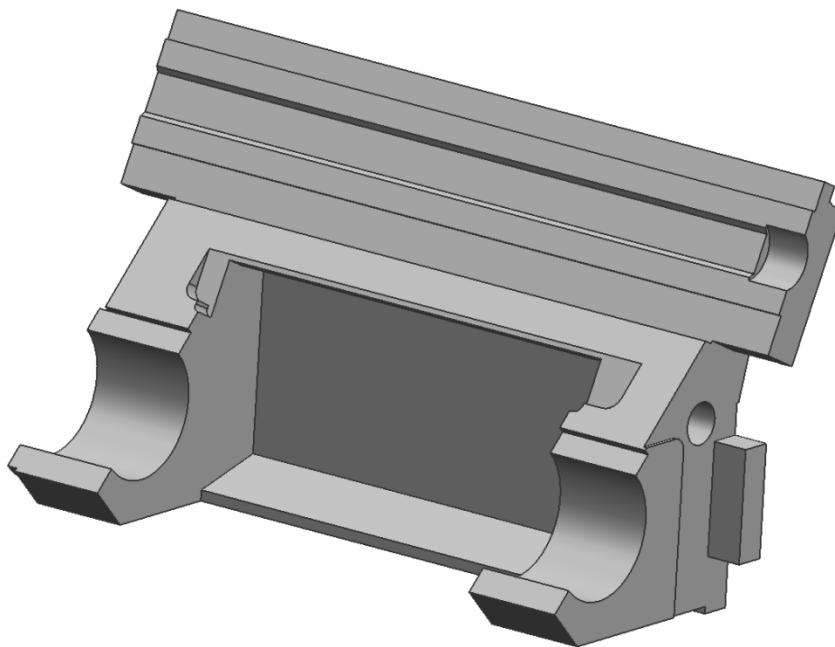
*Těleso orovnače*

Těleso orovnače je plánováno jako odlitek z tvárné litiny 42 2304. Těleso je tvarově složité (Obr. 20) s množstvím nálitků, radiusů, závitů, osazení či odlehčení. Proto je nutné těleso maximálně zjednodušit – vyčistit od detailů, které by negativně mohly ovlivnit tvorbu sítě a tím celý výsledek výpočtu.



Obr. 20 Těleso orovnače

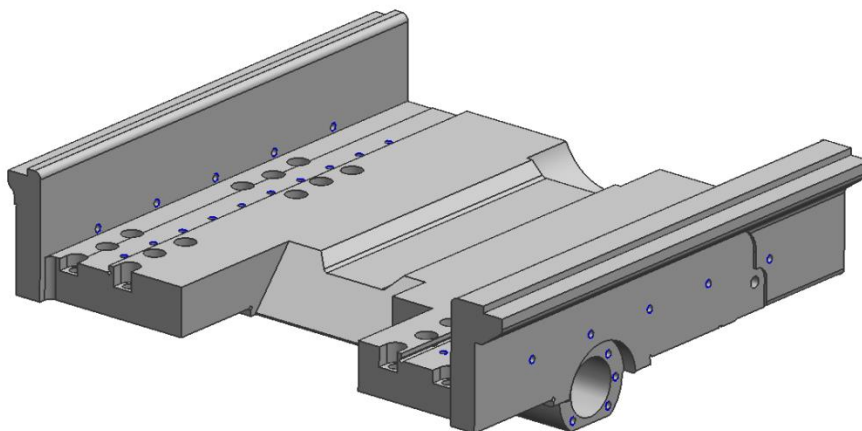
Úprava tělesa orovnače je prováděna s ohledem na zachování všech základních rozměrů tělesa. Výsledkem těchto úprav je těleso zobrazené na Obr. 21. Po odstranění většiny rádiusů, všech závitů a různých odlehčení je těleso orovnače viditelně zjednodušené a vhodnější pro výpočet.



Obr. 21 Upravené těleso orovnače

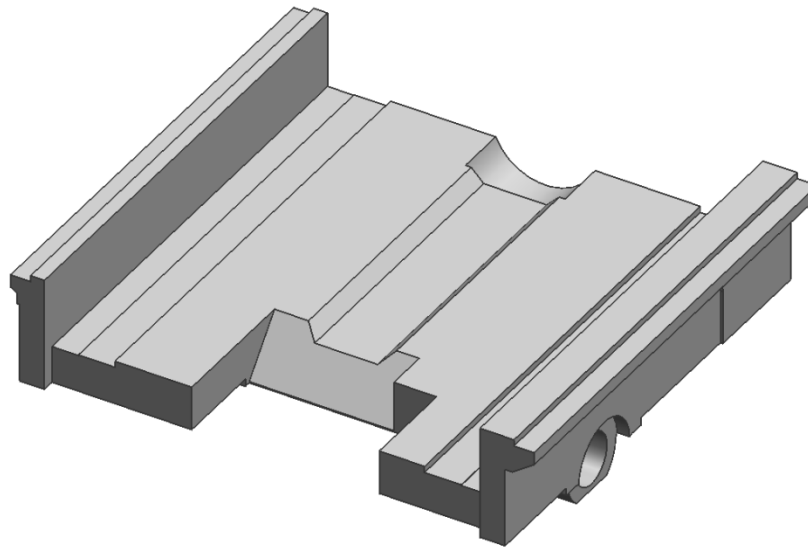
#### *Saně křížové*

Saně křížové jsou plánovány jako odlitek z tvárné litiny 42 2304. Tento odlitek není tak tvarově složitý (Obr. 22), ale i zde je množstvím nálitků, radiusů, závitů, otvorů pro šrouby a zápichů. Proto tyto saně musely být konstrukčně upraveny, aby byla zaručena optimální tvorba sítě MKP.



Obr. 22 Saně křížové

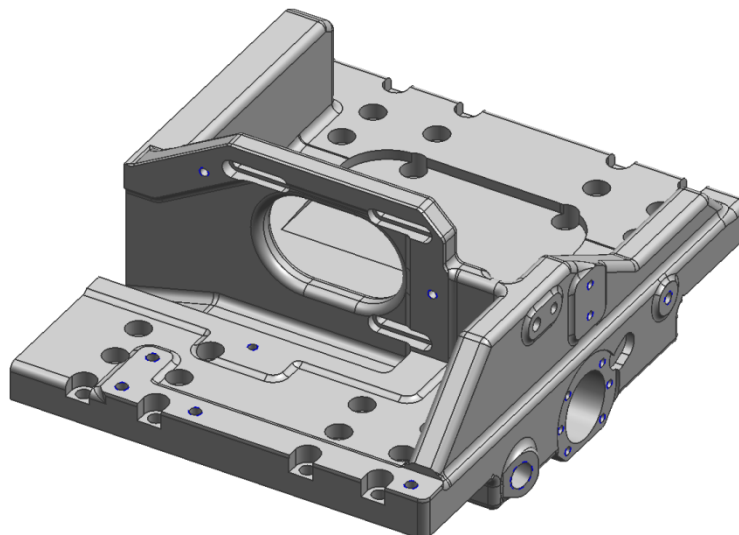
Výsledná úprava saní křížových viz Obr. 23. Po odstranění všech rádiusů, závitů, různých zápichů je těleso orovnače viditelně zjednodušené a vhodnější pro výpočet.



Obr. 23 Upravené saně křížové

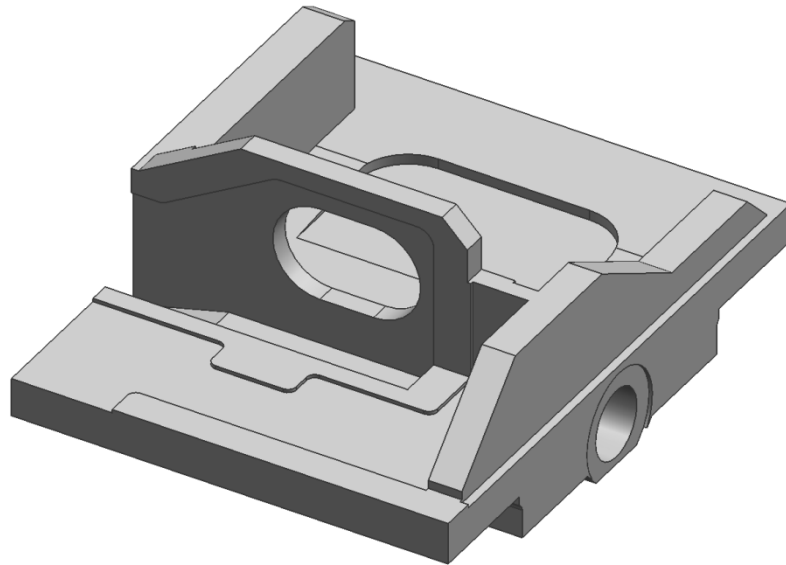
#### *Saně horní*

Saně horní jsou plánovány také jako odlitek z tvárné litiny 42 2304. Je to součást tvarově nejsložitější (Obr. 24) s množstvím nálitků, radiusů, závitů, otvorů pro šrouby a zápichů. Proto tyto saně musely být konstrukčně upraveny, aby byla zaručena optimální tvorba sítě MKP.



Obr. 24 Saně horní

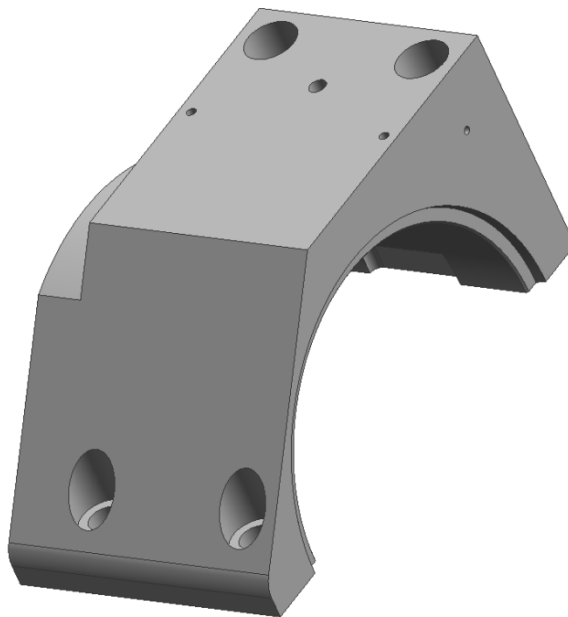
Výsledná úprava saní křížových je zobrazena na Obr. 25. Po odstranění všech rádiusů, závitů, otvorů pro šrouby, různých zápichů a drážek jsou saně viditelně zjednodušené a vhodnější pro výpočet.



Obr. 25 Upravené saně horní

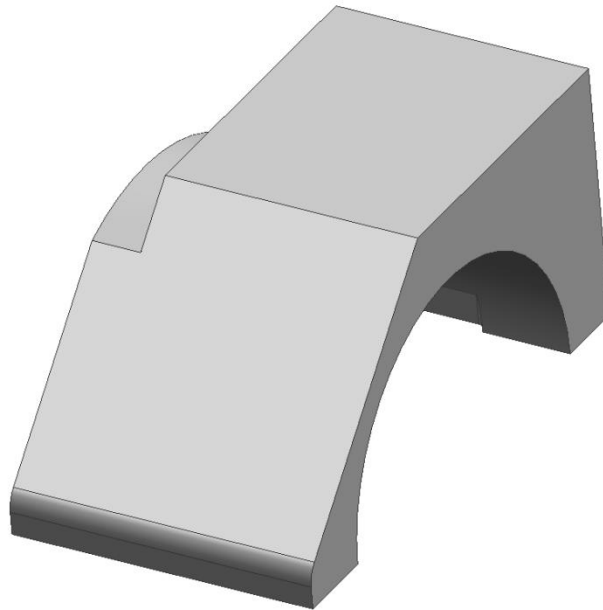
### *Třmeny*

Třmeny jsou plánovány jako odlitek z šedé litiny 42 2425. Tento odlitek není tak tvarově složitý (Obr. 26), ale i zde jsou rádiusy, závitů a otvory pro šrouby. Proto i tyto třmeny musely být konstrukčně upraveny, aby byla zaručena optimální tvorba sítě MKP.



Obr. 26 Třmen

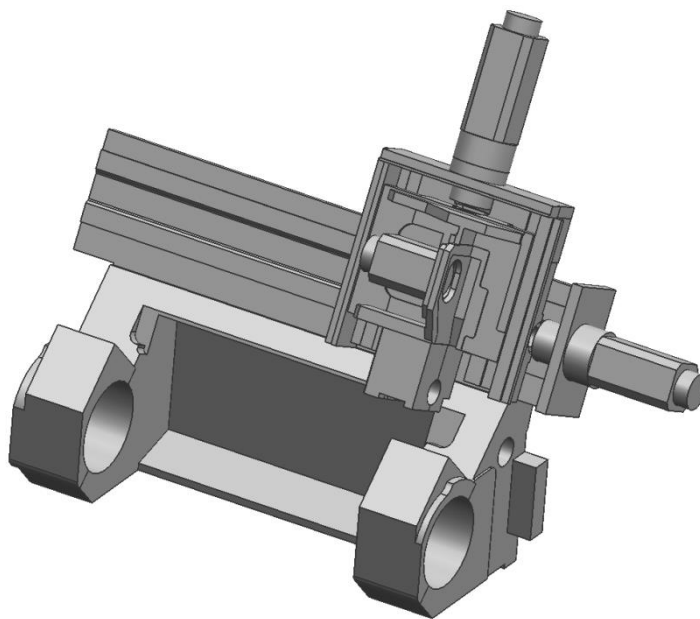
Výsledná úprava třmenu je zobrazena na Obr. 27. Po odstranění všech rádiusů, závitů a tvorů pro šrouby je třmen viditelně zjednodušený a vhodnější pro výpočet.



Obr. 27 Upravený třmen

#### *Ostatní dílce*

Ostatní dílce jsou koncipovány jako obrobek z oceli. Tyto dílce nejsou tvarově složité a jejich zjednodušení spočívá jen v odstranění závitů a otvorů pro šrouby a takto upravené modely jsou již vhodné pro dobrou tvorbu sítě MKP.



Obr. 28 Upravený výpočtový model

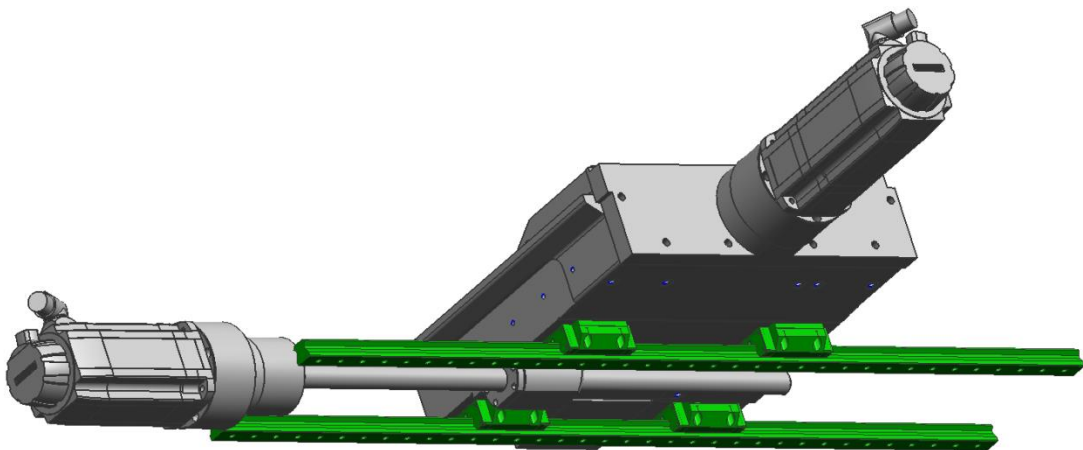
Reálné modely motorů byly nahrazeny zjednodušujícím tvarem při zachování skutečných rozměrů. Výsledek těchto úprav lze vidět na Obr. 28. Již na první pohled je patné značné zjednodušení, které by mělo vést k přesnějšímu a rychlejšímu výsledku díky jednodušší síti MKP.

## 6.2 Tvorba náhrad ve výpočtovém modelu

Orovnávač se pohybuje ve dvou osách. V podélném posuvu osy W2 a příčném posuvu osy U2. V obou těchto směrech je pohyb realizován pomocí lineárního vedení a zajišťován letmo uloženým kuličkovým šroubem. Aby bylo možné všechny tyto aspekty do výpočtového modelu zahrnout a přiblížit se tak reálným vazbám mezi součástmi, provádějí se náhrady těchto součástí ve výpočtovém modelu. Na Obr. 18 lze vidět kinematické schéma orovnače.

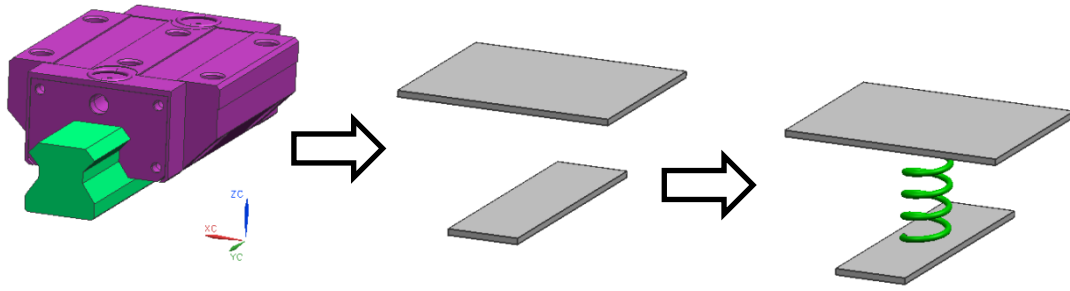
### 6.2.1 Náhrada lineárního vedení W2

Lineární vedení v ose W2 se skládá ze čtyř vozíků připevněných ke křížovým saním a ze dvou lišt připevněných k tělesu orovnače. Pohyb křížových saní je realizován kuličkovým šroubem.



Obr. 29 Rozmístění valivých vozíků na křížových saních

Princip náhrady každého vozíku a vedení spočívá ve vytvoření pružiny mezi plochou odpovídající dosedací ploše vozíku a plochou odpovídající šířce vedení a délce vozíku na druhém tělese. Této fiktivní pružině pak lze ve výpočtovém programu definovat tuhost. Zde to bude ve dvou směrech v ose z a v ose x. V ose y bude tuhost 0 viz Obr. 30.



Obr. 30 Princip náhrady lineárního vedení

### Výpočet tuhosti

Pro stanovení tuhosti se vychází z údajů stanovených výrobcem pro danou velikost vedení. Zde je použito vedení velikosti 25-D. Velikost zatížení vedení hmotností je přibližně 130 kg. Na základě velikosti zatížení lze stanovit sílu. Následně z grafu 1 lze stanovit deformaci a spočítat výslednou tuhost. Pro zjednodušení výpočtu je zatížení jednotlivých vozíků stejné. Indexy jednotlivých sil určují osu, ve které síla působí a již odpovídá souřadnému systému, ve kterém budou síly zadávány ve výpočtovém modelu.

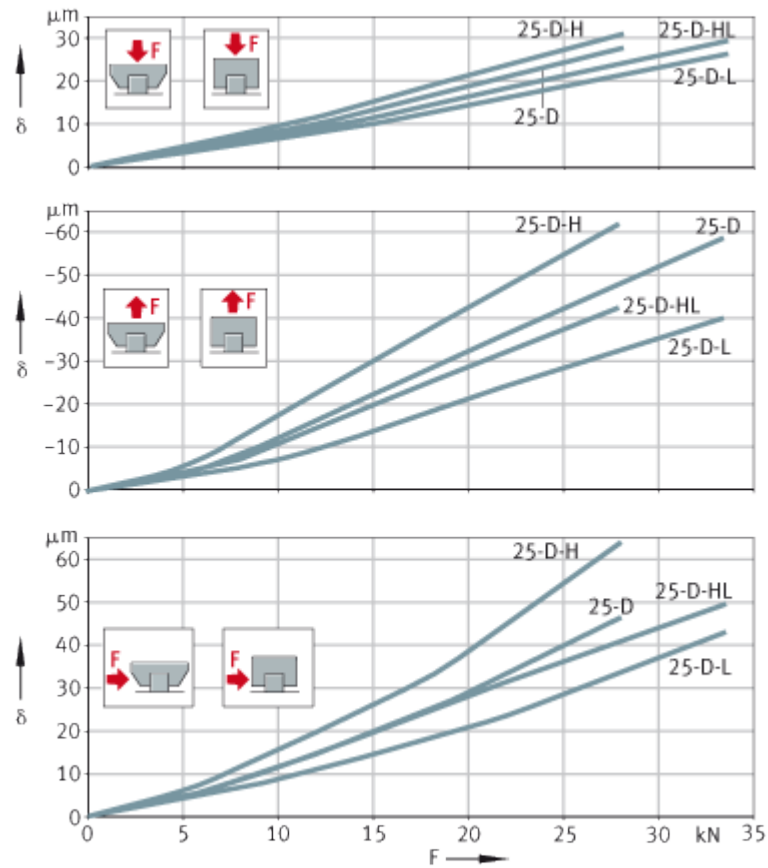
### Výpočet zatěžujících sil

$$F_{zW2} = F_{yW2} = 1300N - \text{Rovnice (2), str. 29}$$

Zatížení na jeden vozíček:

$$F_{1zW2} = \frac{F_{zW2}}{4} = \frac{1300}{4} = 325 N \quad (7)$$

Lineární vedení je z hlediska tuhosti pro dané zatížení předdimenzováno. Z tohoto důvodu není možné z grafu vyčíst přesnou deformaci pro dané zatížení vozíku, protože je zatěžující síla příliš malá. Pro vyšší hodnoty zatížení je již možné deformaci z grafu stanovit. Z grafu je patrné, že pro zatížení vedení tlakovou silou je tuhost do hodnoty 10 kN přibližně lineární. V případě bočního zatížení je tuhost přibližně lineární do hodnoty 5 kN. Této vlastnosti je využito. Z grafu 1 je stanovena deformace pro 10 kN v případě zatížení tlakovou silou a 5 kN v případě bočního zatížení. Následně je vypočtena tuhost pro jednotlivé směry.



Graf 1 Závislost deformace na zatížení

Zatížení tlakem

$$F_{zp} = 10\,000\text{ N} \Rightarrow \delta_z = 0,008\text{ mm}$$

Tuhost ve směru z

$$k_z = \frac{F_{zp}}{\delta_z} = \frac{10\,000}{0,008} = 1\,250\,000\text{ N/mm} \quad (8)$$

Boční zatížení

$$F_{xp} = 5\,000\text{ N} \Rightarrow \delta_x = 0,005\text{ mm}$$

Tuhost ve směru x

$$k_x = \frac{F_{xp}}{\delta_x} = \frac{5\,000}{0,005} = 1\,000\,000\text{ N/mm} \quad (9)$$

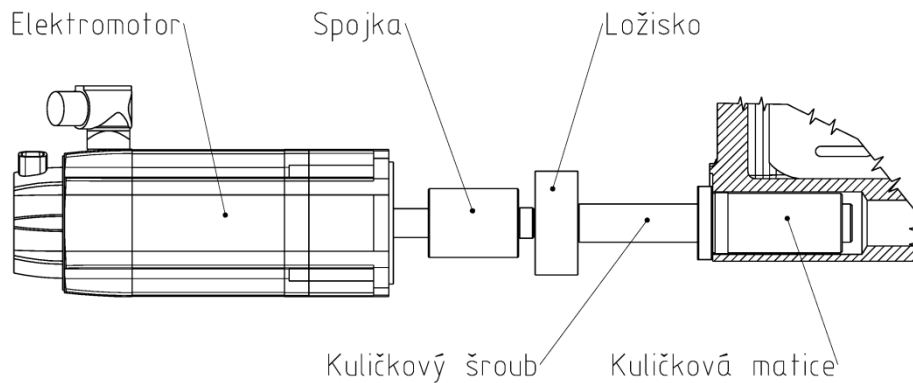


### 6.2.2 Náhrada pohonu vedení W2

Pohon W2 osy se ve výpočtovém modelu nahradí jednoosou tuhostí.

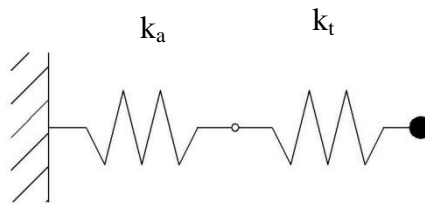
#### Výpočet tuhosti pohonu

Pohon osy W2 se skládá z elektromotoru, spojky, radiálně axiálního ložiska, ve kterém je jednostranně uložen kuličkový šroub s maticí. V této práci je výpočet tuhosti pohonu zjednodušen na ložisko, kuličkový šroub a kuličkovou matici. Schematicky je znázorněn na Obr. 31.



Obr. 31 Schéma pohonu

Tuhost samotného kuličkového šroubu se skládá ze sériově řazené axiální tuhosti a torzní tuhosti.



Obr. 32 Schéma skládání tuhosti kuličkového šroubu

Axiální tuhost kuličkového šroubu

$$k_a = \frac{E \cdot A_K}{l} \quad (10)$$

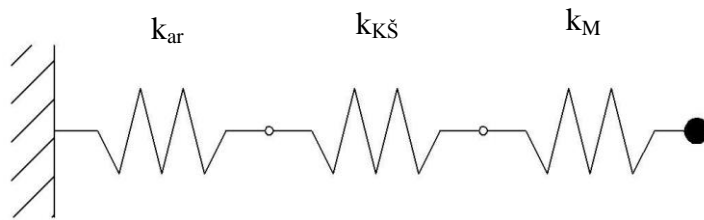
Torzni tuhost šroubu

$$k_t = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad (11)$$

Celková tuhost šroubu

$$\frac{1}{k_{K\check{s}}} = \frac{1}{k_a} + \frac{1}{\frac{k_t}{h_{rad}^2}} \quad (12)$$

Tuhost pohonu pohybové osy, která je v tomto výpočtu nahrazena jednoosou tuhostí, se skládá ze sériově řazené tuhosti radiálně axiálního ložiska, tuhosti kuličkového šroubu a tuhostí kuličkové matice. Schéma skládání tuhostí je na Obr. 33.



Obr. 33 Schéma řazení tuhostí pohonu

Celková tuhost soustavy

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{K\check{s}}} + \frac{1}{k_M} \quad (13)$$

Z důvodů výpočtu vlastních frekvencí orovnače v různých polohách je nutné spočítat tuhosti pohonů i pro tyto polohy. V případě osy W2 se počítá se třemi variantami poloh. V prvním případě budou saně křížové umístěny vpravo, co nejbliže servomotoru osy W2 a v druhém případě uprostřed tělesa orovnače a v posledním co nejvíce vlevo.

*Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní křížových vpravo*

Zadané hodnoty:

$$d_k = 22,5 \text{ mm}$$

$$l_{1W2} = 20 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$k_{ar} = 650\,000 \text{ N/mm}$$

$$k_M = 855\,000 \text{ N/mm}$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$G = 81\,000 \text{ MPa}$$

$$A_K = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22,5^2}{4} = 397,6 \text{ mm}^2 \quad (14)$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d_k^4}{32} = \frac{\pi \cdot 22,5^4}{32} = 25\,161 \text{ mm}^4 \quad (15)$$

$$h_{rad} = \frac{h}{2\pi} = \frac{5}{2\pi} = 0,796 \text{ mm/rad} \quad (16)$$

Axiální tuhost kuličkového šroubu

$$k_{a1W2} = \frac{E \cdot A_K}{l_{1W2}} = \frac{210\,000 \cdot 397,6}{20} = 4\,174\,800 \text{ N/mm} \quad (17)$$

Torzní tuhost šroubu

$$k_{t1W2} = \frac{G \cdot I_p}{l_{1W2}} = \frac{81\,000 \cdot 25\,161}{20} = 101\,902\,050 \text{ N.mm/rad} \quad (18)$$

Celková tuhost šroubu

$$\frac{1}{k_{Kš1W2}} = \frac{1}{k_{a1W2}} + \frac{1}{\frac{k_{t1W2}}{h_{rad}^2}} \quad (19)$$

$$k_{Kš1W2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{a1W2}} + \frac{h_{rad}^2}{k_{t1W2}}} \quad (20)$$

$$k_{Kš1W2} = \frac{1}{\frac{1}{4\,174\,800} + \frac{0,796^2}{101\,902\,050}} = 4\,069\,170,6 \text{ N/mm} \quad (21)$$

Celková tuhost soustavy

$$\frac{1}{k_{c1W2}} = \frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš1W2}} + \frac{1}{k_M} \quad (22)$$

$$k_{c1W2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš1W2}} + \frac{1}{k_M}} \quad (23)$$

$$k_{c1W2} = \frac{1}{\frac{1}{650\,000} + \frac{1}{4\,069\,170,6} + \frac{1}{855\,000}} = 338\,546 \text{ N/mm} \quad (24)$$

Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní křížových uprostřed je uveden v Příloze 1.

Podle výpočtu v příloze 1 je hodnota tuhosti

$$k_{c2W2} = 153\,151 \text{ N/mm}$$

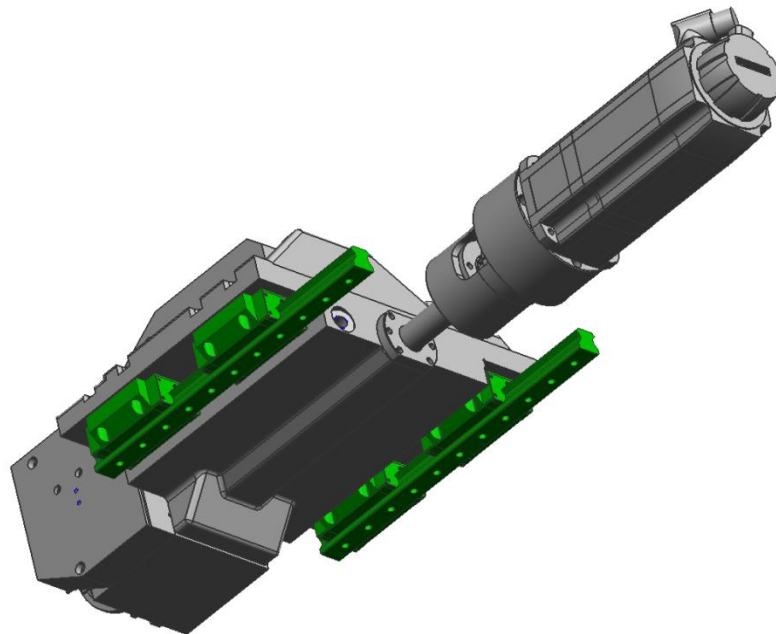
Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní křížových vlevo je uveden v Příloze 2.

Podle výpočtu v příloze 2 je hodnota tuhosti

$$k_{c3W2} = 98\,959 \text{ N/mm}$$

### 6.2.3 Náhrada lineárního vedení U2

Lineární vedení v ose U2 se skládá ze čtyř vozíků připevněných k horním saním a dvou lišt připevněných ke křížovým saním. Pohyb horních saní je realizován kuličkovým šroubem. Náhrada je provedena stejně jako u vedení W2.



Obr. 34 Rozmístění valivých vozíků na horních saních

#### *Výpočet tuhosti*

Pro stanovení tuhosti se vychází z údajů stanovených výrobcem pro danou velikost vedení. V tomto případě je použito vedení o velikost 25-D. Velikost zatížení vedení hmotností je přibližně 60 kg. Na základě velikosti zatížení lze z grafu 2 stanovit

deformaci a spočítat výslednou tuhost. Pro zjednodušení výpočtu je zatížení jednotlivých vozíků stejné.

Výpočet zatěžujících sil

$$m_{U2} = 60 \text{ kg}$$

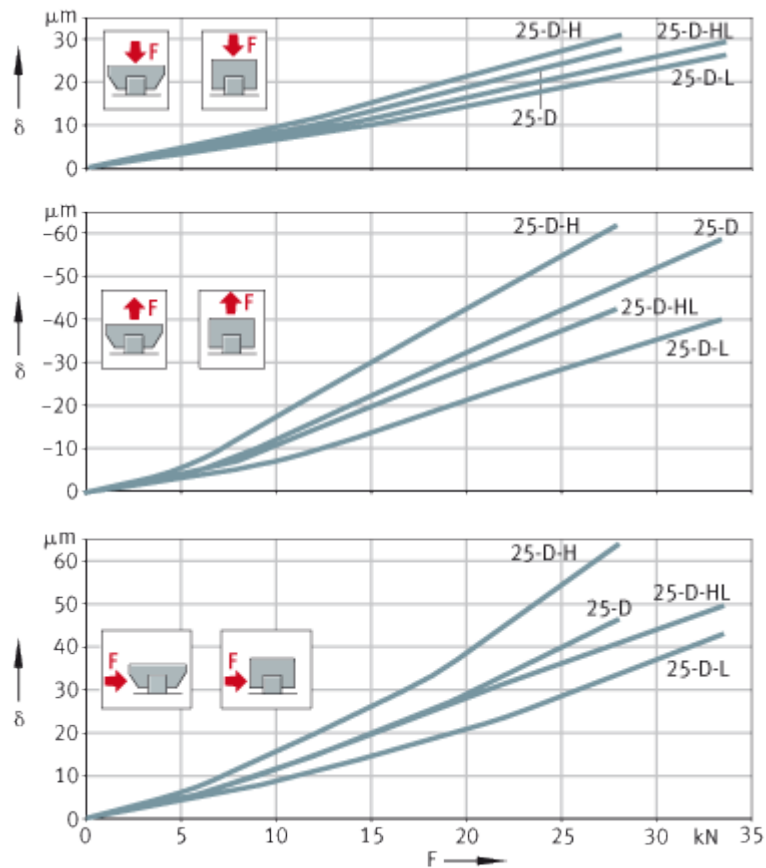
$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$F_{zU2} = F_{yU2}$$

$$F_{zU2} = m \cdot g = 60 \cdot 10 = 600 \text{ N} \quad (25)$$

Zatížení na jeden vozíček:

$$F_{1zU2} = \frac{F_{U2}}{4} = \frac{600}{4} = 150 \text{ N} \quad (26)$$



Graf 2 Závislost deformace na zatížení

I zde platí, že lineární vedení je z hlediska tuhosti pro dané zatížení předimenzováno a tudíž není možné pro stanovenou sílu z grafu přímo odečíst deformaci. Z tohoto důvodu je tuhost stanovena stejným způsobem jako u vedení W2 a

tudíž bude stejná jako v případě vedení W2. Rozdíl tuhosti u vedení U2 bude pouze ve výpočtovém programu zadávána místo v ose y, tak v ose x.

$$k_z = 1\,250\,000 \text{ N/mm}$$

$$k_y = k_x = 1\,000\,000 \text{ N/mm}$$

#### 6.2.4 Náhrada pohonu vedení U2

Náhrada a výpočet pohonu osy U2 jsou provedeny stejně jako v případě osy W2.

##### *Výpočet tuhosti pohonu*

Z důvodů výpočtu vlastních frekvencí orovnače v různých polohách je nutné spočítat tuhosti pohonů i pro tyto polohy. V případě osy U2 se počítá se dvěma variantami poloh. V prvním případě budou horní saně umístěny v horní poloze co nejbližší elektromotoru osy U2 a v druhém případě v maximální spodní poloze.

##### *Výpočet tuhosti pohonu pro umístění horních saní v horní poloze*

Zadané hodnoty:

$$d_k = 22,5 \text{ mm}$$

$$l_{1U2} = 18,5 \text{ mm}$$

$$h_{\text{rad}} = 0,796 \text{ mm/rad}$$

$$k_{\text{ar}} = 650\,000 \text{ N/mm}$$

$$k_M = 855\,000 \text{ N/mm}$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$G = 81\,000 \text{ MPa}$$

$$A_K = 397,6 \text{ mm}^2$$

$$I_p = 25\,161 \text{ mm}^4$$

Axiální tuhost kuličkového šroubu

$$k_{a1U2} = \frac{E \cdot A_K}{l_{1U2}} = \frac{210\,000 \cdot 397,6}{18,5} = 4\,513\,297,3 \text{ N/mm} \quad (27)$$

Torzni tuhost šroubu

$$k_{t1U2} = \frac{G \cdot I_p}{l_{1U2}} = \frac{81\,000 \cdot 25\,161}{18,5} = 110\,164\,378,4 \text{ N.mm/rad} \quad (28)$$

Celková tuhost šroubu

$$\frac{1}{k_{Kš1U2}} = \frac{1}{k_{a1U2}} + \frac{1}{\frac{k_{t1U2}}{h_{rad}^2}} \quad (29)$$

$$k_{Kš1U2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{a1U2}} + \frac{h_{rad}^2}{k_{t1U2}}} \quad (30)$$

$$k_{Kš1U2} = \frac{1}{\frac{1}{4\,513\,297,3} + \frac{0,796^2}{110\,164\,378,4}} = 4\,399\,103,4 \text{ N/mm} \quad (31)$$

Celková tuhost soustavy

$$\frac{1}{k_{c1U2}} = \frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš1U2}} + \frac{1}{k_M} \quad (32)$$

$$k_{c1U2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš1U2}} + \frac{1}{k_M}} \quad (33)$$

$$k_{c1U2} = \frac{1}{\frac{1}{650\,000} + \frac{1}{4\,399\,103,4} + \frac{1}{855\,000}} = 340\,672 \text{ N/mm} \quad (34)$$

Výpočet tuhosti pohonu pro umístění horních saní v dolní poloze je uveden v Příloze 3.

Podle výpočtu v Příloze 3 je hodnota tuhosti

$$k_{c2U2} = 272\,285 \text{ N/mm}$$

## 7 Výpočet zvolené varianty

Výpočet je prováděn pomocí programu NX 7.5 s výpočtovým modulem NX-Nastran Solver od firmy Siemens. Podle zadání má být provedena dynamická analýza na zjištění vlastní frekvence a vlastních tvarů. Jelikož se horní saně i saně křížové v daných osách pohybují, existuje několik míst, kde je riziko nízké první vlastní frekvence. Vše bylo s firmou konzultováno a na tomto základě byly stanoveny čtyři polohy, pro které byla provedena kontrola.

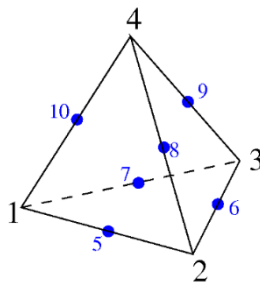
### 7.1 Modální analýza

Modální analýza je jednou z nejčastěji používaných numerických analýz pro posouzení dynamického chování konstrukce. Výsledkem jsou údaje o vlastních frekvencích a k nim příslušné vlastní tvary kmitů. Modální analýza se provádí z důvodu zjištění, zda se některé vlastní frekvence kontrolované skupiny neblíží k frekvenci kmitání určité části soustavy, většinou rotující, kontrolované skupiny či celého stroje. Pokud by došlo ke sblížení vlastní frekvence a frekvence kmitání soustavy může dojít k rezonanci a následně i ke zničení konstrukce.

Modální analýzu lze řešit bez definice okrajových podmínek jako analýzu volného tělesa nebo s definicí okrajových podmínek jako analýzu tělesa upevněného. Protože je kontrolovaná skupina ve skutečnosti připevněna na podávacím vřeteníku, jsou zadané okrajové podmínky.

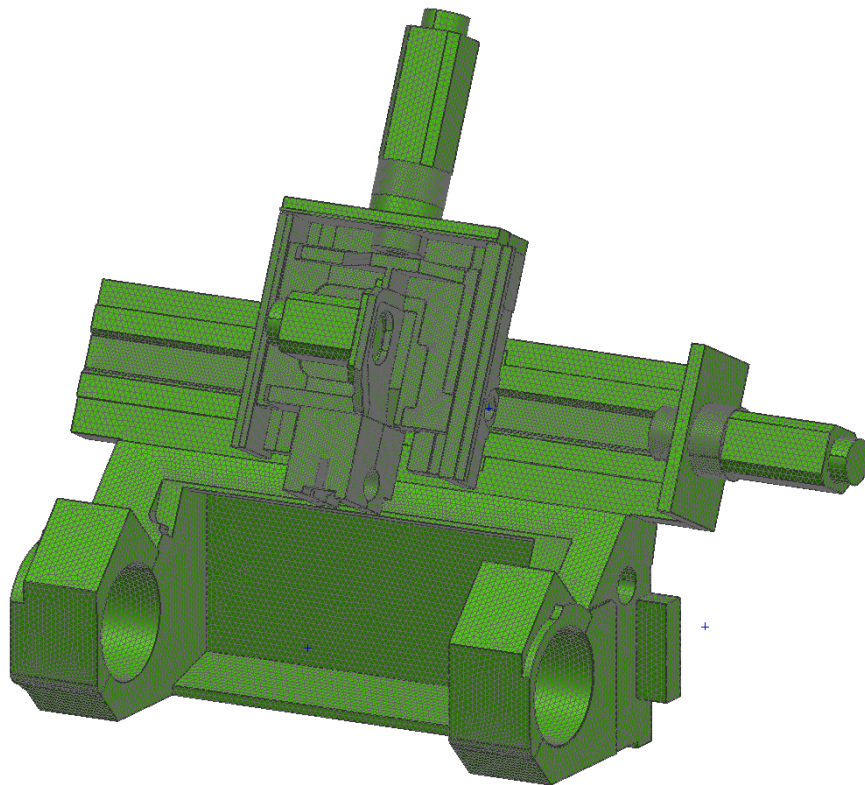
### 7.2 Tvorba sítě MKP

Jako první byla při výpočtu vytvořena síť výpočtového modelu. U všech těles byl zvolen stejný typ elementu „Ctetra 10“ což je čtyřstěn s 10 uzly (node) což je vidět na Obr. 35. Velikosti elementů byly po konzultaci stanoveny na 10 mm. U složitějších a menších dílců na 5 mm. Zasiťovaná skupina je vidět na Obr. 36. Zasiťovaným tělesům byly přiřazeny také materiály. U motorů byla spočítána hustota, která odpovídá přibližně hmotnosti motoru. Přehled parametrů výpočtové sítě je uveden v Tab. 1.



Obr. 35 Element Tetra 10





Obr. 36 Zasíťované těleso

Tab. 1 Parametry výpočtové sítě

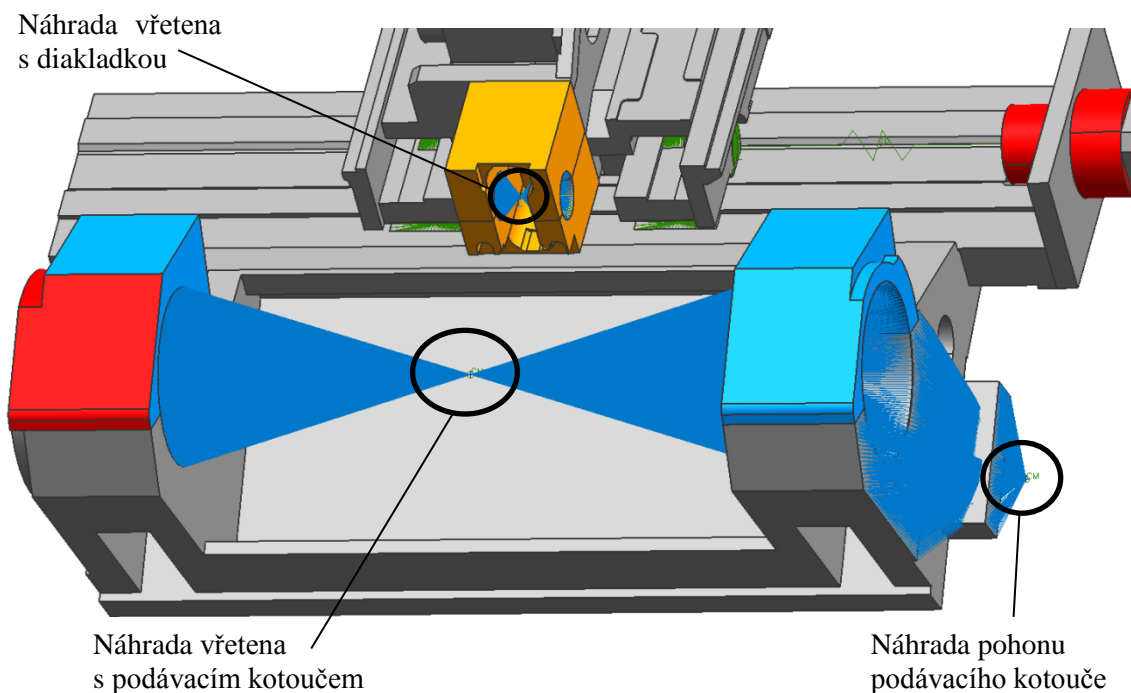
Těleso	Materiál	E [MPa]	Typ elementu	Velikost elementu	Počet elementů
Těleso orovnačče	42 2304	140 000	Ctetra 10	10	259 079
Třmen pravý	42 2425	90 000	Ctetra 10	10	11 297
Třmen levý	42 2425	90 000	Ctetra 10	10	11 743
Saně křížové	42 2304	140 000	Ctetra 10	5	205 869
Saně horní	42 2304	140 000	Ctetra 10	5	159 695
Kostka diakladky	Ocel	210 000	Ctetra 10	5	28 766
Deska motoru W2	Ocel	210 000	Ctetra 10	10	4 807
Deska motoru U2	Ocel	210 000	Ctetra 10	10	5 940
Deska motoru SP4	Ocel	210 000	Ctetra 10	10	841
Příruba	Ocel	210 000	Ctetra 10	5	21 628
Motor W2	4,5 kg/dm <sup>3</sup>	210 000	Ctetra 10	10	8 707
Motor U2	4,5 kg/dm <sup>3</sup>	210 000	Ctetra 10	10	9 922
Motor SP4	4,5 kg/dm <sup>3</sup>	210 000	Ctetra 10	10	6 502

### 7.3 Tvorba náhrad

#### Náhrada těles

Orovnač je zezadu připevněn k podávacímu vřeteníku. I na tělesu orovnače mohou být připevněna určitá tělesa, která svou hmotností nejsou zanedbatelná. V tomto případě se jedná o podávací vřeteno s podávacím kotoučem, pohon podávacího vřetena a vřeteno s diakladkou. Z důvodu zjednodušení výpočtového modelu zde nejsou tato tělesa pomocí modelů obsažena, ale jsou nahrazena v těžišti jednotlivých skupin hmotným bodem. Tomuto bodu jsou dány hmotnosti jednotlivých skupin a hmotné body jsou pevně spojeny s plochami, kde jsou jednotlivá tělesa uložena nebo připevněna. Toto vše se provádí z důvodu, aby se nevytvářelo zbytečně více elementů než je nezbytně nutné a tím se prodlužoval čas a náročnost výpočtu. Jednotlivá těžiště byla získána z jednotlivých skupin. Hmotnosti nahrazující jednotlivé skupiny jsou: pro vřeteno s diakladkou 3,5 kg, pohon 170 kg a vřeteno s podávacím kotoučem 330 kg.

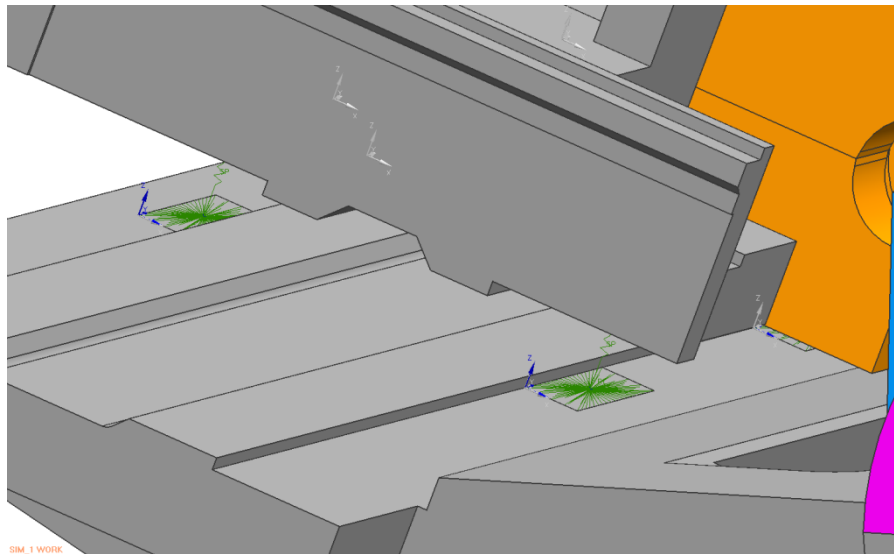
Vytvoření všech tří náhrad je zobrazeno na Obr. 37.



Obr. 37 Náhrada vřetena, diakladky a pohonu

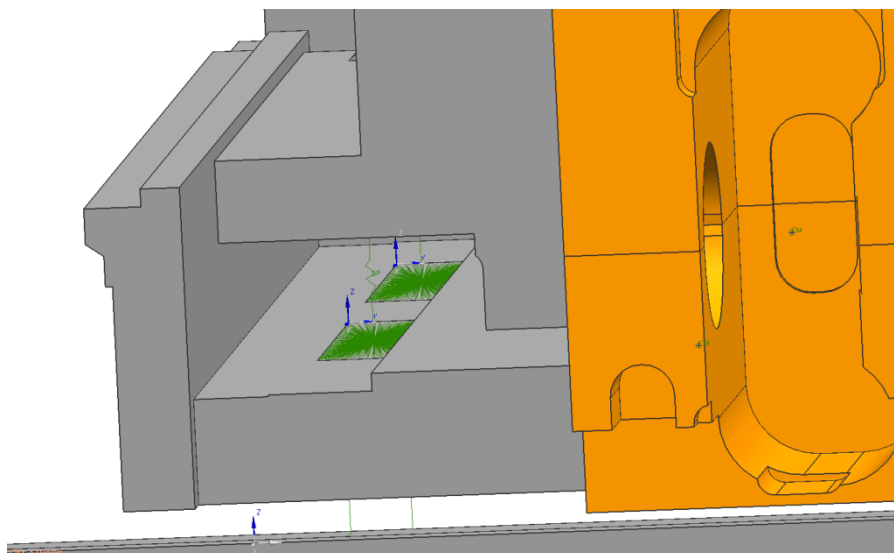
Další náhrady, které byly vytvořeny, jsou za vedení U2 a W2. Ve výpočtovém modulu NX Nastran Solver nelze spojit pružnou vazbou dvě plochy. Byl tudíž vytvořen bod uprostřed každé plochy, která představuje buď uložení vodicí lišty, nebo vozíku (Obr. 30 Princip náhrady lineárního vedení). Tento bod byl s danou plochou pevně spojen a mezi příslušnými body byla vytvořena vazba „Spring“, které bylo možno

definovat tuhost. V případě vedení W2 viz Obr. 38 byla tuhost zadána podle výpočtu v kap. 6.2.1. V ose z je tuhost zadána  $k_z = 1\,250\,000\text{ N/mm}$  a v ose x  $k_x = 1\,000\,000\text{ N/mm}$  v ose y  $k_y = 0\text{ N/mm}$ .



Obr. 38 Náhrada W2 vedení

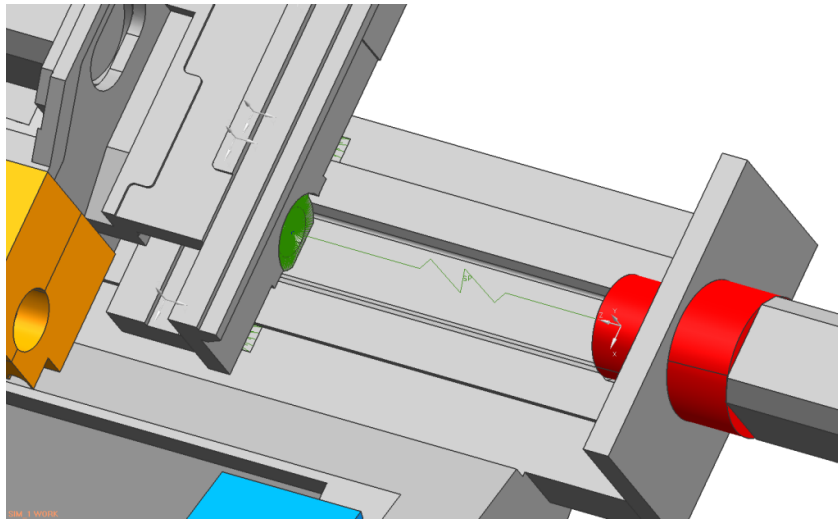
V případě vedení U2 viz Obr. 39 byla tuhost zadána podle výpočtu v kap. 6.2.3. V ose z je tuhost zadána  $k_z = 1\,250\,000\text{ N/mm}$  a v ose x  $k_x = 0\text{ N/mm}$  v ose y  $k_y = 1\,000\,000\text{ N/mm}$ .



Obr. 39 Náhrada U2 vedení

Poslední náhrady, které se zavádí, jsou za kuličkové šrouby. Vytvářely se principiálně stejně jako v případě vedení. Dva body, kdy každý je pevně spojen s příslušnou plochou a mezi body je vazba „Spring“ s definovanou tuhostí. První bod je pevně spojen s čelem, kde je přišroubována matice kuličkového šroubu viz Obr. 40.

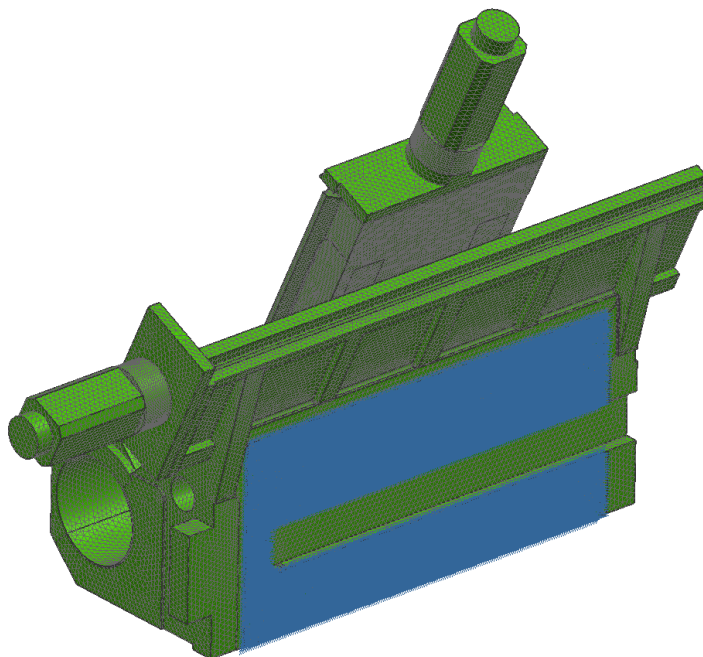
Druhý bod je pevně spojen s válcovou a dosedací plochou pro radiálně axiální ložisko v přírubě. Výpočet tuhostí pro osu W2 je uveden v kap. 6.2.2 a jsou spočítány pro tři polohy kuličkového šroubu. V první poloze jsou saně křížové vpravo, v druhé uprostřed a třetí vlevo. Pro osu U2 je uveden výpočet tuhostí v kap. 6.2.4 a jsou spočítány pro dvě polohy kuličkového šroubu. V první poloze jsou saně horní v horní poloze a v druhé v dolní poloze.



Obr. 40 Náhrada W2 pohonu

#### 7.4 Okrajové podmínky

Je provedena modální analýza s definicí okrajových podmínek jako analýza tělesa upevněného.



Obr. 41 Okrajová podmínka

Orovnavač podávacího kotouče je upevněn na podávacím vřeteníku. Celá zadní plocha, kterou je těleso orovnače připevněno na podávacím vřeteníku, je definována jako pevná okrajová podmínka typ vazby „Fix“, což je patrné na Obr. 41.

### 7.5 Výsledky

Horní i křížové saně se v daných osách pohybují. Existuje tudíž několik míst, kde je riziko nízké první vlastní frekvence. Vše bylo s firmou konzultováno a na tomto základě byly stanoveny čtyři polohy, pro které byla provedena kontrola. Důvody byly následující:

- *Varianta saně křížové vpravo a saně horní nahoře*

Je to poloha, ve které se budou saně křížové i horní nacházet v době, kdy stroj bude brousit. Výhoda této polohy je, že oba kuličkové šrouby mají krátkou vzdálenost mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu a tudíž vysokou tuhost. Rizika této polohy jsou v tom, že veškerá hmotnost saní a motoru W2 je v jednom místě.

- *Varianta saně křížové uprostřed a saně horní nahoře*

Tato poloha je již vybrána jako jedna z nepříznivých poloh při orovnávaní. Riziko vzniku nízké vlastní frekvence je v malém vyztužení zadní části tělesa orovnače uprostřed. Po krajích tělesa se již povedlo vytvořit žebra viz Obr. 40. Zároveň také dojde ke snížení tuhosti kuličkového šroubu v ose W2.

- *Varianta saně křížové vlevo a saně horní nahoře*

Tato poloha byla vybrána s předpokladem nejhorší varianty tj. nejnižší 1. vlastní frekvence. Jelikož jsou křížové saně maximálně vlevo, je vzdálenost mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu největší. Z čehož vyplývá, že tuhost kuličkového šroubu v ose W2 je v této poloze nejmenší a tudíž je zde riziko vzniku nízké vlastní frekvence.

- *Varianta saně křížové uprostřed a saně horní dole*

Toto je poslední poloha, která byla vybrána jako jedna z nepříznivých poloh při orovnávaní. Je to simulace orovnávaní minimálního kotouče. Riziko vzniku nízké vlastní frekvence je zde stejné jako v předchozí variantě uprostřed, tj. v malém vyztužení zadní části tělesa orovnače. Další riziko je v posunutí horních saní do dolní polohy, kdy je hmota dále od místa uložení. Snižuje se tuhost kuličkového šroubu v ose U2, jelikož se zvětší vzdálenost mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu.

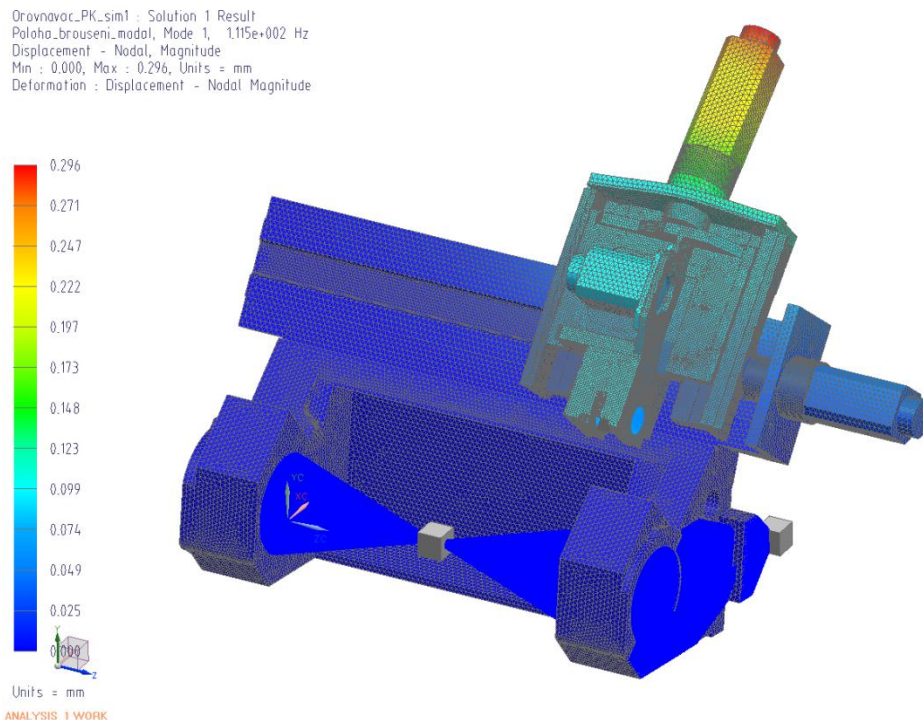
Všechny výpočty modálních analýz jsou prováděny pro deset vlastních frekvencí. V diplomové práci je uvedeno vždy jen prvních pět vlastních frekvencí. Pro vzájemné porovnání je to dostačující. Další vlastní frekvence jsou od 250 Hz a výše, což je mimo budicí frekvence stroje.

Aby bylo možné výsledky objektivně porovnat, bylo nutné zjistit, jaká bude nejvyšší budicí frekvence ve skupině. Po konzultaci byly firmou stanoveny nejvyšší otáčky, které budou od vřetena diakladky, včetně nějaké rezervy, na cca 2400 ot/min. tzn. 40 Hz.

### 7.5.1 Varianta saně křížové vpravo a saně horní nahoře

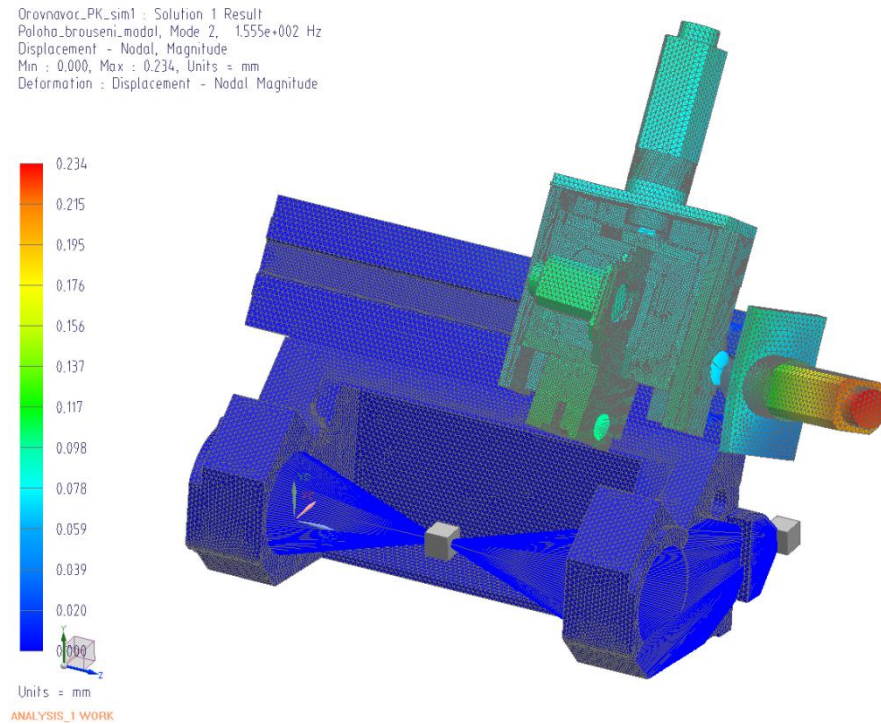
Po provedení výpočtu modální analýzy první polohy bylo zjištěno, že samotné těleso orovnače má jen velmi malé výchylky vlastních tvarů kmitu, což je pozitivní zjištění. Největší problém u prvních dvou frekvencí je vetknutí a hmotnost motoru U2 a W2. Tento výsledek byl předpokládán. Další frekvence již jsou dostatečně vysoké.

První vlastní frekvence je na hodnotě 111 Hz (Obr. 42). Tato frekvence je způsobena hmotností a vetknutím motoru U2 a také malou tuhostí desky motoru.



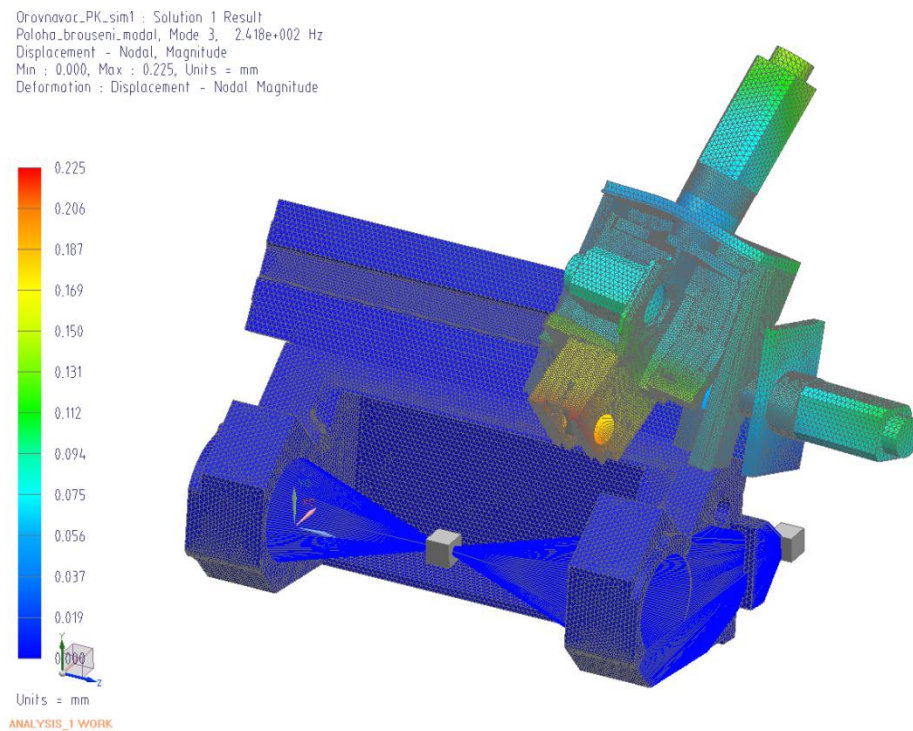
Obr. 42 První vlastní frekvence

Druhá vlastní frekvence má hodnotu 155 Hz (Obr. 43). Je způsobena hmotností a vetknutím motoru W2 a poddajností desky motoru.



Obr. 43 Druhá vlastní frekvence

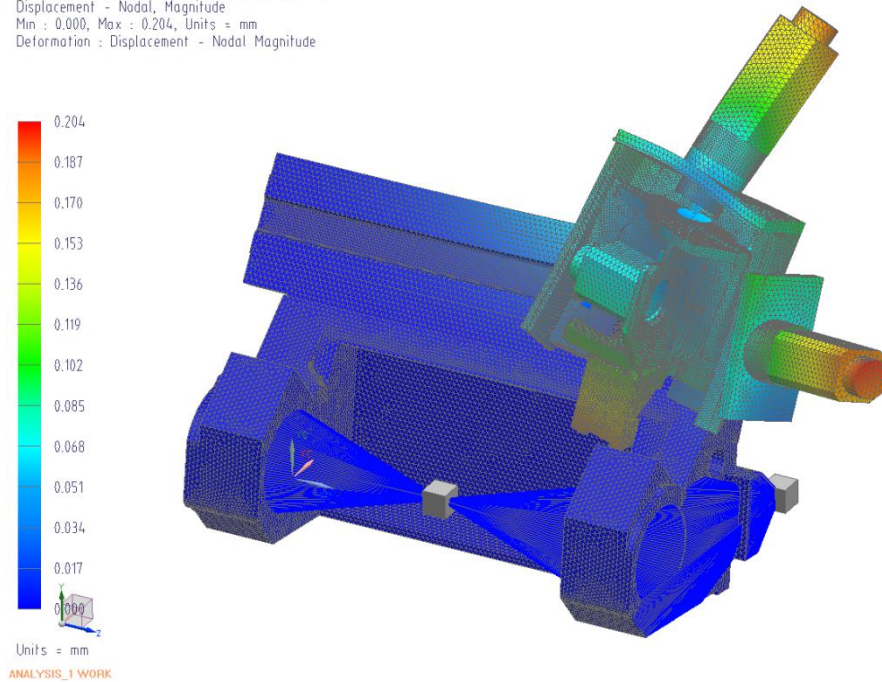
Třetí vlastní frekvence má hodnotu 242 Hz (Obr. 44). Tato frekvence je již o dost vyšší a je způsobena hmotností vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky.



Obr. 44 Třetí vlastní frekvence

Čtvrtá vlastní frekvence má hodnotu 260 Hz (Obr. 45). Tato frekvence je kombinací předchozích třech vlastních frekvencí.

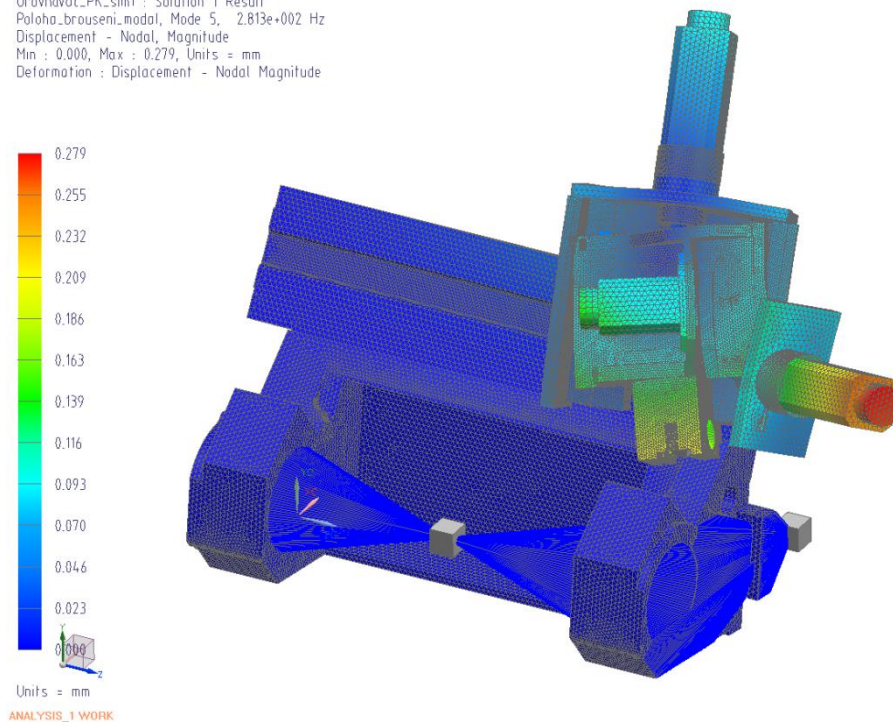
Orovnavac\_PK\_sim1 : Solution 1 Result  
Poloha\_brouseni\_modal, Mode 4, 2.600e+002 Hz  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.000, Max : 0.204, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 45 Čtvrtá vlastní frekvence

Pátá vlastní frekvence má hodnotu 281 Hz (Obr. 46). Je způsobena jednak hmotností a vetknutím motoru W2 a poddajností desky motoru. Dále hmotností vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky.

Orovnavac\_PK\_sim1 : Solution 1 Result  
Poloha\_brouseni\_modal, Mode 5, 2.813e+002 Hz  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.000, Max : 0.279, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



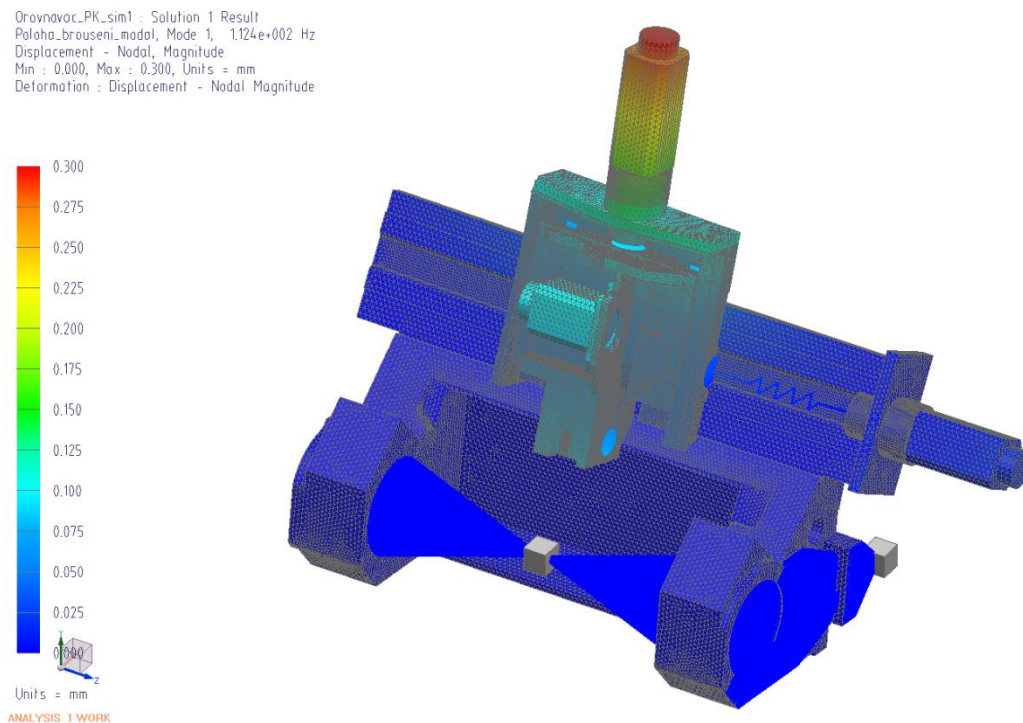
Obr. 46 Pátá vlastní frekvence



### 7.5.2 Varianta saně křížové uprostřed a saně horní nahoře

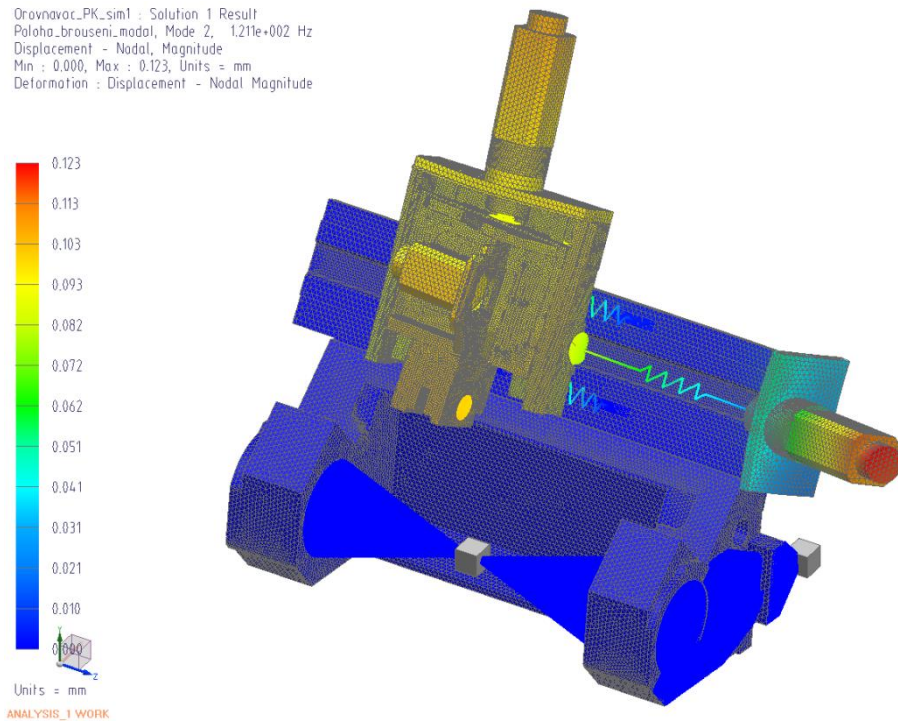
Po provedení výpočtu modální analýzy druhé polohy bylo zjištěno, že samotné těleso orovnače má opět velmi malé výchylky vlastních tvarů kmitu, což je pozitivní zjištění. A i zde největší problém u prvních dvou frekvencí je vetknutí a hmotnost motoru U2 a W2. U druhé vlastní frekvence se projevuje nižší tuhost kuličkového šroubu osy W2. Další frekvence již jsou dostatečně vysoké.

První vlastní frekvence je na hodnotě 112 Hz (Obr. 47). Tato frekvence je způsobena hmotností a vetknutím motoru U2 a také malou tuhostí desky motoru. Posunutí křížových saní doprostřed orovnače se nijak na velikosti první vlastní frekvence neprojevilo.



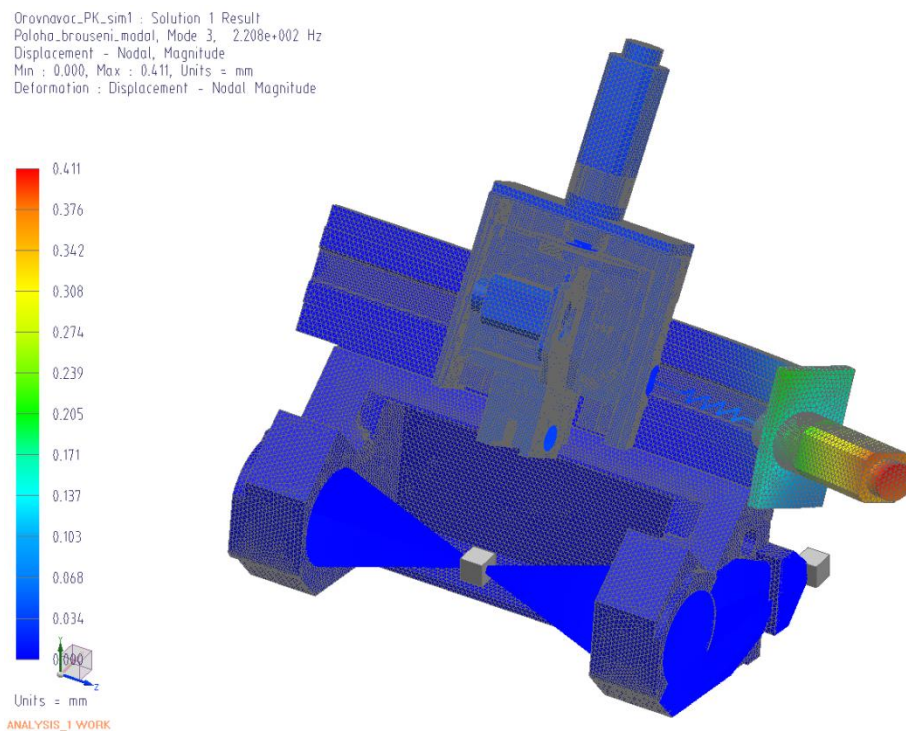
Obr. 47 První vlastní frekvence

Druhá vlastní frekvence má hodnotu 121 Hz (Obr. 48). Je to způsobené zejména hmotností a vetknutím motoru W2 a poddajností desky motoru. Vliv na značné snížení vlastní frekvence má také nižší tuhost kuličkového šroubu W2, což se projevuje ve větších posunech vlastních vektorů u křížových a horních saní v porovnání s první variantou.



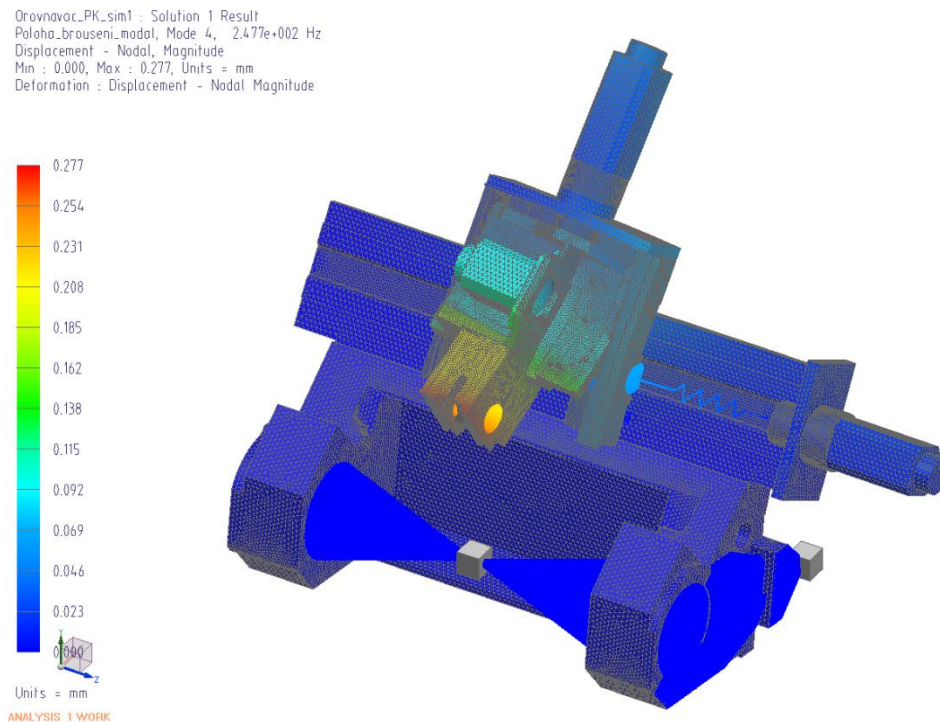
Obr. 48 Druhá vlastní frekvence

Třetí vlastní frekvence má hodnotu 221 Hz (Obr. 49). Tato frekvence je již o dost vyšší, ačkoli je nižší než u první varianty. Je způsobena zejména hmotností, vetknutím motoru W2 a poddajností desky motoru. Na rozdíl od druhé vlastní frekvence se zde tolik neprojevuje vliv nižší tuhosti kuličkového šroubu.

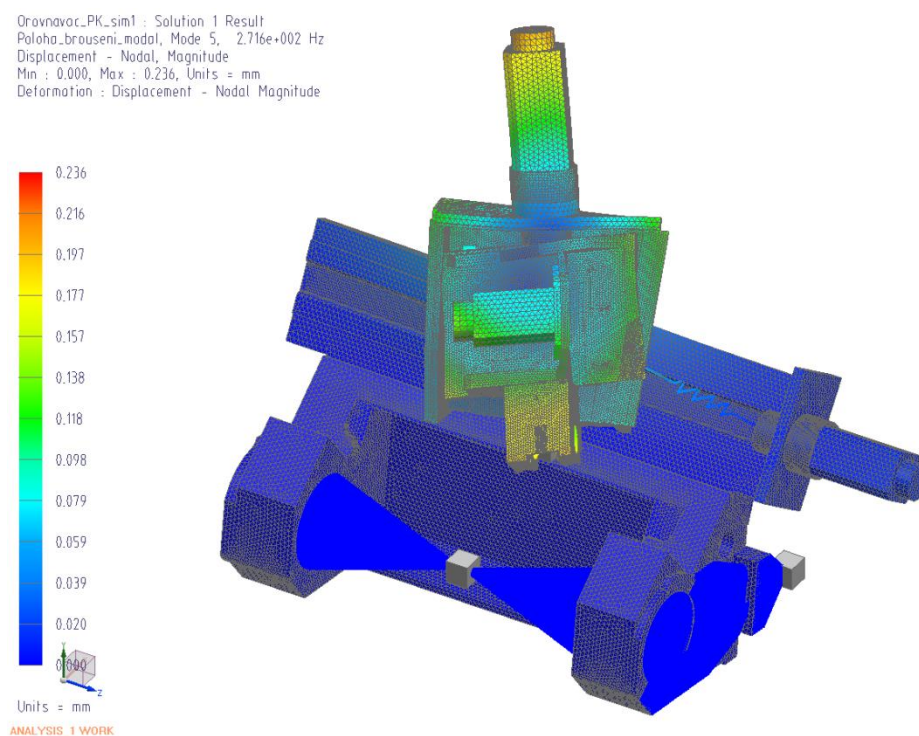


Obr. 49 Třetí vlastní frekvence

Čtvrtá vlastní frekvence má hodnotu 248 Hz (Obr. 50). Tato frekvence je svou velikostí i charakterem velmi podobná třetí vlastní frekvenci v předchozí variantě. Je způsobena hmotností vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky. Tuhost kuličkového šroubu má pouze malý význam.



Obr. 50 Čtvrtá vlastní frekvence



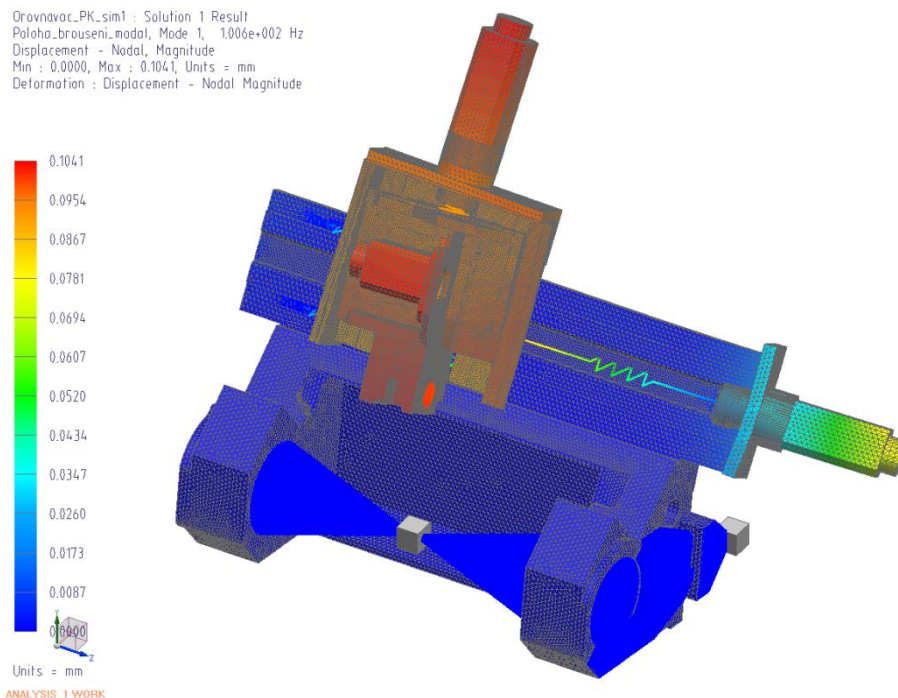
Obr. 51 Pátá vlastní frekvence

Pátá vlastní frekvence má hodnotu 271 Hz (Obr. 51). Je způsobena hmotností a vetknutím motoru U2 a poddajností desky motoru. Dále hmotností vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky. Začíná se zde projevovat posun vlastních tvarů kmitu tělesa orovnače.

### 7.5.3 Varianta saně křížové vlevo a saně horní nahoře

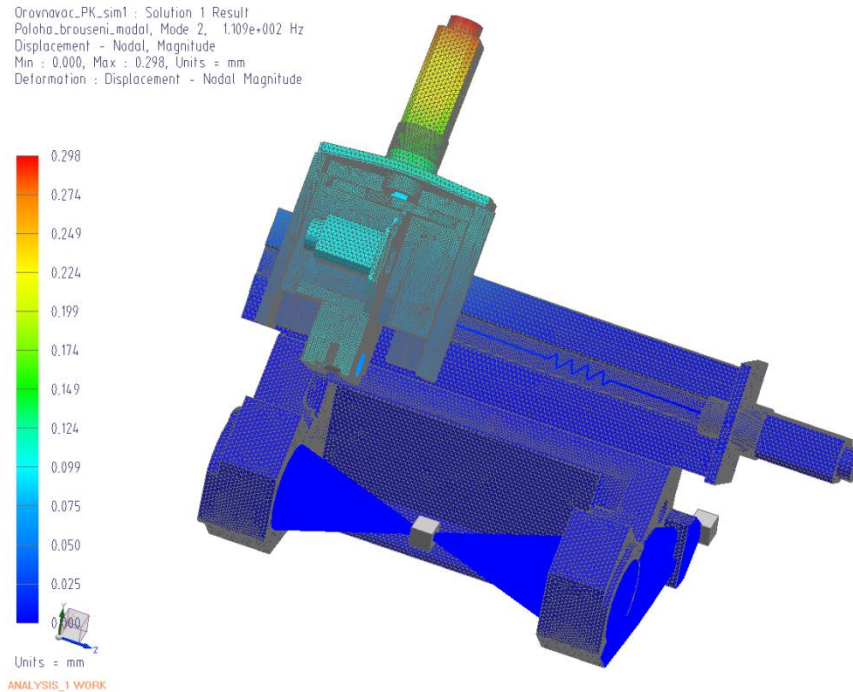
Po provedení výpočtu modální analýzy třetí polohy bylo zjištěno, že samotné těleso orovnače má opět velmi malé výchylky vlastních tvarů kmitu, což je pozitivní zjištění. Největší problém u prvních dvou frekvencí je vetknutí a hmotnost motoru U2 a tuhost kuličkového šroubu osy W2. Další zjištění je, že první dvě vlastní frekvence se prohodily. Další frekvence už jsou dostatečně vysoké.

První vlastní frekvence má hodnotu 100 Hz (Obr. 52), což je nejnižší první vlastní frekvence. Je to částečně způsobeno hmotností a vetknutím motoru W2 a poddajností desky motoru. Vliv na snížení vlastní frekvence má zejména nízká tuhost kuličkového šroubu osy W2, což se projevuje ve velkých posunech vlastních vektorů u křížových a horních saních v porovnání s předchozími variantami. U předchozích dvou variant tvary kmitů odpovídaly druhé vlastní frekvenci. Z důvodu nejnižší tuhosti kuličkového šroubu osy W2 klesla výsledná vlastní frekvence na 100 Hz a tudíž se stala první vlastní frekvencí.

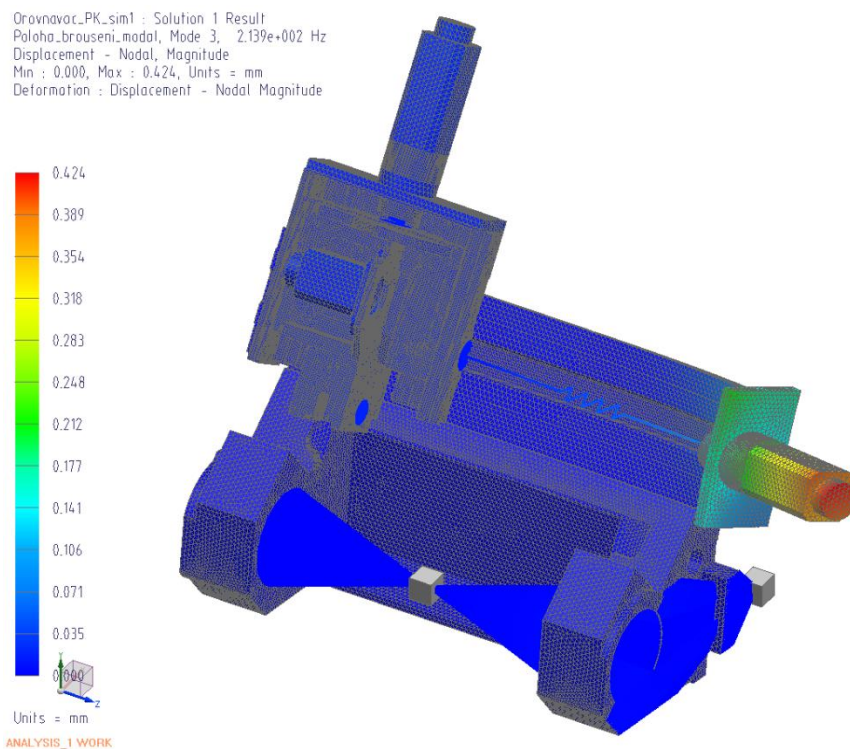


Obr. 52 První vlastní frekvence

Druhá vlastní frekvence je na hodnotě 111 Hz (Obr. 53). Tato frekvence je způsobena hmotností a vetknutím motoru U2 a také nižší tuhostí desky motoru. Svou velikostí i tvarem kmitů odpovídá prvním vlastním frekvencím předchozích dvou variant. Jak ve velikosti frekvence, tak i ve vlastním tvaru kmitu.

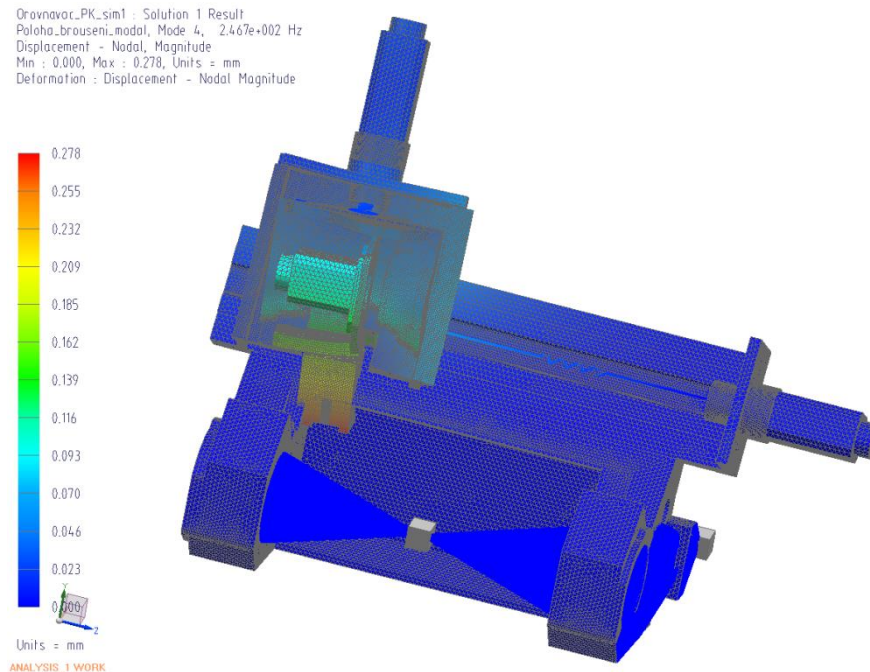


Obr. 53 Druhá vlastní frekvence



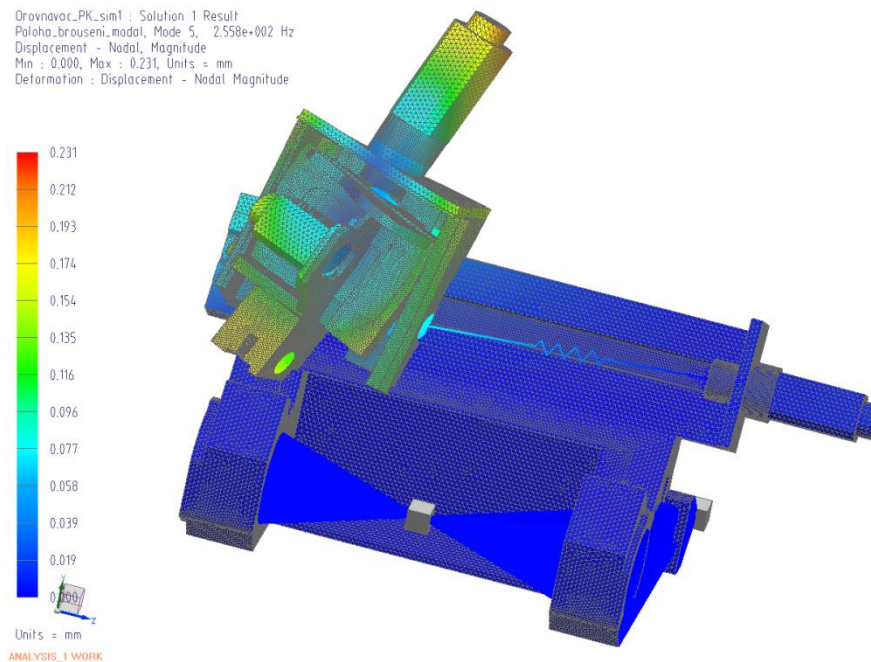
Obr. 54 Třetí vlastní frekvence

Třetí vlastní frekvence má hodnotu 214 Hz (Obr. 54). Tato frekvence je již o dost vyšší, ačkoli je nižší než u předchozích variant. Je způsobena hlavně hmotností a vetknutím motoru W2 a poddajností desky motoru. Na rozdíl od první vlastní frekvence se zde výrazně neprojevuje vliv nízké tuhosti kuličkového šroubu.



Obr. 55 Čtvrtá vlastní frekvence

Čtvrtá vlastní frekvence má hodnotu 248 Hz (Obr. 55). Tato frekvence je svou velikostí i charakterem velmi podobná čtvrté vlastní frekvenci v předchozí variantě. Je způsobena hmotností vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky. Tuhost kuličkového šroubu má pouze malý význam.



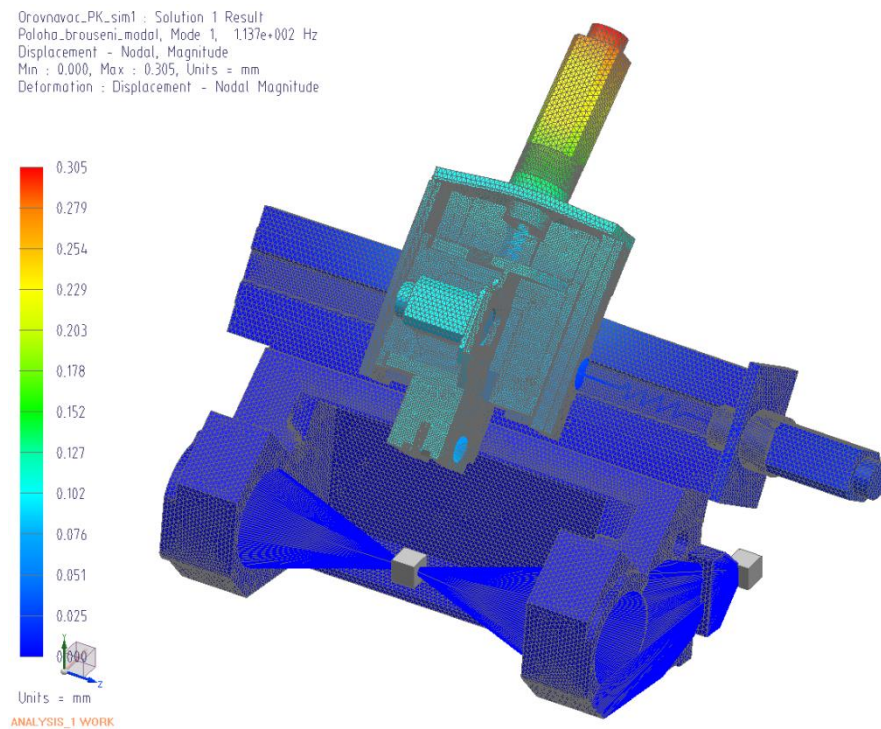
Obr. 56 Pátá vlastní frekvence

Pátá vlastní frekvence má hodnotu 256 Hz (Obr. 56). Je způsobena jednak hmotností a vetknutím motoru U2 a poddajností desky motoru. Dále hmotností vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky a malá tuhost vedení W2.

#### 7.5.4 Varianta saně křížové uprostřed a saně horní dole

Po provedení výpočtu modální analýzy čtvrté poslední polohy bylo zjištěno, že samotné těleso orovnače má opět velmi malé výchylky vlastních tvarů kmitu, což je opět pozitivní zjištění. Tato varianta je velmi podobná s druhou variantou (Kap. 7.5.2) a tudíž i předpokládané problémy jsou podobné jako ve druhé variantě.

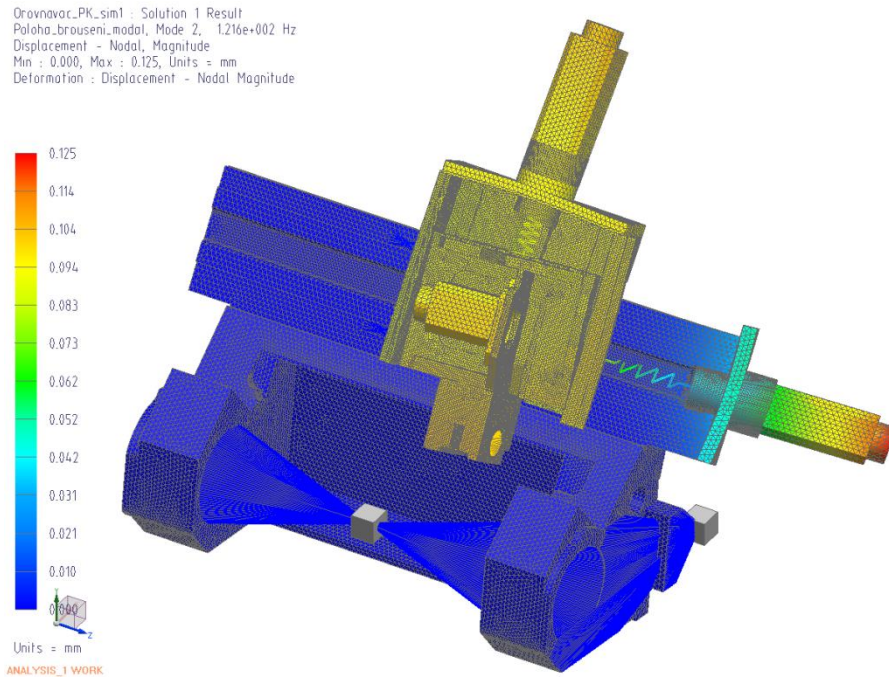
První vlastní frekvence je na hodnotě 114 Hz (Obr. 57) a je téměř totožná s první vlastní frekvencí u druhé varianty. Tato frekvence je způsobena hmotností a vetknutím motoru U2 a také malou tuhostí desky motoru.



Obr. 57 První vlastní frekvence

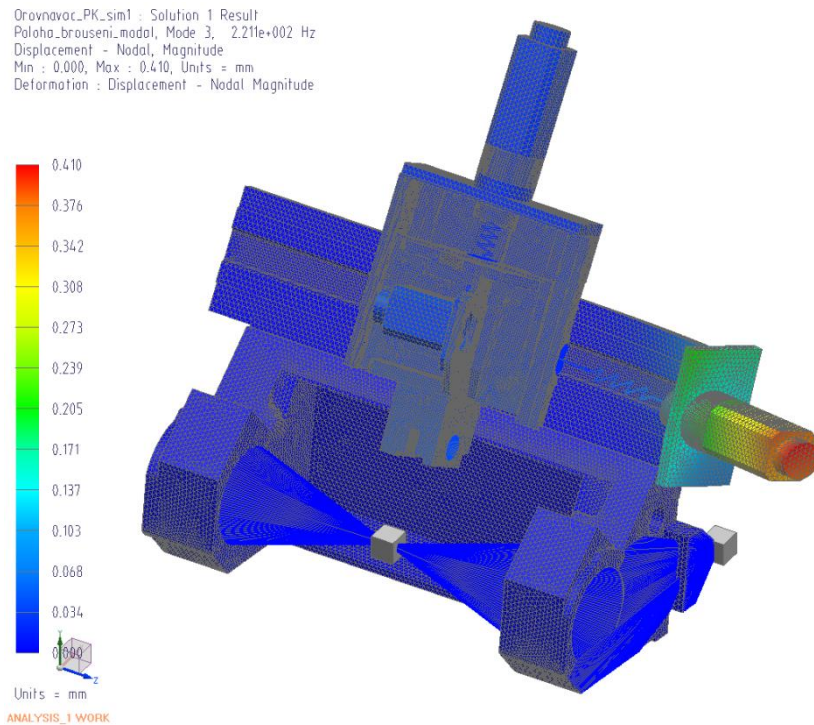
Druhá vlastní frekvence má hodnotu 122 Hz (Obr. 48), což je téměř totožné s druhou vlastní frekvencí u druhé varianty. Snížení oproti první vlastní frekvenci je způsobeno hlavně hmotností a vetknutím motoru W2 a poddajností desky motoru. Vliv na snížení má také nižší tuhost kuličkového šroubu W2, která se projevuje ve větších posunech vlastních vektorů u křížových a horních saních.





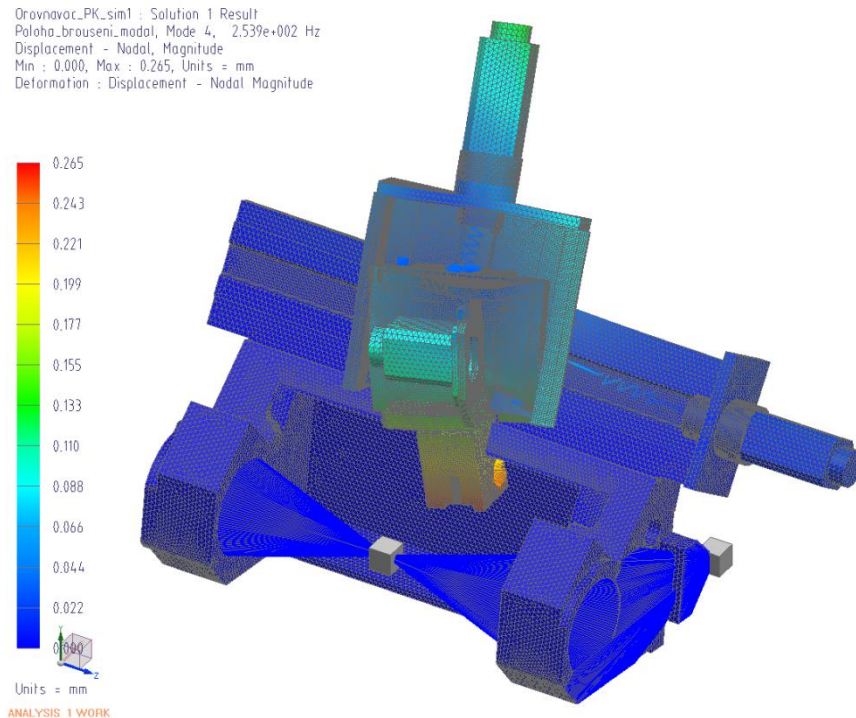
Obr. 58 Druhá vlastní frekvence

Třetí vlastní frekvence má hodnotu 221 Hz (Obr. 59). Tato frekvence je již o dost vyšší a je opět téměř shodná s třetí vlastní frekvencí u druhé varianty. Na hodnotu vlastní frekvence má zásadní vliv hmotnost a vetknutí motoru W2, poddajnost desky motoru. Na rozdíl od druhé vlastní frekvence se zde tolik neprojevuje vliv nižší tuhosti kuličkového šroubu.



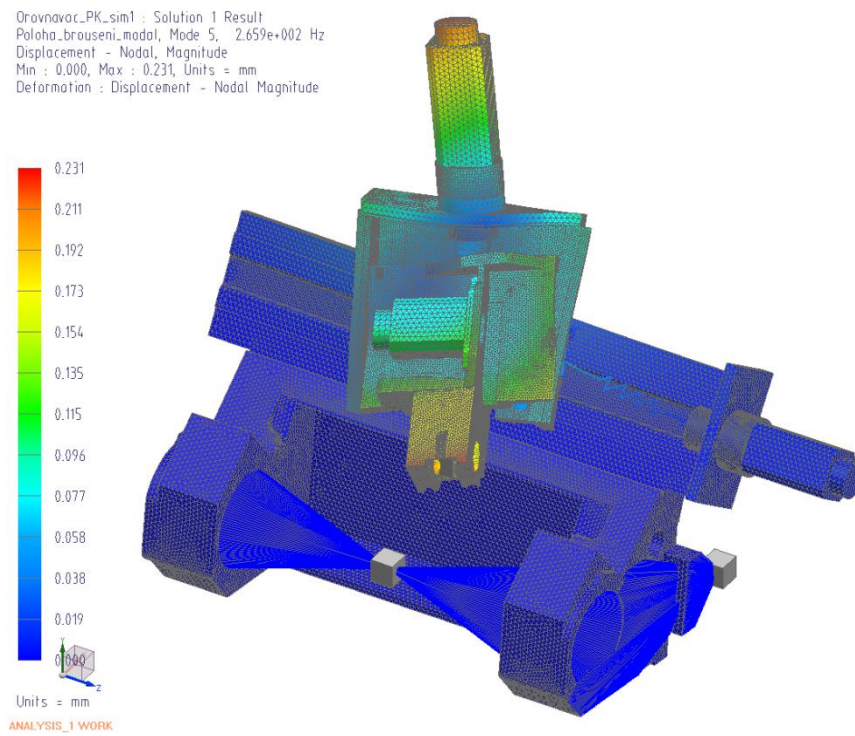
Obr. 59 Třetí vlastní frekvence

Čtvrtá vlastní frekvence má hodnotu 254 Hz (Obr. 60), což je o něco málo více než čtvrtá vlastní frekvence u druhé varianty. Na hodnotu vlastní frekvence má vliv zejména hmotnost vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky. Tuhost kuličkového šroubu osy W2 má pouze malý význam. Naopak z výsledku vyplývá pozitivní vliv vysunutí vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky do dolní polohy i přes menší tuhost kuličkového šroubu U2, což je patrné na malém zvýšení vlastní frekvence.



Obr. 60 Čtvrtá vlastní frekvence

Pátá vlastní frekvence má hodnotu 266 Hz (Obr. 61), tedy o něco méně než u páté vlastní frekvence u druhé varianty. Na hodnotu vlastní frekvence má vliv hmotností a vetknutím motoru U2 a poddajností desky motoru. Dále hmotností vřetena diakladky a kostky uložení vřetena diakladky a menší tuhost vedení W2. Snížení oproti druhé variantě je způsobeno posunutím hmotnosti více dolu a menší tuhostí kuličkového šroubu v ose U2.



Obr. 61 Pátá vlastní frekvence

## 8 Zhodnocení

Na základě zadání měly být navrženy dvě varianty orovnávače podávacího kotouče s diakladkou. První varianta je s použitím elektro-vřetena s diakladkou dané firmou. Průměr diakladky je 130 mm. Druhá varianta je s použitím vřetena s diakladkou poháněné řemenovým převodem. Toto vřeteno se používá na orovnávání i brousicího kotouče. Průměr diakladky je také 130 mm.

Po zhodnocení všech výhod a nevýhod jednotlivých řešení (Kap. 5.3) včetně cenového porovnání byla zvolena druhá varianta. Tato varianta byla detailně rozpracována, aby pro ni mohla být vytvořena kompletní výrobní dokumentace. Na základě konzultace mezi vedoucím diplomové práce a firmou bylo dohodnuto, že součástí diplomové práce bude sestavný výkres zvolené varianty včetně kusovníku bez výrobních výkresů.

Další částí zadání bylo pro zvolenou variantu provést dynamickou analýzu. Aby bylo možné provést výpočet, bylo nutné nejprve provést zjednodušení výpočtového modelu (Kap. 6.1). Dále pak provést přípravné výpočty. V tomto případě se počítaly tuhosti profilového vedení a tuhosti kuličkových šroubu (Kap. 6.2).

Na základě konzultace s firmou byly zvoleny čtyři výpočtové varianty:

1. Varianta saně křížové vpravo a saně horní nahoře
2. Varianta saně křížové uprostřed a saně horní nahoře
3. Varianta saně křížové vlevo a saně horní nahoře
4. Varianta saně křížové uprostřed a saně horní dole

Výsledky jednotlivých variant jsou shrnuty v Tab. 2. První vlastní frekvence orovnávače je nejnižší vlastní frekvence ze všech počítaných variant. Z tabulky 2 vyplývá, že nejnižší vlastní frekvence je u třetí varianty, a to 100 Hz. Na základě znalosti budící frekvence ve skupině 40 Hz lze konstatovat, že i nejnižší vlastní frekvence je podstatně vyšší. Nejnižší hodnota vlastní frekvence u třetí varianty je způsobena zejména velkou vzdáleností mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu a tudíž malou tuhostí kuličkového šroubu. Zajímavé je i porovnání druhé a čtvrté varianty. Zde je patrné, že ačkoli došlo k posunutí hmoty a zmenšení tuhosti kuličkového šroubu v ose U2, nemá to na výslednou vlastní frekvenci téměř žádný vliv, což je pozitivní.

Při celkovém porovnání prvních vlastních frekvencí u první, druhé a čtvrté varianty a druhé vlastní frekvence u třetí varianty, je vidět, že posuvy v ose W2 nemají

na tuto vlastní frekvenci a tvary kmitů vliv. Nepatrný vliv má posuv osy U2 do dolní polohy a ten je navíc pozitivní. Z toho vyplývá, že skutečný vliv na tento tvar kmitů má hmotnost a umístění motoru U2 a malá tuhost desky na upevnění motoru.

Při celkovém porovnání druhých vlastních frekvencí u první, druhé a čtvrté varianty a první vlastní frekvence u třetí varianty, je vidět, že posuvy v ose W2 mají značný vliv na tuto vlastní frekvenci a tvary kmitů. Z toho vyplývá, že skutečný vliv na tento tvar kmitů má zejména tuhost kuličkového šroubu v ose W2. Malý vliv má pak hmotnost a umístění motoru W2 a malá tuhost desky na upevnění motoru.

V dalších vlastních frekvencích se hodnoty liší více. První varianta má všechny frekvence podstatně výše položeny. I v dalších frekvencích je vidět snižující se charakter vlastních frekvencí s rostoucí vzdáleností mezi uložením kuličkového šroubu v ložisku a maticí kuličkového šroubu v ose W2.

Tab. 2 Přehled vypočítaných vlastních frekvencí

	1.varianta Kap. 7.5.1	2. varianta Kap. 7.5.2	3. varianta Kap. 7.5.3	4. varianta Kap. 7.5.4
1.vlastní frekvence [Hz]	111,5	112,4	100,6	113,7
2.vlastní frekvence [Hz]	155,5	121,1	110,9	121,6
3.vlastní frekvence [Hz]	241,8	220,8	213,9	221,1
4.vlastní frekvence [Hz]	260	247,7	246,7	253,9
5.vlastní frekvence [Hz]	281,3	271,6	255,8	265,9

## Závěr

Diplomová práce byla zaměřena na návrh variant orovnače podávacího kotouče s diaklankou s cílem snížení technologických časů orovnávaní podávacího kotouče a kontrolní výpočet zvolené varianty dynamickou analýzou.

Podle zadání byl vytvořen návrh dvou variant orovnače podávacího kotouče s diaklankou. Byla vybrána varianta s použitím vřetena s diaklankou poháněné řemenovým převodem. Tato varianta byla kompletně zpracována tak, aby mohla být vytvořena výrobní dokumentace. Pro tuto variantu byla provedena dynamická analýza k zjištění vlastní frekvence a vlastních tvarů kmitů.

Z výsledku bylo zjištěno, že první vlastní frekvence má hodnotu 100 Hz. Tato hodnota je nižší než jakou má hodnotu původní varianta. Jelikož je u původní varianty použit stejný kuličkový šroub, je tento rozdíl způsoben posunutím dosedací a dorazové plochy vedení W2 dál od těžiště skupiny orovnače. Firma zhoršení výsledků z výše uvedených důvodů předpokládala, nicméně, výsledek je i tak přijatelný a tudíž firma počítá s výrobou prototypu a odzkoušení na zkušebním stroji. Pokud by se ověřila výhoda rychlosti a kvality orovnávaní podávacího kotouče, firma plánuje zařazení orovnače jako možné příslušenství ke stroji.

Z výsledků dynamické analýzy je patrná malá tuhost kuličkového šroubu v ose W2. Tudíž další práci lze zaměřit na zvýšení tuhosti tohoto šroubu, aby došlo ke zvýšení i první vlastní frekvence. Další směr, kterým by se mohl vývoj ubírat, je umístění motoru U2, což by vhodným umístěním vedlo ke zvýšení vlastní frekvence, to ale za předpokladu, že dojde ke zvýšení tuhosti kuličkového šroubu osy W2.

## Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3
- [2] ŠPANIEL, M. a Z. HORAK, *Úvod do metodiky konečných prvků*. Praha: ČVUT v Praze, 2011.
- [3] LEINVEBER, J., P. VÁVRA, *Strojnické tabulky. Čtvrté doplněné vydání*. ALBRA, PRAHA 2008
- [4] PEŠÍK, L.: *Části strojů 1-2*, TUL, Liberec 2010
- [5] DRÁB, V. a KOLEKTIV: *Technologie I.*, TUL, Liberec 1985
- [6] SOUČEK, P.: *Pohony výrobních zařízení Servomechanismy*, ČVUT, Praha 1997
- [7] ERWIN JUNKER GRINDING TECHNOLOGY: informace o bezhrotém broušení a informace o stroji JUPITER 500 [cit. 10.02.2015]  
Dostupné z : <http://www.junker.cz/cz/loesungen/schleifmaschinen/jupiter.php>
- [8] DIA-PRAHA s.r.o.: informace o orovnávacích nástrojích [cit. 14.03.2015]  
Dostupné z : <http://www.diapraha.cz/orovnavani>
- [9] SCHAEFFLER: katalog lineárního vedení [online], [cit. 20.04.2015]  
Dostupné z: [http://medias.schaeffler.de/medias/cs!hp.ec/1\\_L\\*0\\*E\\*2;b1nW6k8SeZ7e](http://medias.schaeffler.de/medias/cs!hp.ec/1_L*0*E*2;b1nW6k8SeZ7e)
- [10] HIWIN: katalog kuličkových šroubů [online], [cit. 20.04.2015]  
Dostupné z : <http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby>
- [11] KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM: katalog kuličkových šroubů [online], [cit. 20.04.2015] Dostupné z : <http://www.ks-kurim.cz/kulickove-srouby/typy-maticovych-jednotek/>
- [12] GATES. Design Flex Pro ver. 2.03 [software] [cit. 15.01.2015]  
Dostupné z : <http://www.gates.com/catalogs-and-resources/resources/repository/engineering-business-applications/design-flex>.

## Seznam příloh

Příloha 1: Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní křížových uprostřed

Příloha 2: Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní křížových vlevo

Příloha 3: Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní horních v dolní poloze

Příloha 4: Výpočet řemene pro pohon vřetena diakladky

Přílohy 5: Výkresová dokumentace

0-KSA-VS2-01-00 – Orovnavač, list1

0-KSA-VS2-01-00 – Orovnavač, list2

0-KSA-VS2-01-00 – Orovnavač, list3

0-KSA-VS2-01-00 – Orovnavač - kusovník, list4



## Přílohy

Příloha 1: Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní křížových uprostřed

Zadané hodnoty:

$$l_{2W2} = 311 \text{ mm}$$

$$h_{rad} = 0,796 \text{ mm/rad}$$

$$k_{ar} = 650\,000 \text{ N/mm}$$

$$k_M = 855\,000 \text{ N/mm}$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$G = 81\,000 \text{ MPa}$$

$$A_K = 397,6 \text{ mm}^2$$

$$I_p = 25\,161 \text{ mm}^4$$

Axiální tuhost kuličkového šroubu

$$k_{a2W2} = \frac{E \cdot A_K}{l_{2W2}} = \frac{210\,000 \cdot 397,6}{311} = 268\,475,9 \text{ N/mm}$$

Torzni tuhost šroubu

$$k_{t2W2} = \frac{G \cdot I_p}{l_{2W2}} = \frac{81\,000 \cdot 25\,161}{311} = 6\,553\,186,5 \text{ N.mm/rad}$$

Celková tuhost šroubu

$$\frac{1}{k_{Kš2W2}} = \frac{1}{k_{a2W2}} + \frac{1}{\frac{k_{t2W2}}{h_{rad}^2}}$$

$$k_{Kš2W2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{a2W2}} + \frac{h_{rad}^2}{k_{t2W2}}} = \frac{1}{\frac{1}{268\,475,9} + \frac{0,796^2}{6\,553\,186,5}} = 261\,683 \text{ N/mm}$$

Celková tuhost soustavy

$$\frac{1}{k_{c2W2}} = \frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš2W2}} + \frac{1}{k_M}$$

$$k_{c2W2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš2W2}} + \frac{1}{k_M}}$$

$$k_{c2W2} = \frac{1}{\frac{1}{650\,000} + \frac{1}{261\,683} + \frac{1}{855\,000}} = 153\,151 \text{ N/mm}$$

## Příloha 2: Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní křížových vlevo

Zadané hodnoty:

$$l_{3W2} = 602 \text{ mm}$$

$$h_{rad} = 0,796 \text{ mm/rad}$$

$$k_{ar} = 650\,000 \text{ N/mm}$$

$$k_M = 855\,000 \text{ N/mm}$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$G = 81\,000 \text{ MPa}$$

$$A_K = 397,6 \text{ mm}^2$$

$$I_p = 25\,161 \text{ mm}^4$$

Axiální tuhost kuličkového šroubu

$$k_{a3W2} = \frac{E \cdot A_K}{l_{3W2}} = \frac{210\,000 \cdot 397,6}{602} = 138\,697,7 \text{ N/mm}$$

Torzní tuhost šroubu

$$k_{t3W2} = \frac{G \cdot I_p}{l_{3W2}} = \frac{81\,000 \cdot 25\,161}{602} = 3\,385\,450,2 \text{ N.mm/rad}$$

Celková tuhost šroubu

$$\frac{1}{k_{Kš3W2}} = \frac{1}{k_{a3W2}} + \frac{1}{\frac{k_{t3W2}}{h_{rad}^2}}$$

$$k_{Kš3W2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{a3W2}} + \frac{h_{rad}^2}{k_{t3W2}}} = \frac{1}{\frac{1}{138\,697,7} + \frac{0,796^2}{3\,385\,450,2}} = 135\,188,4 \text{ N/mm}$$

Celková tuhost soustavy

$$\frac{1}{k_{c3W2}} = \frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš3W2}} + \frac{1}{k_M}$$

$$k_{c3W2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{Kš3W2}} + \frac{1}{k_M}}$$

$$k_{c3W2} = \frac{1}{\frac{1}{650\,000} + \frac{1}{135\,188,4} + \frac{1}{855\,000}} = 98\,959 \text{ N/mm}$$

Příloha 3: Výpočet tuhosti pohonu pro umístění saní horních v dolní poloze.

Zadané hodnoty:

$$l_{2U2} = 78,5 \text{ mm}$$

$$h_{rad} = 0,796 \text{ mm/rad}$$

$$k_{ar} = 650\,000 \text{ N/mm}$$

$$k_M = 855\,000 \text{ N/mm}$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$G = 81\,000 \text{ MPa}$$

$$A_K = 397,6 \text{ mm}^2$$

$$I_p = 25\,161 \text{ mm}^4$$

Axiální tuhost kuličkového šroubu

$$k_{a2U2} = \frac{E \cdot A_K}{l_{2U2}} = \frac{210\,000 \cdot 397,6}{78,5} = 1\,063\,643,3 \text{ N/mm}$$

Torzni tuhost šroubu

$$k_{t2U2} = \frac{G \cdot I_p}{l_{2U2}} = \frac{81\,000 \cdot 25\,161}{78,5} = 25\,962\,305,7 \text{ N.mm/rad}$$

Celková tuhost šroubu

$$\frac{1}{k_{K\check{S}2U2}} = \frac{1}{k_{a2U2}} + \frac{1}{\frac{k_{t2U2}}{h_{rad}^2}}$$

$$k_{K\check{S}2U2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{a2U2}} + \frac{h_{rad}^2}{k_{t2U2}}} = \frac{1}{\frac{1}{1\,063\,643,3} + \frac{0,796^2}{25\,962\,305,7}} = 1\,036\,731,4 \text{ N/mm}$$

Celková tuhost soustavy

$$\frac{1}{k_{c2U2}} = \frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{K\check{S}2U2}} + \frac{1}{k_M}$$

$$k_{c2U2} = \frac{1}{\frac{1}{k_{ar}} + \frac{1}{k_{K\check{S}2U2}} + \frac{1}{k_M}}$$

$$k_{c2U2} = \frac{1}{\frac{1}{650\,000} + \frac{1}{1\,036\,731,4} + \frac{1}{855\,000}} = 272\,285 \text{ N/mm}$$

## Příloha 4: Výpočet řemene pro pohon vřetena diakladky



## Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex

<b>Navrženo pro:</b>		<b>Zajišťuje:</b> Petr Kubát		
Aplikace: <b>osa SP4</b>				
<b>VSTUP</b>				
<b>Info. o pohonu</b>		<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>	
Znamý řemen:	Polyflex JB - 5M600 - 2	Znamá velikost:	48 mm Vnější	36 mm Vnější
Poměr otáček:	1,32 Do rychla	Otáčky za minutu:	1550,0	2049,1
Výkon motoru:	2 Nm, Účinnost: 84,00%	Maximální obvodová rychlost:	33 m / s	33 m / s
Provozní faktor:	1,2	Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock, Minimální díra		
Konstr. výkon:	2,4 Nm	Kontrolované řemeny: Polyflex JB		
Sředová vzdálenost:	232,0 mm	Jednotlivé řemeny, Pásma,, Elektrický motor		
<b>ZVOLENÝ POHON</b>				
Typ řemene:	<b>Polyflex JB - 5M</b>	<b>Řemen</b>	<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>
Pásma,	Počet drážek / žeber:	2		
Poměr otáček:	<b>1,32 Do rychla</b>	Díl č.:	48 mm Vnější	36 mm Vnější
Rychlost hnaná:	<b>2049,1</b>	Produkt č.:	Neskladová položka	Neskladová položka
Nominální výkon:	<b>6,97 Nm</b>	Horní šířka:	--	--
Na hřídel:	<b>123 N</b>	Hmotnost:	16 g	--
Sředová vzdálenost:	232,0 mm	Obv. rychl. m/s:	4,0 m / s	4,0 m / s
Instalační tolerance:	217,0 mm až 247,0 mm	Otáčky za minutu:	399,8	1550,0
		Pouzdro položka č.:	--	2049,1
		Díra:	--	--
		Rozečtný průměr:	49,27 mm	37,27 mm
<b>NAPĚTÍ</b>				
	<b>Nový řemen</b>	<b>Použitý řemen</b>		
Průhyb na drážku/žebro:	4,64 mm	4,64 mm		
Síla v průhybu na drážku/žebro:	0,48 až 0,51 kg	0,42 až 0,45 kg		
Sonic - měnič napětí				
Frekvence řemene:	143 až 148 Hz	132 až 138 Hz		
Nastavení Sonicu:	Hmotnost: 11,36g / m, Šířka: 2 mm#R, Rozpětí: 232 mm			
<b>POZNÁMKY</b>				
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Pohon je předimenzován a účinnost může být snížena.</li> <li>- Délka řemene byla zadána uživatelem.</li> <li>- Šířka řemene byla zadána uživatelem.</li> <li>- Předimenzování vyžaduje využití minimálního statického napětí pro zajištění správného provozu.</li> <li>- Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy.</li> <li>- Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy.</li> </ul> <p>- V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců.</p> <p>- Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech.</p>				







138	SRUB SE ZAPUST. HL	M5x6	ISO 10642		0,001kg			6
137	SRUB S VALC. HL.	M6x16	ISO 4762		0,003kg			4
136	MATICE	M3	ISO 4032		0,001kg			2
135	SRUB S VALC. HL.	M3x6	ISO 4762		0,001kg			2
134	SRUB SAMOREZNY	M3x6	DIN 7516		0,001kg			12
133	SRUB S VALC. HL.	M4x8	ISO 4762		0,001kg			2
132	PLECH			11 321	0,02kg			1
131	STITEK			AKRYLEX	0,01kg			6
130	STITEK			AKRYLEX	0,03kg			1
129	REMEN KLINOVY	POLYFLEX JB - 5M600-2			0,02kg	GATES		1
128	O-KROUZEK	6x2 SMRIT 72 NBR 872			0,001kg	BUSAK		2
127	O-KROUZEK	12x2 SMRIT 72 NBR 872			0,001kg	BUSAK		1
126	O-KROUZEK	8x2 SMRIT 72 NBR 872			0,001kg	BUSAK		1
125	SRUB SE SESTHR. HL.	M6x10	ISO 10642		0,003kg			4
124	SRUB S VALC. HL.	M6x30	ISO 4762		0,003kg			2
123	SRUB STAVECI	M8x8	ISO 4027		0,003kg			5
122	KUZELOVY KOLIK	D5x20	ISO 2339 A		0,001kg			4
121	SRUB S VALC. HL.	M6x6	ISO 4762		0,003kg			2
120	SRUB S VALC. HL.	M6x10	ISO 4762		0,003kg			4
119	SRUB S VALC. HL.	M8x16	ISO 4762		0,005kg			2
118	SRUB SE SESTHR. HL.	M4x8	ISO 4017		0,001kg			2
117	PODLOZKA	B6,4	ISO 7090		0,001kg			1
116	SRUB SE SESTHR. HL.	M6x70	ISO 4017		0,003kg			1
115	SRUB STAVECI	M6x8	ISO 4027		0,003kg			2
114	SRUB S VALC. HL.	M8x50	ISO 4762		0,005kg			4
113	SRUB SE SESTHR. HL.	M8x50	ISO 4017		0,005kg			1
112	SRUB SE SESTHR. HL.	M8x35	ISO 4017		0,005kg			2
111	MATICE	M8	ISO 4032		0,002kg			4
110	SRUB SE SESTHR. HL.	M8x30	ISO 4017		0,005kg			1
109	KUZELOVY KOLIK	D8x30	ISO 8736 A		0,008kg			6
108	SRUB S VALC. HL.	M8x20	ISO 4762		0,005kg			6
107	SRUB SE ZAPUST. HL	M8x16	ISO 10642		0,005kg			4
106	SRUB SE ZAPUST. HL	M3x10	ISO 10642		0,001kg			4
104	SRUB S VALC. HL.	M1,6x10	ISO 1207					2

103	SRUB S VALC. HL.	M4x10	ISO4762		0,001kg			2
102	SRUB SE ZAPUST. HL.	M4x14	ISO 7046		0,001kg			2
101	VALCOVY KOLIK	D6x16	ISO 2338		0,002kg			2
100	SRUB SE ZAPUST. HL.	M4x10	ISO 10642		0,001kg			16
099	SRUB S VALC. HL.	M6x12	ISO 4762		0,003kg			17
098	SRUB S VALC. HL.	M5x20	ISO 4762		0,001kg			6
097	SRUB S VALC. HL.	M5x30	ISO 4762		0,001kg			6
096	KUZELOVY KOLIK	D8x40	ISO 8736 A		0,003kg			2
095	SRUB S VALC. HL.	M10x35	ISO 4762		0,003kg			1
094	SRUB S VALC. HL.	M10x130	ISO 4762		0,008kg			2
093	SRUB S VALC. HL.	M5x10	ISO 4762		0,001kg			4
092	KUZELOVY KOLIK	D8x32	ISO 8736 A		0,003kg			4
091	SRUB S VALC. HL.	M6x14	ISO 4762		0,003kg			5
090	SRUB S VALC. HL.	M6x40	ISO 4762		0,003kg			11
089	SRUB S VALC. HL.	M6x35	ISO 4762		0,003kg			12
088	SRUB S VALC. HL.	M8x35	ISO 4762		0,005kg			6
087	SRUB S VALC. HL.	M10x30	ISO 4762		0,005kg			5
086	SRUB SE ZAPUST. HL	M5x8	ISO 10642		0,001kg			34
085	SRUB SE ZAPUST. HL	M6x16	ISO 10642		0,002kg			1
084	SRUB S VALC. HL.	M6x16	ISO 4762		0,003kg			10
083	SRUB S VALC. HL.	M8x25	ISO 4762		0,005kg			26
082	SRUB S VALC. HL.	M8x30	ISO 4762		0,005kg			24
081	SRUB S VALC. HL.	M6x20	ISO 4762		0,003kg			117
080	CEP DORAZOVY	A16x8	DIN 6321		0,02kg			4
079	SNIMAC ZVUKU ROTOR				0,20kg			1
078	SNIMAC ZVUKU STATOR				0,10kg			1
077	SNIMAC INDUKCNI	BES 516-3040-102-c-pu-05			0,07kg			1
076	KROUZEK MEDENY	D14xD18x1,5	DIN 7603		0,002kg			2
075	ZATKA	R1/4"	DIN 908		0,10kg			2
074	KROUZEK MEDENY	D10xD14x1	DIN 7603		0,002kg			3
073	HLAVICE MAZACI	M10x1	DIN 71412 A		0,003kg			3
072	HLAVICE MAZACI	M6x1	CSN 23 1470		0,003kg			1
071	SRUBENI	OBJ.C. 504102			0,05kg	WILLY VOGEL		1
070	SRUBENI	OBJ.C. 504161			0,02kg	WILLY VOGEL		4
069	SRUBENI	OBJ.C. 504101			0,03kg	WILLY VOGEL		6
068	SRUBENI	OBJ.C. 404003			0,02kg	WILLY VOGEL		5
067	PRUCHODOVY RAMECEK	KE1 10/6			0,08kg	ICOTEK		1
066	SPOJKA UHLOVA	QSW-8HL			0,01kg	FESTO		1
065	PRUCHODKA PRIMA	QSS-8			0,01kg	FESTO		1
064	PRIPOJKA	QSL-1/8-8			0,01kg	FESTO		1
063	PRIPOJKA UHLOVA	WSV12L0MDCF			0,05kg	KOHLER		3
062	PRIPOJKA UHLOVA	SWWE12LRKDS0MD			0,13kg	KOHLER		2
061	TELESO PRICHTYKY	HRL 1 KP 12 PA			0,01kg	STAUFF		1
060	VENTIL UZAVRACI	VPM-VEN + 924			0,62kg	WILLY VOGEL		1
059	ROZDELOV. PROGRESIVNI	VPM5 2T/2T/2T/2T/2T+PS/L			2,5kg	WILLY VOGEL		1
058	RETEZ ENERGETICKY	1500.125.045.0			0,58kg	IGUS		1
057	MADLO	M.243/100			0,23kg	ELESA		2
056	SERVOMOTOR	1FTT042-5AF71-1CG2			5,70kg	SIEMENS		1
055	POUZDRO TLACNE	DSM 19.32			0,02kg	SPIETH		1
054	SERVOMOTOR	1FTT044-5AF71-1CH2			9,35kg	SIEMENS		1
053	SERVOMOTOR	1FTT044-5AF71-1CG2			8,50kg	SIEMENS		1
052	SPOJKA	TP-951.441			0,26kg	MAVR		2
051	MATICE	ZM20			0,04kg	INA		2
050	LOZISKO				0,62kg			2
049	MECH				0,90kg	HESTIAGO		2

048	KULICKOVY SRUB						1,40kg	1	
047	KULICKOVY SRUB						3kg	1	
046	VEDENI PROFILOVE						5kg	1	
045	VEDENI PROFILOVE						9kg	1	
043	DRZAK						11 373	0,008kg	1
042	C-LISTA						11 373	0,08kg	1
041	DRZAK						SVARENEC	0,35kg	1
040	DRZAK						SVARENEC	1,90kg	1
039	DRZAK						SVARENEC	0,85kg	1
038	KRYT						11 321	0,60kg	1
037	KOSTKA						11 373	0,08kg	1
036	KOSTKA						11 373	0,12kg	1
035	DRZAK						11 373	0,15kg	1
034	DRZAK						11 321	0,36kg	1
033	KOSTKA						11 373	0,16kg	1
032	TELESO TRYSKY						11 373	0,09kg	1
031	DRZAK						11 373	0,13kg	2
030	DRZAK						11 321	1,10kg	1
029	RAM						SVARENEC	0,12kg	1
028	RAM						SVARENEC	0,13kg	1
027	TESNENI						GUMA	0,01kg	1
026	TESNENI						GUMA	0,01kg	1
025	DRZAK						11 373	0,02kg	1
024	REMENICE						14 220	0,14kg	1
023	DESKA						11 373	0,81kg	1
022	KRYT						PE1000ZEL.	0,005kg	1
021	KRYT						PE1000ZEL.	0,01kg	1
020	VKO						42 4331	1,50kg	1
019	TRUBKA						11 373	0,05kg	2
018	VKO TRYSKY						11 373	0,02kg	1
017	VKO TRYSKY						11 373	0,02kg	1
016	TELESO TRYSKY						14 220	0,23kg	1
015	TELESO TRYSKY						14 220	0,23kg	1
014	KOSTKA						SESTAVA	0,37kg	1
013	KOSTKA						SESTAVA	9,10kg	1
012	VRETKO DIAKLADKY						SESTAVA	3,50kg	1
011	TRUBKA						11 373	3,90kg	2
010	DESKA						11 373	0,55kg	2
009	DORAZ						11 373	0,23kg	1
008	PLECH						11 373	1,50kg	1
007	DESKA						11 373	6,40kg	1
006	DESKA MOTORU						SVARENEC	8 kg	1
005	PLECH OCHRANNY						SVARENEC	0,42kg	1
004	KRYT						SVARENEC	3,20kg	1
003	SAHE HORNI						42 2304	31,8kg	1
002	SAHE KRIZOVE						42 2304	41kg	1
001	CAST NAKLAPICI						SESTAVA	344kg	1

POZ.	NAZEV	ROZMER - NORMA	MATERIAL	HMOT.	C.VYKRESU	KS
------	-------	----------------	----------	-------	-----------	----

Roam.-Paol.	SESTAVA	Mater.	Tr. odp.	PRESNOST ISO 2768-mk
		520 kg/Hr. mm		TOLEROVANI ISO 8015
				PROVITANI
Zmbera	Datum	Index	Podisy	
Mertivo Pozn.	North			
	Kresil	KUBAT		
Česarnu	Prekousel			
Česestov	Technolog			
Stovj vkr.	Normaliz.			
Novj vkr.	Savnil			
	Datum			15.05.205
TU v Liberci		Typ	0-KSA-VS2-01-00	
OROVNAVAC		Čis.vykresu		4 / 4
				List