

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vývoj nového konstrukčního provedení osy Z pro stroje typové řady
FPPC

Autor: **Bc. Jan KOŘÍNEK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.**

Akademický rok 2015/2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan KOŘÍNEK**
Osobní číslo: **S14N0056K**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Vývoj nového konstrukčního provedení osy Z pro stroje typové řady FPPC**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hlediska principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitných vlastností a aplikacích.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování konstrukčního návrhu včetně systémové specifikace a variant koncepčních návrhů, výběr optimálního řešení.
2. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty a hodnocením.
3. Vypracování potřebné technické dokumentace a technologického postupu.
4. Komplexní hodnocení navrženého řešení.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

MAREK, J. *Konstrukce CNC obráběcích strojů.* Praha: MM publishing, 2010

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra.* Brno: Competer Press, 1999

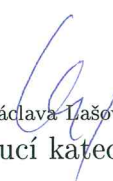
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Dr. Ing. Libor Bělohoubek**
LIGET s.r.o., Praha

Datum zadání diplomové práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kořínek	Jméno Jan		
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký Ph.D.	Jméno Jaroslav		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Vývoj nového konstrukčního provedení osy Z pro stroje typové řady FPPC			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	85	TEXTOVÁ ČÁST	61	GRAFICKÁ ČÁST	24
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Diplomová práce obsahuje analýzu současného řešení a návrh nového řešení osy Z pro stroje typové řady FPPC. Při analýze současného řešení byly zjištěny nedostatky, pro které bylo doporučeno řešení k jejich odstranění. Dále byl řešen návrh nového konstrukčního řešení pro stroj s možností zdvihu osy Z až do hodnoty 2 500 mm, kde byl zvolen nejvhodnější způsob uložení a typ pohonu pro osu Z. V závěru byl navržen nový odlitek smykadla, který byl analyzován metodou MKP.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>Obráběcí centrum, osa Z, vedení, pohon, kuličkový šroub, smykadlo, MKP, vlastní frekvence</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Kořínek	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2302T019 - Construction of production machinery and equipment		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design a new solution of axis Z for machines FPPC type		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	85	TEXT PART	61	GRAPHICAL PART	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma work contains analysis existing solutions and design of new solutions for the Z series machines FPPC. When analyzing existing solution were found deficiencies, then to have been recommended solutions to eliminate them. Further proposal was solved new design for a machine with stroke of the Z-axis up to 2 500 mm, which was chosen the most appropriate way to store and drive type of the Z axis In conclusion, we propose a new cast strips, which was analyzed by FEM.
KEY WORDS	Machining center, Z axis, guidance, drive, ball screw, ram, FEM, natural frequency

Obsah

1	Úvod	3
2	Stanovení cílů práce	3
3	Firma STROJÍRNA TYC s. r. o.	3
3.1	FVC.....	4
3.2	FPPC.....	5
3.3	FSGC.....	6
4	Popis hlavních částí stroje FPPC	7
4.1	Příslušenství stroje	7
4.2	Popis mechanické části osy Z	10
4.2.1	Frézovací hlavy	12
5	Analýza stávajícího řešení.....	14
5.1	Analýza kluzného vedení.....	14
5.1.1	Tlak působící na kluzné plochy	16
5.2	Analýza pohonu osy Z.....	18
5.2.1	Kontrola hydropneumatického okruhu vyvažování	19
5.2.2	Kontrolní výpočet stávajícího pohonu.....	23
5.3	Tuhostní analýza součastného řešení	24
6	Příklady řešení konkurenčních výrobců.....	25
6.1	Porovnání vybraných strojů se strojem FPPC.....	27
7	Návrh nového řešení	28
7.1	Požadovaná životnost.....	28
7.2	Vedení smykadla	28
7.2.1	Uložení smykadla.....	28
7.3	Pohon smykadla	35
7.3.1	Kuličkový šroub.....	35
7.3.2	Pastorek-hřeben.....	38
7.3.3	Výběr nejvhodnější varianty.....	40
7.4	Vyvažování osy Z.....	41
7.4.1	Návrh pístů vyvažování.....	42

7.4.2	Návrh akumulátorů	44
7.5	Navýšení momentu na hlavním pohonu	44
7.6	Návrh nového tělesa vřeteníku	46
8	Celková sestava	49
8.1	Uložení pohonu osy Z	49
8.1.1	Pevnostní kontrola domečků kuličkového šroubu	52
8.2	Pevnostní a tuhostní analýza navrženého řešení	54
8.2.1	Okrajové podmínky výpočtu	54
8.2.2	Vypočtené hodnoty	55
8.2.3	Vlastní frekvence soustavy	57
8.2.4	Vlastní tvary kmitu soustavy	57
9	Závěrečné zhodnocení práce	59
10	Seznam použité literatury	60
11	Seznam příloh	61

1 Úvod

V současné době jsou kladeny na obráběcí stroje stále vyšší nároky s ohledem na produktivitu a přesnost práce, proto se i výrobci strojů musí snažit o inovace, tak aby mohli splnit požadavky současného trhu. To je také důvodem zadání této práce, kdy se zadavatelská firma snaží splnit požadavky kladené ze strany zákazníků.

2 Stanovení cílů práce

Cílem této práce je kontrola stávajícího řešení provedení sestavy mechaniky osy Z daného stroje s možností zvýšení zdvihu stroje v ose Z až na hodnotu 2 500 mm. Se zvýšeným zdvihem by měly být splněny i požadavky na rychlost, tuhost a přesnost stroje.

V práci by měl být proveden návrh a výpočet možností posuvových celků a vedení vřeteníku s výběrem nejvhodnější varianty. Hlavní nosné díly sestav by měli být kontrolovány pomocí metody MKP a v případě potřeby by měli být navrženy potřebné úpravy současného řešení.

3 Firma STROJÍRNA TYC s. r. o.

V roce 1992 v oblasti s bohatou strojírenskou tradicí kolem města Plzně vznikla firma Strojírna Tyc s.r.o. Firma se v prvních letech svojí existence zabývala výhradně prodejem použitých obráběcích strojů. Netrvalo však dlouho a v roce 1994 začala také s jejich částečnými a následně generálními opravami, aby svým zákazníkům mohla nabídnout stroje se zárukou funkčnosti.

Dalším krokem ve vývoji firmy byla modernizace obráběcích strojů pro zlepšení jejich parametrů. Tímto způsobem začínali vznikat stroje s vysokou spolehlivostí a kvalitou. Modernizace a částečná přestavba stroje VR 5 dala vzniknout prvním strojům portálové konstrukce s označením FVP 50 CNC a to v roce 1998.

V současnosti se firma zabývá produkcí a vývojem portálových multifunkčních center. Jedná se o plně řízená obráběcí centra a brusky na rovinné a tvarové plochy. Společnost dále nabízí modernizaci a generální opravy různých strojů. Na strojích řady FVC, FPPC a FSGC lze provádět široké spektrum technologických operací – hrubovací i dokončovací. Nosné části konstrukce jsou vyrobeny z šedé litiny s optimalizovanou konstrukcí pro dosažení maximální dynamické a termodynamické stability. Jednotlivé komponenty jsou řešeny modulárně, tak aby bylo možné postavit stroj přesně na míru dle požadavků zákazníků.

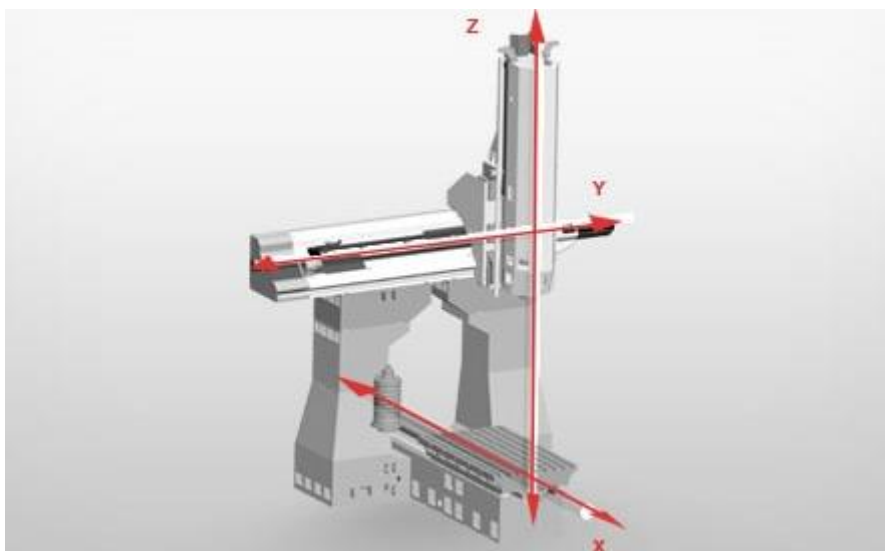
Hlavní výrobní program firmy Strojírna Tyc je v současné době tvořen třemi typy CNC obráběcích center portálové konstrukce.

3.1 FVC

Frézovací a vrtací centrum modelové řady FVC je typickým představitelem tuhé portálové konstrukce s pojízdným stolem. Jedná se o první sériově vyráběný stroj vlastní konstrukce. Tento stroj našel uplatnění v širokém spektru technologických operací, kterými jsou například výroba forem, hrubování a dokončování výrobků z nejrůznějších materiálů.

Základní rám stroje je tvořen uzavřenou portálovou konstrukcí s pojízdným stolem, kde veškeré nosné části stroje jsou vyrobeny z šedé litiny. Pohony jednotlivých os zajišťují kuličkové šrouby.

Stroj je vybaven krytí utěsněné konstrukce, což umožňuje ve stroj použítí tlakového chlazení nástroje nebo také chlazení olejovou mlhou. Stroj může být vybaven také odsavačem aerosolu z pracovního prostoru.



Obr. 1 – Schéma stroje FVC

FVC 160/3		
Pracovní zdvih osy X	3 400	mm
Pracovní zdvih osy Y	2 425	mm
Pracovní zdvih osy Z	1 000	mm
Upínací plocha stolu	1 600 x 3 200	mm
Zatížení stolu	8 000	kg
Rychloposuvy X, Y, Z	20	m/min
Rozměry stroje	10 200 x 5 000 x 5 100	mm
Hmotnost stroje	48 000	kg

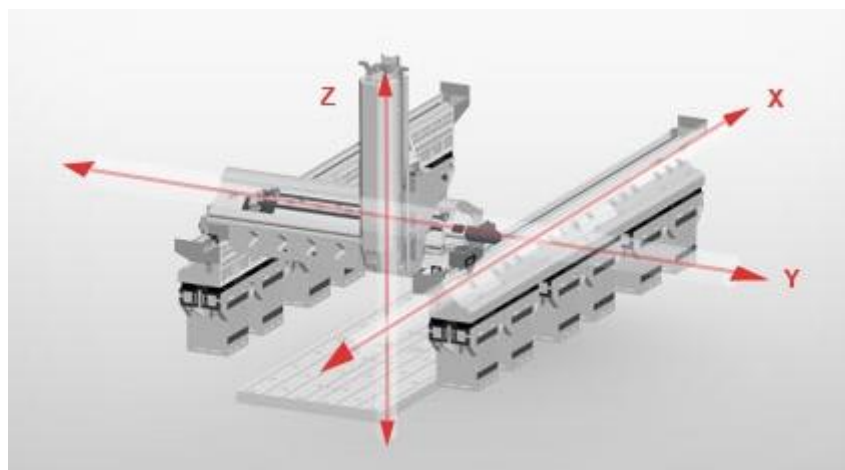
Tab. 1 – parametry stroje FVC 160/3

3.2 FPPC

Frézovací centrum modelové řady FPPC, jehož typickým znakem je koncepce horní gantry s pojízdným příčnickem, našlo uplatnění v oblasti výroby složitých a rozměrných dílů pro výrobu automobilů, vlaků, lisů a válcoven. Osvědčilo se při obrábění svařovaných ocelových konstrukcí, modelů z modelářských materiálů či odlitků z šedé litiny a hliníkových slitin. Konstrukce rámu stroje se vyznačuje vysokou tuhostí, dynamickou a teplotní stabilitou.

Podélná osa stroje je tvořena pevně ukotvenými stojany do betonového základu stroje, na kterých jsou uloženy podélníky. Posuv příčnicku zajišťuje pohon pastorek-hřeben s elektrickým vymezením vůlí. Po příčnicku se pohybují saně s vřetením, kde pohyb saní je zajišťován kuličkovým šroubem nebo pastorkem s hřebenem, to závisí na velikosti zdvihu osy Y.

Stroj je krytován po celém jeho obvodu, s tím že může být doplněn také shrnovací měchovou střechou, tak aby při použití řezné kapaliny nebyly výpary vypouštěny do okolí stroje.



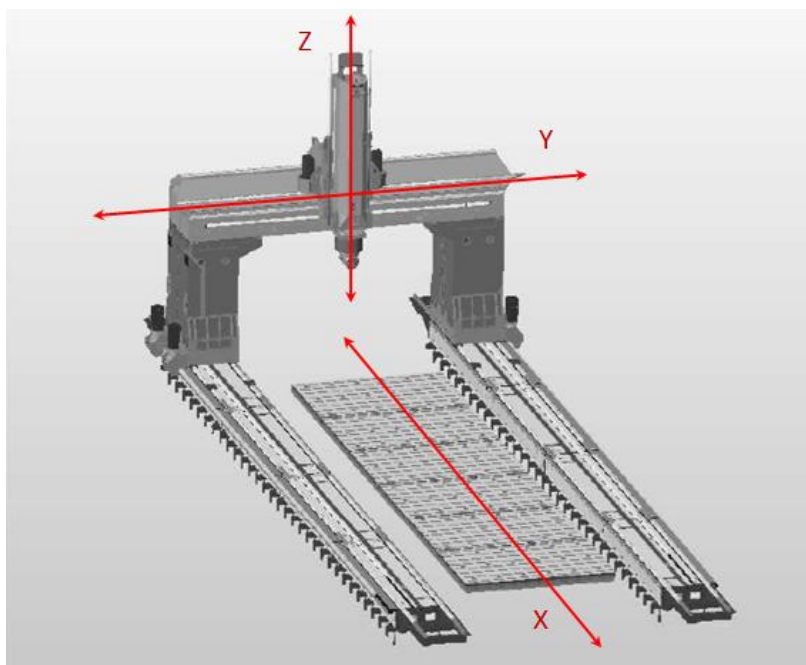
Obr. 2 – Schéma stroje FPPC

FPPC 500/10		
Pracovní zdvih osy X	10 500	mm
Pracovní zdvih osy Y	5 000	mm
Pracovní zdvih osy Z	1 500	mm
Upínací plocha stolu	5 000 x 9 600	mm
Zatížení stolu	5 000	kg/m ²
Rychloposuvy X, Y, Z	20	m/min
Rozměry stroje	???	mm
Hmotnost stroje	130 000	kg

Tab. 2 – parametry stroje FPPC 500/10

3.3 FSGC

Jedná se o nejnovější stroj firmy Strojírna Tyc s.r.o. . Stroj vychází z přepracované konstrukce stroje FPPC, kde byla koncepce stroje horního gantry s pojezdným příčným změněna na spodní gantry s pojezdným celým portálem. Při vývoji stroje byl kladen důraz na navýšení momentu hlavního pohonu při zachování dynamiky. Stroj je vhodný převážně pro těžké provozy a pro rozměrné dílce s tím, že může být stroj tohoto typu zvolen jako alternativa k horizontálním vyvrtávačkám, kde je možné obrábění vysokým výkonem a zároveň při použití polohovací obráběcí hlavy je možné obrábění z pěti stran na jedno upnutí obrobku a tím snížit potřebný čas pro manipulaci s obrobky. Výhodou tohoto stroje je také kabina obsluhy umístěná u stojanu, která pojíždí s celým portálem a tím zajišťuje vždy optimální kontrolu nad obráběcím procesem. Využití může tento stroj najít při opracování rozměrnějších odlitků a velkých svařovaných konstrukcí, ale také při přesné kusové výrobě rámu, velkých forem a další výrobků.



Obr. 3 – Schéma stroje FSGC

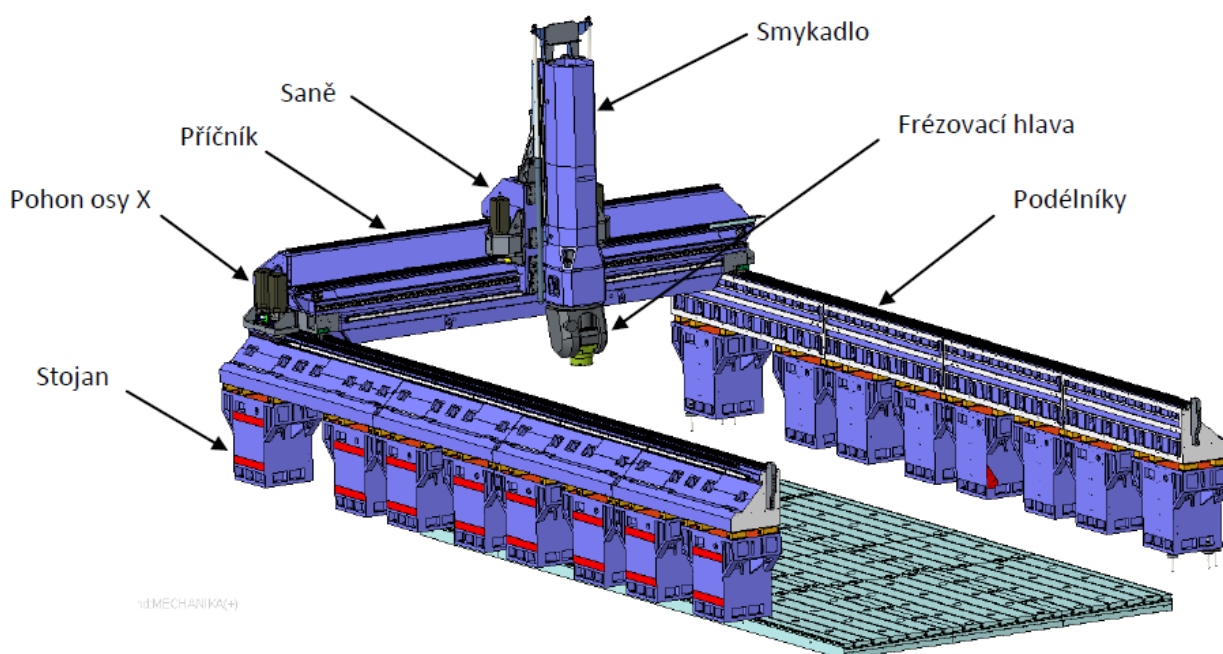
FSGC 300/12		
Pracovní zdvih osy X	12 500	mm
Pracovní zdvih osy Y	4 200	mm
Pracovní zdvih osy Z	1 500	mm
Upínací plocha stolu	3 000 x 12 000	mm
Zatížení stolu	5 000	Kg/m ²
Rychloposuvy X, Y, Z	15	m/min
Rozměry stroje		mm
Hmotnost stroje		kg

Tab. 3 – Parametry stroje FSGC 300/12

4 Popis hlavních částí stroje FPPC

Veškeré hlavní nosné části stroje jsou vyrobeny z šedé litiny. Na stojanech jsou umístěny podélníky, po kterých se pohybuje pojízdný příčník. Pohyb příčníku ve směru osy X je zajišťován dvěma páry vzájemně předepnutých pastorků master-slave. Po příčníku se ve směru osy Y pohybují saně nesoucí vřeteník stroje. Pohyb saní pro příčník do zdvihu 3 500 mm je zajišťován pomocí kuličkového šroubu, pro stroje se zdvihy 4 000 mm a 5 000 mm je jako pohon zvolen hřeben s pastorkem s vymezením vůlí za pomoci systému master-slave. Smykadlo je uloženo na kluzném vedení a svislý pohyb ve směru osy Z je zajišťován pomocí kuličkového šroubu.

Jednotlivé lineárně pohyblivé osy jsou vybaveny přímým odměřováním za pomoci zapouzdřeného lineárního snímače. Pohyb příčníku a saní umožňuje válečkové lineární vedení s předepnutými valivými hnízdy, zatímco smykadlo je uloženo na kluzném vedení.



Obr. 4 – Pohled na mechanickou část stroje

4.1 Příslušenství stroje

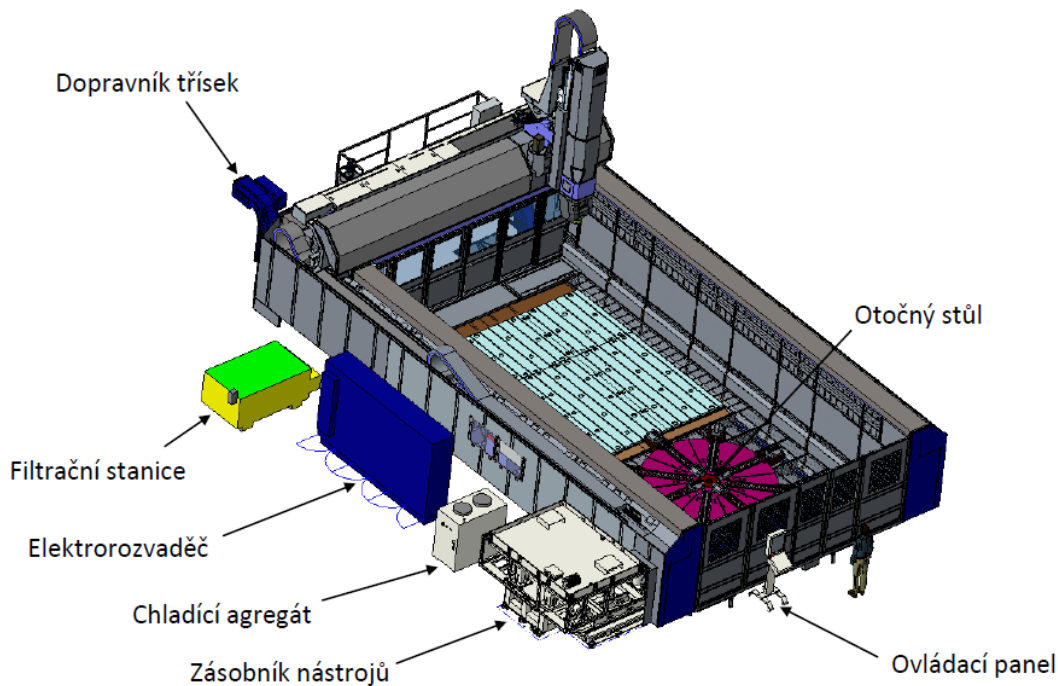
Některé komponenty jsou nedílnou součástí stroje pro splnění jeho maximální funkčnosti, jako je například chladicí soustava s teplotní stabilizací nejvíce namáhaných částí, filtrační stanice čistící již použitou chladicí kapalinu, nebo také automatické mazání posuvných a rotačních částí stroje. Tyto komponenty je možné doplnit dalším doplňkovým příslušenstvím jako je otočný stůl, odsávání aerosolu z pracovního prostoru, nebo vzdálená diagnostika stroje.

Základní provedení stroje:

- Řídicí systém Heidenhain iTNC 530
- Digitální pohony os a vřetene Siemens
- Valivé předepnuté vedení os X, Y a kluzné vedení osy Z
- Přímě odměřování
- Ruční kolečko HR 420
- Hydraulický agregát pro uvolnění nástroje a vyvažování vřeteníku
- Dva podélné dopravníky třísek
- Ofukování (čištění) dutiny vřetene
- Vnější chlazení nástroje včetně filtrační nádrže o objemu 900l
- Osvětlení stroje
- Signalizace ukončení pracovního cyklu
- Elektrická výzbroj 400 V / 50 Hz
- Krytování pracovního prostoru
- Návod k používání
- Kotevní materiál

Volitelné provedení stroje:

- Obráběcí vřeteno / hlava dle požadavků zákazníka
- Odsávání aerosolu z pracovního prostoru
- NC otočný stůl
- Elektrická výzbroj pro jiné hodnoty než 400 V / 50 Hz
- Vzdálená diagnostika TELESERVIS Heidenhain
- Elektropermanentní magnet pro upínání obrobku
- Sada nářadí



Obr. 5 – Pohled na kompletní stroj FPPC

Frézovací hlava / vřeteno

Vřeteno stroje je umístěno ve smykadle a zajišťuje hlavní řezný pohyb. Stroj může být vybaven i polohovací nebo souvisle řízenou obráběcí hlavou, která pak rozšiřuje technologické možnosti stroje.

Zásobník nástrojů

Zásobník nástrojů slouží k automatické výměně nástrojů při automatickém cyklu, to umožňuje snazší automatizaci a zrychlení výrobního procesu oproti ruční výměně nástroje. V zásobníku mohou být připravena lůžka pro založení 30 až 100 nástrojů, to záleží na přání zákazníka a technologii výroby. Stroje FPPC jsou standardně vybaveny skříňovými zásobníky samostatně strojícími vedle stroje.

Dopravníky třísek

Standardně je stroj vybaven dvěma podélnými článkovými dopravníky třísek, které jsou uloženy po bocích stolu a odvádějí třísky z řezného procesu z přední části stroje do zadní části, kde jsou výsypná místa do sběrných nádob. Jako volitelné příslušenství stroje je možné do stroje umístit příčný sběrný dopravník, který umožní svedení všech třísek z pracovního prostoru pouze do jedné sběrné nádoby.

Dopravníky jsou vybaveny akumulací nádrží do které stéká veškerá chladicí kapalina z řezného procesu. Z této nádrže je pak kapalina přečerpávána do filtrační nádrže stroje.

Filtrační nádrž

Filtrační nádrž slouží k akumulaci a filtraci chladicí kapaliny. Tato kapalina se používá pro vnější a středové chlazení nástroje při řezném procesu, dále může být tato kapalina použita také pro oplach pracovního prostoru stroje.

Nádrž je rozdělena do dvou sekcí, kdy v první se akumuluje již použitá kapalina z pracovního prostoru, která je sem přečerpávána z dopravníků třísek. Tato kapalina poté protéká skrz filtrační papír o požadované pórovitosti, tak aby byla dodržena požadovaná čistota chladicí kapaliny. Objem standardně dodávané nádrže je možné zvětšit z 900 l až na 1500 l.

Chladicí agregát

Chladicí agregát slouží k udržení tepelné stability namáhaných částí stroje, jako jsou ložiska vřetene, převodovka a hlavní vřetenový motor.

Ovládací panel

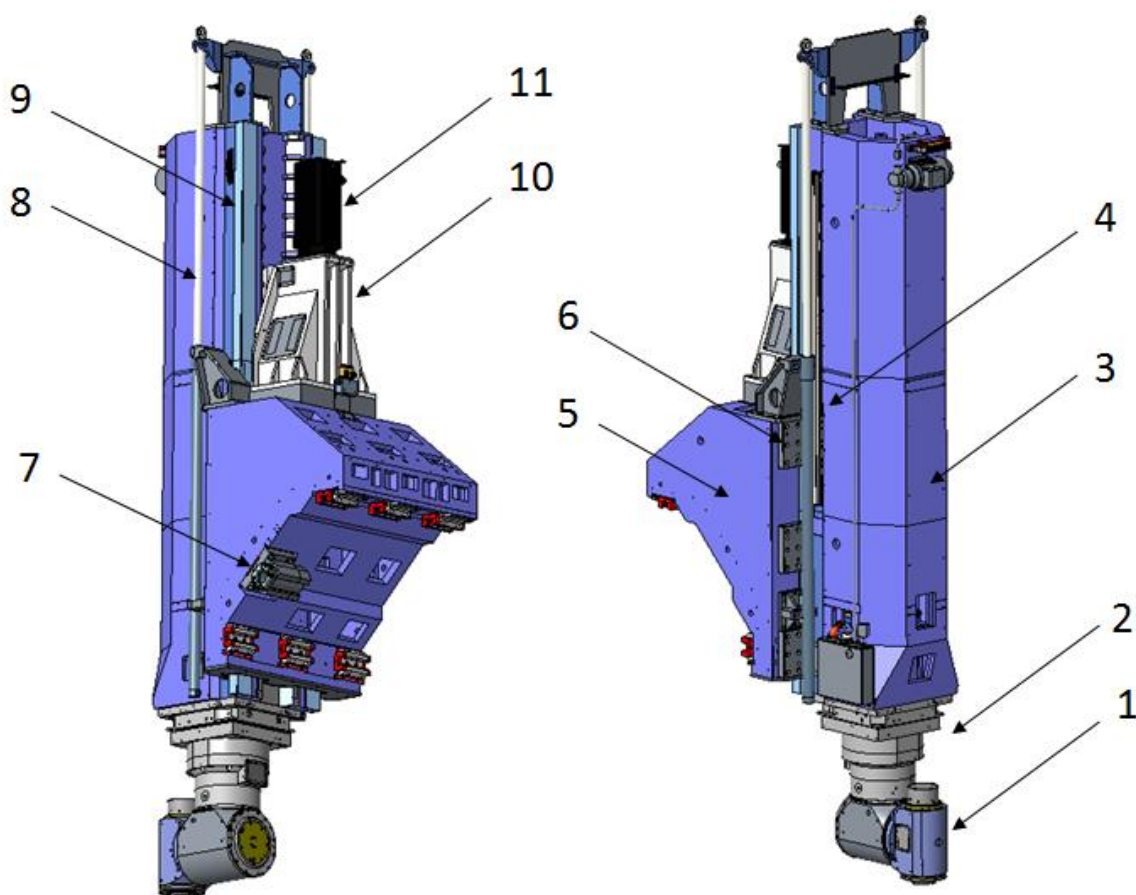
Ovládací panel je umístěn v přední části stroje u vstupu do stroje a slouží ke kontrole a řízení řezného procesu.

4.2 Popis mechanické části osy Z

Stroje FVC, FPPC a FSGC jsou modulárně řešeny, tak aby byla možnost využití co nejvíce shodných dílců pro tyto stroje. Celou mechanickou část osy Z je možné s malými úpravami použít na stroje typu FVC, FPPC i FSCG.

Vzhledem k typu pohonu ve směru osy Y jsou možné dvě modifikace – kuličkový šroub nebo pastorek s hřebenem. Na stroje řady FVC je využíván vždy pohon osy za pomoci kuličkového šroubu, tohoto pohonu využívají i stroje řady FPPC se zdvihem osy Y do 3 500 mm, nad tento zdvih jsou stroje vybaveny pohonem hřebene s pastorkem. Stroje FSGC využívají vždy k posuvu v ose Y pohonu hřebene s pastorkem. Posuv vřeteníku ve směru osy Z u všech typů stroje zajišťuje kuličkový šroub.

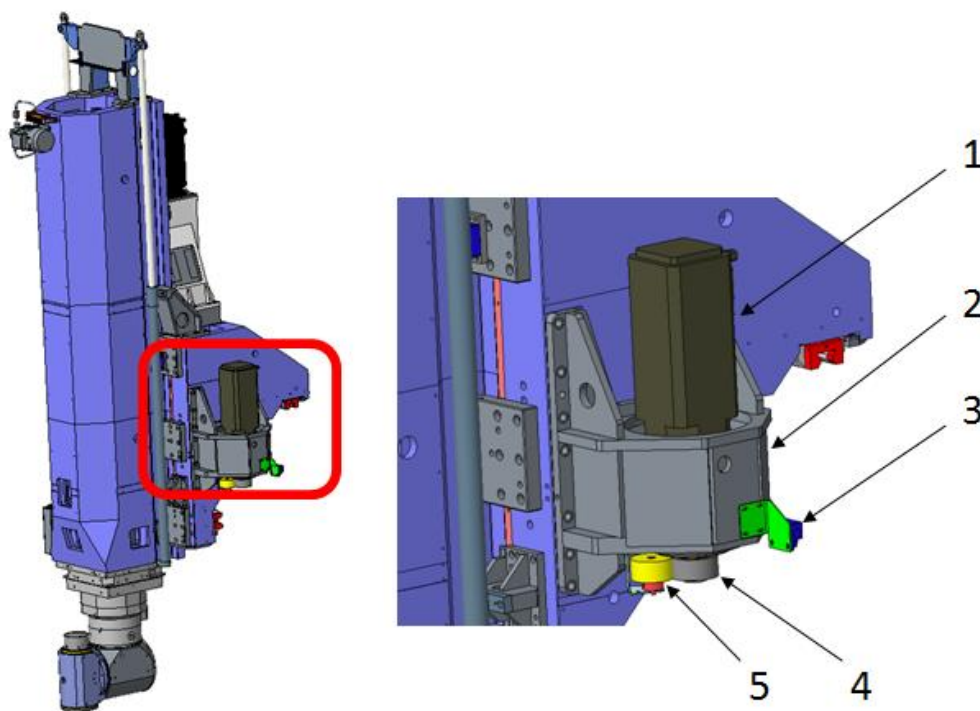
Modifikace vřeteníku je vždy závislá na typu zvoleného typu vřeteně, případně obráběcí hlavy. Stroje FVC využívají smykadla se zdvihem 1 000 mm, Pro stroje FSGC jsou určeny smykadla se zdvihem 1 500 mm a stroje řady FPPC jsou standartně také vybaveny smykadlem se zdvihem 1 500 mm, ale mají možnost disponovat smykadlem se zdvihem 2 000 mm.



Obr. 6 – Pohled na mechanickou část osy Z s popisem

Popis jednotlivých komponentů:

- 1 ... Polohovatelná obráběcí hlava
- 2 ... Rozhraní pro automatickou výměnu obráběcích hlav
- 3 ... Vřeteník
- 4 ... Přímé lineární odměřování
- 5 ... Saně
- 6 ... Přítlačná deska kluzného vedení
- 7 ... Matice kuličkového šrouby pro posuv ve směru osy Y
- 8 ... Písty hydraulického vyvažování vřeteníku
- 9 ... Plochy kluzného vedení vřeteníku
- 10 ... Tělo s uložením pohonu kuličkového šroubu osy Z
- 11 ... Motor pohonu osy Z



Obr. 7 – Detail pohonu master-slave osy Y

Popis komponentů při pohonu master-slave:

- 1 ... Motor pohonu
- 2 ... Svařovaná konzole nesoucí celou sestavu pohonu
- 3 ... Mechanický snímač koncové polohy pojezdu
- 4 ... Pastorek s převodovkou
- 5 ... Mazací pastorek

4.2.1 Frézovací hlavy

Obráběcí centrum je ve většině případů vybaveno frézovací hlavou, která může u stroje zvýšit technologické možnosti obrábění přidáním až dvou souvisle řízených os.


Z velkého množství používaných frézovacích hlav na strojích bylo vybráno několik nejvýznamnějších zástupců:

- HFE 15/167 – Nejčastěji používaná souvisle řízená frézovací hlava
- HFE 15/300 – Nejhmotnější používaná frézovací hlava
- HFM 5/800 – Frézovací hlava s největším momentem
- HFM 5/1200 – Svislé vřeteno s největším momentem

Frézovací hlava HFE 15/167

Jedná se dvouosou souvisle řízenou frézovací hlavu s integrovaným elektrovřetenem Fischer MFW-2304/15 určenou pro obrábění tvarově složitých dílců. Tato hlava najde své uplatnění hlavně v leteckém průmyslu při obrábění lehkých hliníkových slitin vysokorychlostním obráběním HSC, ale je vhodná pro dokončovací práce při výrobě forem.

Parametry frézovací hlavy		
Rozsah rotace osy C	+/- 225	°
Rozsah rotace osy A	95 / 125	°
Síla zpevnění os	2 000	Nm
Přesnost odměřování polohy osy A / C	+/- 15	"
Otáčky vřetene	15 000	ot/min
Kroutící moment vřetene	167	Nm
Výkon vřetene	70	kW
Hmotnost	670	kg

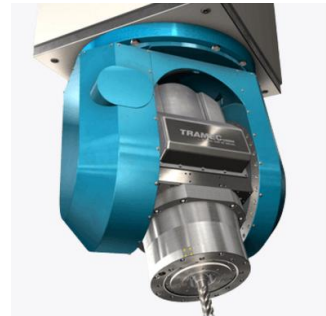


Tab. 4 – Parametry frézovací hlavy

Frézovací hlava HFE 15/300

Jedná se o dvouosou souvisle řízenou hlavu s integrovaným elektrovřetenem Fischer MFW-2701/15. Díky robustnější konstrukci umožňuje větší klopné momenty při souvislém obrábění a zároveň má zvýšené zpevňovací momenty polohovacích os. Jedná se o univerzální frézovací hlavu, která je vzhledem ke svým rozměrům vhodná spíše pro stroje s velkým pracovním prostorem. Frézovací hlava je vhodná pro použití při obrábění lehkých slitin, ale také i ocelí kde má oproti předchozí hlavě HFE 15/167 téměř dvojnásobný kroutící moment při zachování maximálních otáček vřetene.

Parametry frézovací hlavy		
Rozsah rotace osy C	+/- 360	°
Rozsah rotace osy A	95 / 125	°
Síla zpevnění os	6 000	Nm
Přesnost odměřování polohy osy A / C	+/- 3	"
Otáčky vřetene	15 000	ot/min
Kroutící moment vřetene	300	Nm
Výkon vřetene	63	kW
Hmotnost	1300	kg



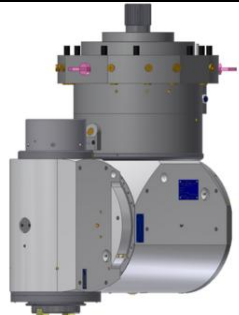
Tab. 5 – Parametry frézovací hlavy

Frézovací hlava HFM 5/800

Jedná se o indexovanou dvouosou frézovací hlavu s mechanicky naháněným vřetenem. Ve vřeteníku stroje je umístěn hlavní motor s převodovkou. V frézovací hlavě jsou kuželová soukolí, která přenášejí kroutící moment z hlavního motoru na vřeteno. Hlavní motor zajišťuje také polohování jednotlivých os, kdy se po uvolnění zpevňovacího tlaku požadované osy provede polohování za pomoci hirtova čelního ozubení.

Frézovací hlavy řady HFM jsou vybaveny rozhraním pro výměnu obráběcích hlav v automatickém cyklu. V automatickém cyklu je pak možné měnit obráběcí hlavu za svislé vřeteno nebo jiný typ obráběcí hlavy.

Parametry frézovací hlavy		
Rozsah rotace osy C	+/- 360	°
Rozsah rotace osy A	+/- 360	°
Polohování	360 x 1° / 144 x 2,5°	
Přesnost odměřování polohy osy A / C	+/- 3	"
Otáčky vřetene	5 000	ot/min
Kroutící moment vřetene	800	Nm
Výkon vřetene	30	kW
Hmotnost	500	kg



Tab. 6 – Parametry frézovací hlavy

Svislé vřeteno HFM 5/1200

Svislé vřeteno slouží jako nástavec pro tříosé obrábění bez použití polohovatelných obráběcích hlav. Vřeteno je možné měnit za různé obráběcí hlavy v automatickém cyklu. Obrábění se svislým vřetenem je vhodné pro jednoduché hrubovací operace, kde je možné využít maximálního momentu vřetene. Využíváním vřetene pro hrubovací operace zvyšuje životnost frézovacích hlav, u kterých jsou drahé servisní opravy.

Parametry svislého vřetene		
Rozsah rotace osy C	-	°
Rozsah rotace osy A	-	°
Polohování	-	
Přesnost odměřování polohy osy A / C	-	“
Otáčky vřetene	5 000	ot/min
Kroutící moment vřetene	1 500	Nm
Výkon vřetene	40	kW
Hmotnost	480	kg



Tab. 7 – Parametry svislého vřetene

5 Analýza stávajícího řešení

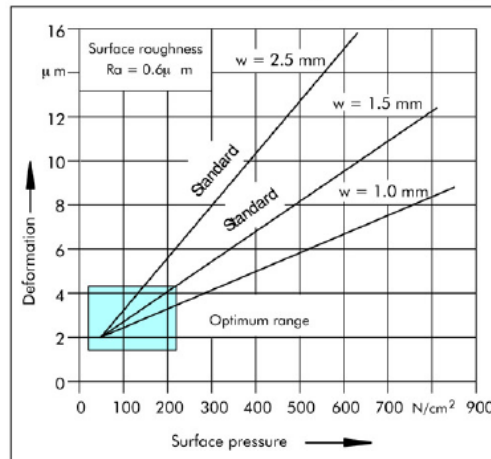
Stávající stav mechanické části osy Z byl navržen původně pro stroj typu BPP, což je brousící portálové centrum. Tento typ stroje byl základem pro přepracování stroje na obráběcí centra typové řady FVC, kdy původní koncepce postačovala požadavkům na tříosé frézovací centrum. Stroj se postupem času vlivem požadavků ze strany zákazníků modifikoval a stroje se začali vybavovat možnostmi doplnění frézovacích hlav a také rotačních stolů s možností polohování, ale také i karuselování.

Během tohoto postupného vývoje se na původní konstrukci začali projevovat určité nedostatky, kdy vlivem zvyšování výkonu hlavního pohonu a doplnění strojů o možnost soustružnických operací se zvýšili řezné síly na konstrukci a plochy kluzného vedení se začali trvale deformovat a ve vedení se tím začala vytvářet vůle, která vedla k nepřesnostem při obrábění. S možností doplňování stroje různými typy frézovacích hlav se začal při aplikaci hmotnějších hlav projevovat nedostatečný výkon pohonu osy Z. Pro pohon samotné osy Z výkon sice postačoval, ale při nutnosti pohybu osy Z při řezném procesu již docházelo k přetížení pohonu.

5.1 Analýza kluzného vedení

Kluzné plochy vedení smykadla jsou opatřeny nalepenou lištou z kluzného materiálu Turcite B, ve kterém jsou vyrobeny drážky pro lepší rozvod maziva mezi stykové plochy.

Dovolené zatížení materiálu Turcite B je až 900 N/cm^2 , ale při tomto zatížení se již v materiálu výrazně projevuje plastická deformace, proto by se optimální zatížení kluzné plochy mělo dle doporučení výrobce pohybovat do měrného tlaku $200 \text{ N/cm}^2 (= 2 \text{ Mpa})$.



Obr. 8 – doporučený rozsah zatížení materiálu Turcite B

Výpočet řezné síly - Frézování

Průměr frézy:	$D = 160 \text{ mm}$
Hloubka řezu:	$a_p = 6,5 \text{ mm}$
Otáčky:	$n = 400 \text{ ot/min}$
Posuv:	$f = 600 \text{ mm/min}$
Posuv na otáčku:	$s = \frac{f}{n} = 1,5 \text{ mm}$
Řezný odpor (dle tab. pro materiál t.o. 10b):	$p = 1020 \text{ MPa}$

Řezná síla:

$$F_z = a_p \cdot s \cdot p = 9,95 \text{ kN}$$

Kroutící moment:

$$M_k = F_z \cdot \frac{D}{2} = 796 \text{ Nm}$$

Pro další výpočet bude uvažováno s frézovací hlavou HFM 5/800, protože svými parametry odpovídá vypočtenému potřebnému momentu, a také se zároveň jedná o jednu z nejpoužívanějších hlav na strojích FPPC. Hlava je specifická také svým vyosením nástroje vůči ose smykadla a tím je přidán větší moment působící na vedení smykadla, proto je vhodné provést kontrolu zrovna na tento typ frézovací hlavy.

Výpočet řezné síly – Soustružení

Pro výpočet řezné síly při soustružnických operacích se bude vycházet z maximálního použitelného momentu pohonu stroje, který bude pro výpočet aplikován na 75 % průměru upínací desky stolu. Pro výpočet byl uvažován rotační stůl umožňující soustružnické operace TRT 1800 od firmy Zollern.

Parametry rotačního stolu		
Průměr upínací desky stolu	3 000	mm
Max. zatížitelnost stolu	5 000	kg
Průměr ložiska	1 800	mm
Max. kroučící moment	28 000	Nm
Max. otáčky	150	ot/min
Výkon pohonu	2x51	kW
Zpevňovací moment (statický)	20 000	Nm
Hmotnost	22 000	kg



Tab. 8 – Parametry rotačního stolu Zollern TRT 1800

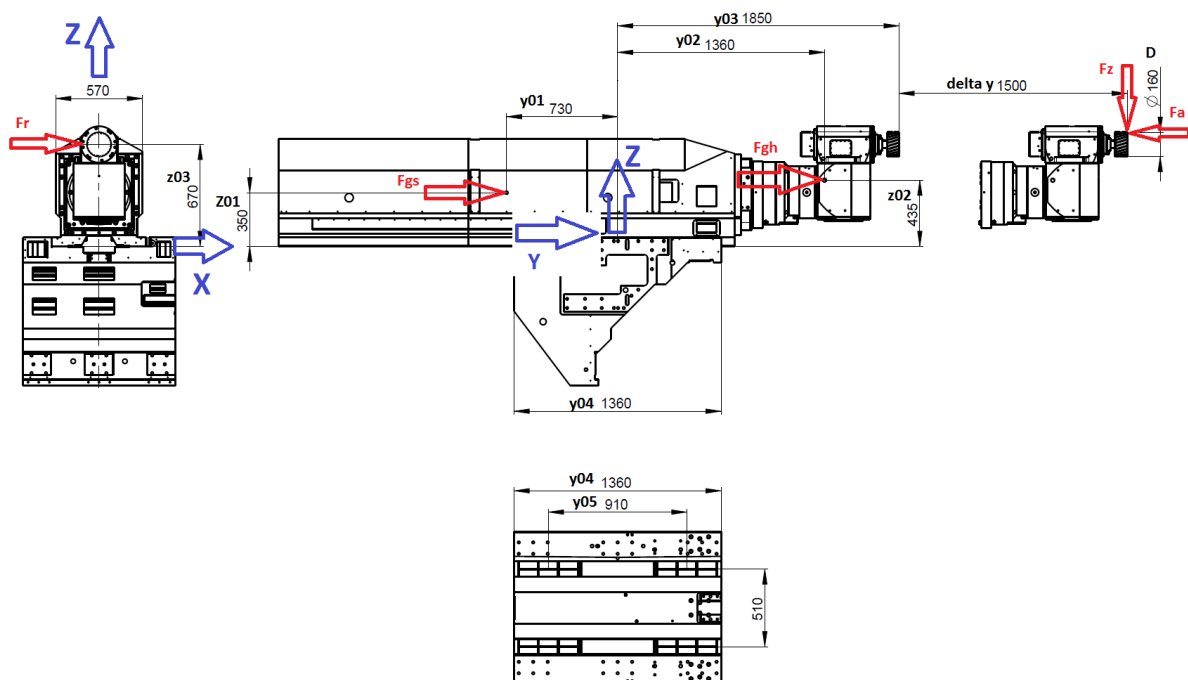
Max. řezná síla:

$$F_{max} = \frac{M_k}{0,75 \cdot D} = 24,9 \text{ kN}$$

Výpočet tlaků na kluzných plochách bude proveden pro variantu frézování i soustružení. Síla od soustružení sice vychází výrazně vyšší, ale síly od frézování působí víceosé zatížení.

5.1.1 Tlak působící na kluzné plochy

Řešení numerickou metodou



Obr. 9 – Zatěžující síly působící na sestavu osy Z

a) Frézování

Zdvih osy:	$\Delta y = 1\,500\text{ mm}$
Průměr frézy:	$D = 160\text{ mm}$
Kroutí moment:	$M_k = 800\text{ Nm}$
Hmotnost smykadla:	$m_s = 3\,800\text{ kg}$
Hmotnost frézovací hlavy:	$m_h = 1\,300\text{ kg}$

Silové účinky působící na sestavu:

Řezná síla:	$F_z = 10\text{ kN}$	Gravitační účinky:	$F_{GS} = m_s \cdot g = 37,3\text{ kN}$
	$F_R = 0,8 \cdot F_z = 8\text{ kN}$		$F_{Gh} = m_h \cdot g = 12,7\text{ kN}$
	$F_A = 0,6 \cdot F_z = 6\text{ kN}$		

- Kompletní výpočet je přílohou této práce (viz. Příloha č. 1)

<u>Vypočtené tlaky v kluzných plochách:</u>	$p_{A1} = 1,23\text{ MPa}$	$p_{B1} = 2,05\text{ MPa}$
	$p_{A2} = 2,50\text{ MPa}$	$p_{B2} = 1,69\text{ MPa}$

Povolený tlak v kluzných plochách vedení Turcite B: 0,2 – 2 MPa

Z výpočtů vyplívá, že při využití maximálního výkonu frézovací hlavy HFM 5/800 je možné přetížít kluzné plochy.

b) Soustružení

Silové účinky působící na sestavu:

Řezná síla:	$F_z = 24,9\text{ kN}$	Gravitační účinky:	$F_{GS} = 37,3\text{ kN}$
	$F_R = 0,8 \cdot F_z = 19,9\text{ kN}$		$F_{Gh} = 12,7\text{ kN}$
	$F_A = 0,6 \cdot F_z = 14,9\text{ kN}$		

- Kompletní výpočet je přílohou této práce (viz. Příloha č. 2)

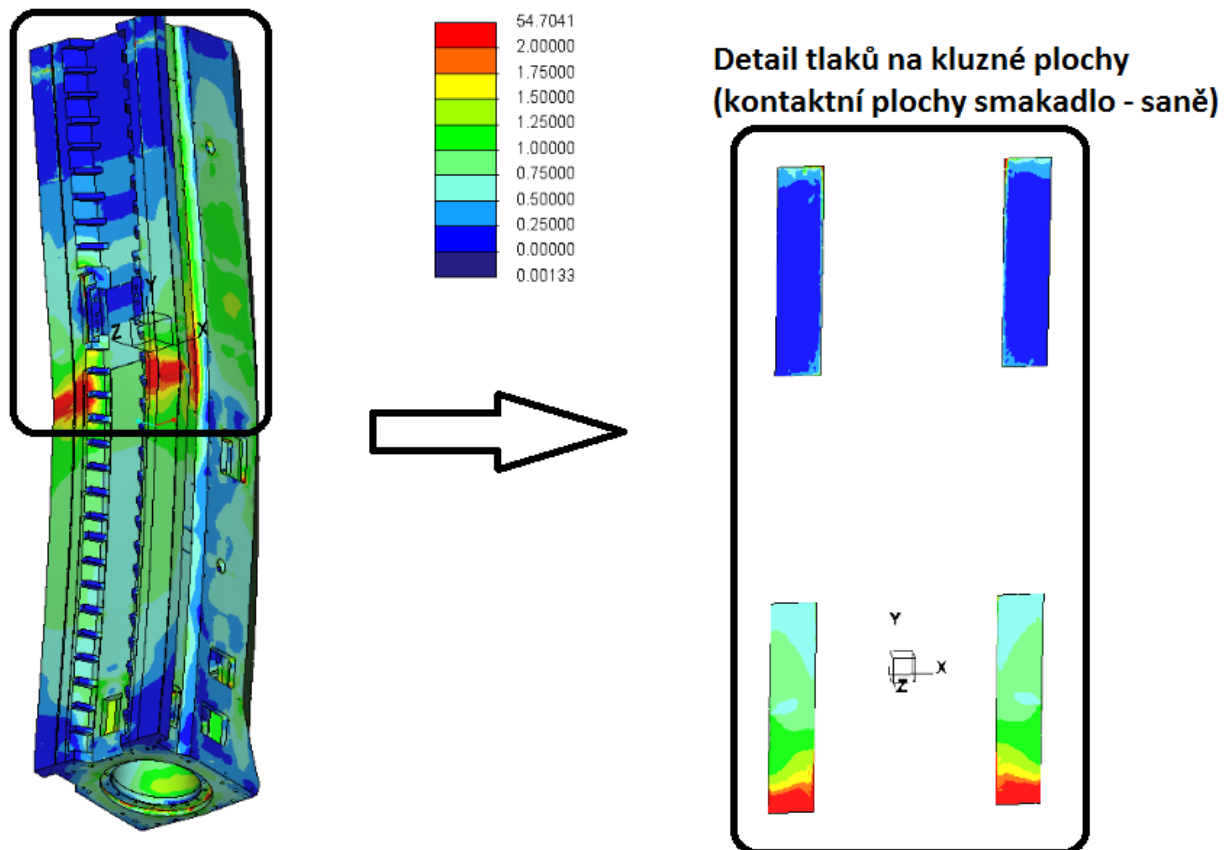
<u>Vypočtené tlaky v kluzných plochách:</u>	$p_{A1} = 1,99\text{ MPa}$	$p_{B1} = 4,02\text{ MPa}$
	$p_{A2} = 5,15\text{ MPa}$	$p_{B2} = 3,13\text{ MPa}$

Povolený tlak v kluzných plochách vedení Turcite B: 0,2 – 2 MPa

Z výpočtů vyplývá, že při využití maximálního výkonu otočného stolu je možné několikanásobně přetížít kluzné plochy.

Řešení metodou MKP

Při výpočtu byly na smykadle simulovány styčné plochy, které byly uvažovány jako nekonečně tuhé. Na smykadlo působila síla v místě řezu nástroje o velikosti 10 kN ve směru osy X.



Obr. 10 – Tlak na kluzné plochy

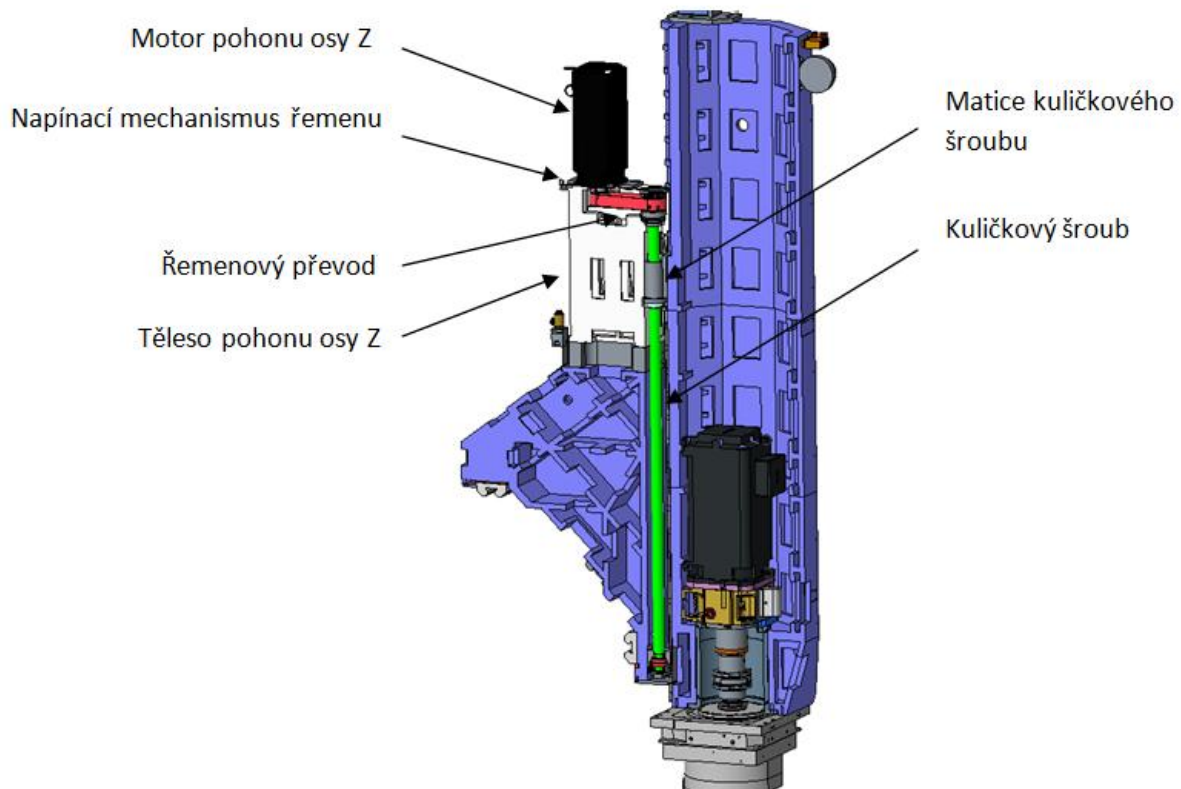
Z detailního pohledu na styčné plochy je zřejmé, že ve spodní části je překročen tlak 2 MPa.

Z obou metod výpočtu tlaku na styčných plochách vyplývá, že při použití plného výkonu frézovací hlavy HFM 5/800 by bylo překročeno optimální zatížení kluzných ploch. Při zvýšení kroutícího momentu na nástroji nebo také prodloužením zdvihu smykadla, by se ještě zvýšilo přetížení kluzných ploch.

5.2 Analýza pohonu osy Z

V současném stavu je pohon osy Z řešen pohybovou soustavou kuličkového šroubu. Motor Siemens 1FT7108-5SC71-1NEO pohání kuličkový šroub za pomoci řemenového převodu. Oba konce

Kuličkového šroubu jsou pevně vetknuty a šroub je předepnut, tak by se předešlo případným vůlím v pohybovém mechanismu.



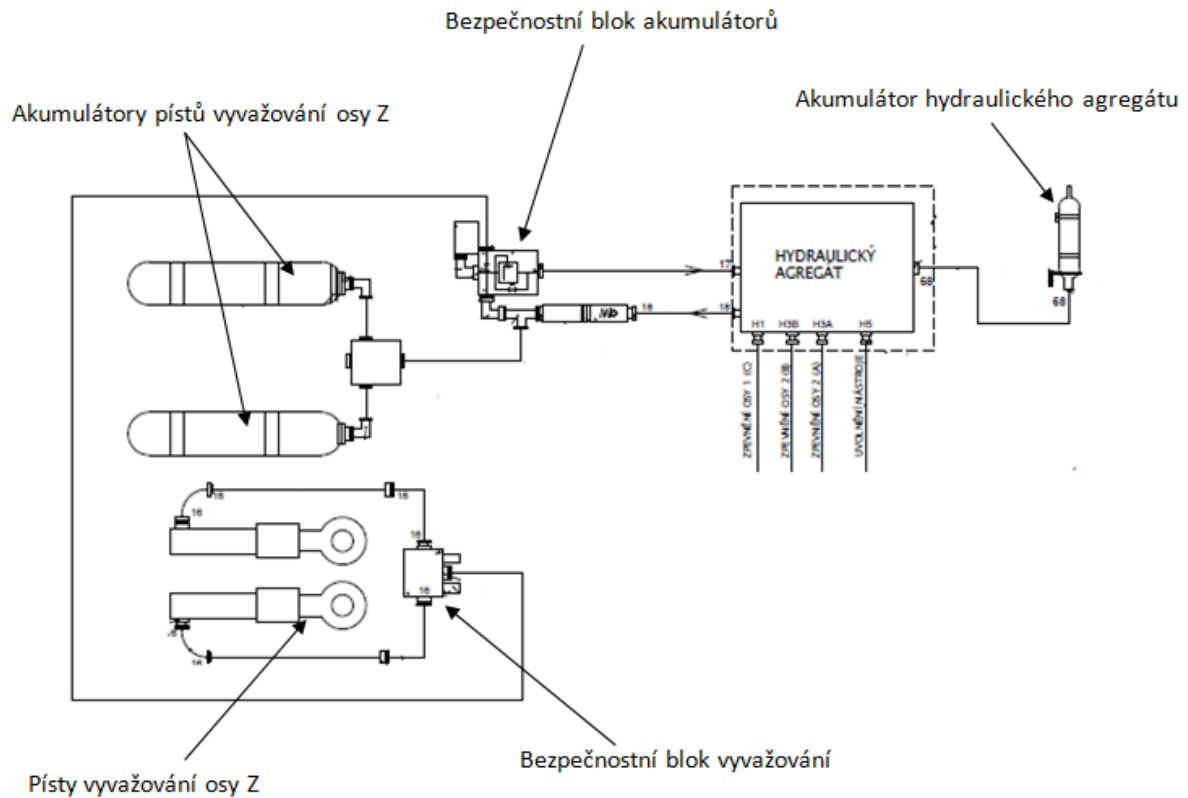
Obr. 11 – Popis pohonu kuličkovým šroubem

Stroje s tímto pohonem bohužel nemají takovou dynamiku jaká je požadována a při použití těžších frézovacích hlav jako je například HFE 15/300 dochází k částečnému přetěžování motoru pohonu. To může být způsobeno nedostatečně silným pohonem nebo také hydropneumatického vyvažováním, kde by mohly být například nedostatečné průtoky kapaliny, a to by mohlo zapříčinit brzdění pohyby osy a přetěžování motoru. Pro zjištění případných nedostatků bude provedena kontrola pohonu.

5.2.1 Kontrola hydropneumatického okruhu vyvažování

Výpočtem budeme kontrolovat, zda průtok není v některých místech hydraulického okruhu seškrcen, což by mohlo způsobovat nedostatečný průtok kapaliny k pístům vyvažování. Kontrola bude zaměřena také na hydropneumatické akumulátory, které mají za úkol akumulaci kapaliny potřebnou ke zdvihu pístu.

Jako akumulátory jsou použity dva hydropneumatické akumulátory Olaer IHV32-330/90, kde každý je o objemu 32 litrů. Průtok z těchto akumulátorů je spojen rozvodnou kostkou a je trubkou o světlosti 13 mm veden do bezpečnostního bloku Olaer DI 10. Odtud je pak hadicí o světlosti 19 mm veden skrze energovody na smykadlo osy Z a zde je skrze bezpečnostní uzavírací blok rozveden k plunžrovým pístům vyvažování. Jako hydraulická kapalina je použit Mogul HM 32.



Obr. 12 – Schéma okruhu hydraulického okruhu hydro-pneumatického vyvažování osy Z

Výpočet ztrát v rozvodu hydrauliky

Vstupní hodnoty:

Průměr pístu: $d_p = 45 \text{ mm}$
Počet pístů vyvažování: $n_p = 2$
Rychlost posuvu osy Z: $v = 20 \text{ m/min}$

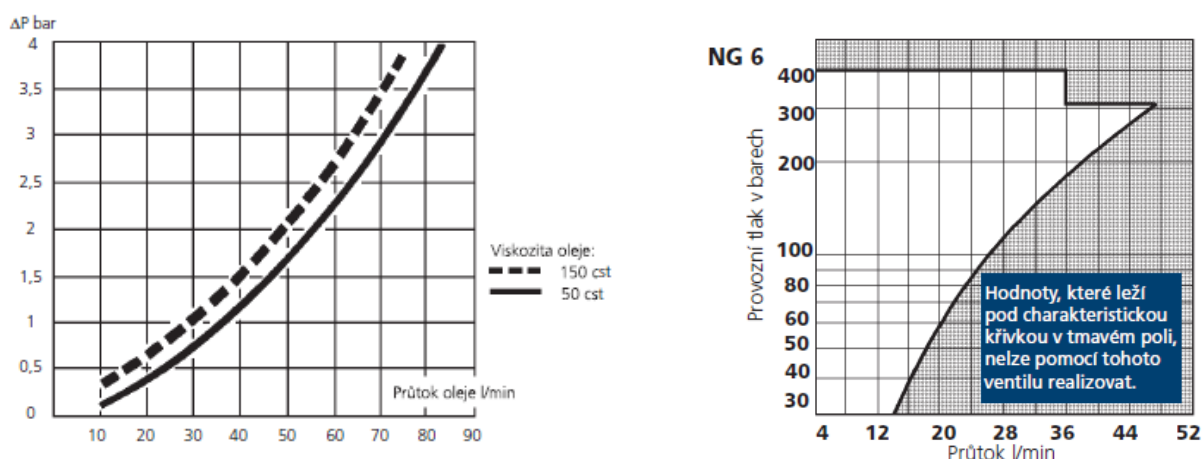
V hydraulickém okruhu je používán olej Mogul HM 32 s parametry:

Kinematická viskozita oleje: $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$
Hustota olej: $\rho = 868 \text{ kg/m}^3$

- Kompletní výpočet je přílohou této práce (viz. Příloha č. 3)

Vypočtené hodnoty:

Celková tlaková ztráta v potrubí: $P_{z,p} = 3,18 \text{ bar}$
Průtok oleje bezpečnostním blokem: $Q = 31,8 \text{ l/min}$



Obr. 13 – Křivka poklesu tlaku (levý graf) a možný průtok pojistný ventilem (pravý graf)

Tlaková ztráta odečtená z grafu: $\Delta p = 3 \text{ bar}$

Ztráta v celém okruhu hydrauliky je rovna součtu ztrát v potrubí a ztrát v bezpečnostním bloku:

$$P_z = p_{z,p} + \Delta p = 6,18 \text{ bar}$$

Z grafu je patrné, že při využití pracovního tlaku okolo 100 bar je již překročen povolený průtok ventilem.

Kontrola hydropneumatických akumulátorů:

Současný stav nastavení:

Plnicí tlak dusíku: $p_0 = 86 \text{ bar}$

Tlak v okruhu hydrauliky v horní poloze smykadla (vyprázdňené akumulátory): $p_1 = 115 \text{ bar}$

Tlak v okruhu hydrauliky ve spodní poloze smykadla (vyprázdňené akumulátory): $p_2 = 130 \text{ bar}$

- Kompletní výpočet je přílohou této práce (viz. Příloha č. 4)

Uvažovaný střední tlak v okruhu:

$$p_{sk} = \frac{p_1 + p_2}{2} = 122,5 \text{ bar}$$

Nejprve byl spočten skutečný tlak, kterým působí písty vyvažování na hydraulickou kapalinu, kde F_g značí gravitační sílu od hmotnosti smykadla a S značí opěrnou plochu pístů.

Skutečný střední tlak v hydraulickém okruhu:

$$p = \frac{F_g}{S} = 157,2 \text{ bar}$$

Skutečný nevyvážek vzniklý nesprávným nastavením akumulátoru:

$$\Delta = \frac{(p - p_{sk})}{p_{sk}} \cdot 100 = 28,4 \%$$

Nevyvážek osy je při výpočtu vyvažování uvažován do 10 %, ale tímto výpočtem bylo zjištěno, že skutečný nevyvážek se blíží hodnotě 30 %. Chyba při původním návrhu může být zanesena vlivem uvažování nižší hmotnosti než je skutečná, protože při výpočtu hmotnosti sestavy ve 3D modelu stroje je počítáno s idealizovaným modelem.

Pro kontrolu stávajícího řešení bylo využito software Olaer Accu 2.0, kde při zadání současněho stavu bylo zjištěno, že objem akumulátorů, které jsou používány, nemají dostatečný objem a tlak dusíku, aby byly schopny pokrýt potřebu v celém rozsahu zdvihu osy Z při použití posuvu 20 m/min.



Obr. 14 – Graf zobrazující schopnost pokrytí potřeby objemu kapaliny v závislosti na čase

Doba spolehlivého doplňování kapaliny do okruhu je dle grafu: $t_s = 3,1 \text{ s}$

Pokrytý zdvih:

$$z_v = v \cdot t_s = 1,033 \text{ m}$$

Při posuvu osy rychlostí 20 m/min větším než 1000 mm dojde ke snížení tlaku a tím může vzniknout náhlé zvýšení zatížení motoru.

5.2.2 Kontrolní výpočet stávajícího pohonu

Vstupní hodnoty:

Hmotnost smykadla:	$m_s = 3\,600\text{ kg}$
Hmotnost obráběcí hlavy:	$m_h = 1\,300\text{ kg}$
Hmotnost krytů:	$m_k = 200\text{ kg}$
Rychlost posuvu osy Z:	$v = 20\text{ m/min}$
Čas do zrychlení na max. hodnotu posuvu:	$t_0 = 0,1\text{ s}$
Nevyvážení osy Z:	10 %

Parametry používaného motoru:

Jmenovitý moment:	$M_m = 70\text{ Nm}$
Jmenovité otáčky:	$n_m = 1\,500\text{ ot/min}$

Parametry kuličkového šroubu:

Průměr KŠ:	$d_{kš} = 50\text{ mm}$
Stoupání:	$h = 20\text{ mm}$
Účinnost:	$\eta_{kš} = 0,96$

- Kompletní výpočet je přílohou této práce (viz. Příloha č. 5)

Vypočtené hodnoty:

Dosažitelná max. posuvová rychlost:	$v_{sk} = 20,45\text{ m/min}$
Bezpečnost vůči překročení kritických otáček:	$B_n = 2,26$
Bezpečnost vůči přetížení axiální silou:	$B_F = 2,04$

Těmito výpočty byla ověřena schopnost dosažení požadované rychlosti posuvu osy Z a také bezpečnost kuličkového šroubu, kterou tímto současný pohon splňuje.

Poměr momentů hybnosti:	$\Psi_j = 2,08$
Zatížení motoru od hmoty smykadla:	$\Psi_s = 109,9\%$

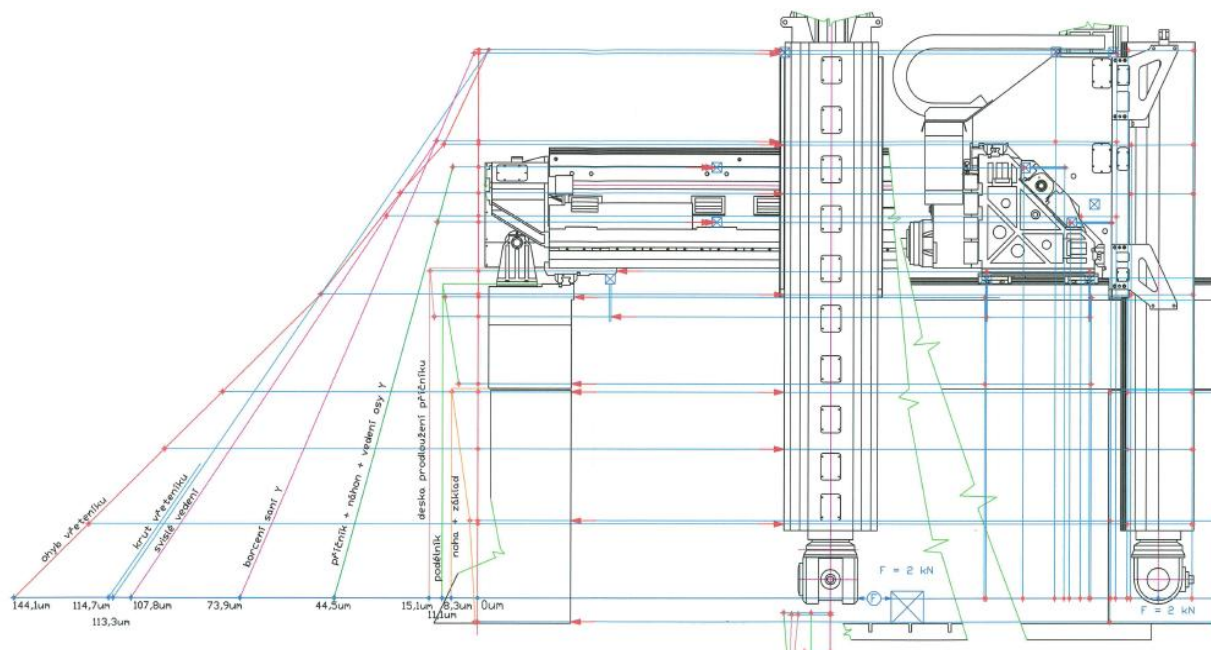
Z výpočtů vyplývá, že motor má nedostačující parametry. Problematickou část odhalil výpočet u poměru hybnosti, která by se pro bezproblémový chod měla pohybovat v rozmezí 0,5 až 1,5. Při požadovaném zrychlení a nedostatečném vyvážení vlivem malého objemu hydropneumatických akumulátorů by byl motor přetížen téměř na 110 % svého výkonu. Během měření na stroji bylo zjištěno, že stroj je během konstantní rychlosti zatížen okolo 50% a během zrychlení zatížení vzroste na hodnotu okolo 80 % a to pouze posuvem osy bez zatížení řeznou silou. To že motor není přetížen na spočtených 110 % je zapříčiněno nedostatečnou dynamikou pohonu, kdy poměr hybností motoru a pohybující hmoty jsou příliš vysoké. Nedostatečná dynamika nedovolí pohonu provést takovou akceleraci hmoty a tím se sníží složka zatížení motoru od zrychlení.

Zpětným výpočtem s použitím zatížení motoru 80 % lze zjistit, že používaným pohonem je možné dosáhnout zrychlení pouze do hodnot $1,5 \text{ m/s}^2$.

Pro zvýšení dynamiky je možné doporučit využitím motoru Seimens 1FT6134-6AB71-1AGO, který je použit pro pohon osy Y a má výrazně vyšší hodnotu momentu hybnosti a současně má také vyšší hodnotu kroutícího momentu. Společně s optimalizací hydropneumatického vyvažování na nevyváženost do 10 % by měl tento motor vyhovovat současným požadavkům.

5.3 Tuhostní analýza současného řešení

Na stroji typové řady FPPC bylo v roce 2005 provedeno měření a rozbor tuhosti (č. zprávy Z 1716), kdy z důvodu zveřejnění této práce si zadavatel nepřeje zveřejnění některých dat, a proto zde budou prezentována pouze data související s osou Z tohoto stroje. Data, která budou dále prezentována se vstahují na stroj s vyjetým smykadlem ve spodní úrovni, tedy při dosažení zdvihu 1 500 mm.



Obr. 15 – Rozbor tuhosti ve směru osy Y obráběcího centra FPPC

V následující tabulce jsou vypsané procentuelní podíly jednotlivých částí stroje na tuhost celého stroje, kdy červenou barvou jsou zvýrazněny části stroje spadající do sestavy osy Z.

Zatížení ve směru osy X		Zatížení ve směru osy Y	
Název součásti	Podíl tuhosti [%]	Název součásti	Podíl tuhosti [%]
Ohyb vřeteníku	43,0	Ohyb vřeteníku	20,4
Svislé vedení osy Z	3,4	Krut vřeteníku	1,0
Příčné vedení osy Y	3,7	Svislé vedení osy Z	3,8
Kroucení příčnicku	12,8	Borcení saní	23,5
Vedení osy X + průhyb podélníků	32,3	Příčnick + vedení osy Y + náhon osy Y	20,4
Náhon osy X	3,6	Vedení osy X + podélníky	23,2
Upevnění podélníků	2,5	Nosníky podélného vedení	1,9
Stojany + základ stroje	2,4	Stojany + základ stroje	5,8
	100 %		100 %

Tab. 9 – Podíly jednotlivých částí stroje na celkovou tuhost

Tuhost ve směru osy X:

Celkový vliv tuhosti sestavy osy Z: 46,4 %
Tuhost osy Z ve směru osy X: $k = 48,8 \text{ N}/\mu\text{m}$

Tuhost ve směru osy Y:

Celkový vliv tuhosti sestavy osy Z: 48,7 %
Tuhost osy Z ve směru osy Y: $k = 28,5 \text{ N}/\mu\text{m}$

Hodnoty tuhostí osy Z v jednotlivých směrech byly spočteny z naměřených deformací jednotlivých skupin stroje a součtu deformací pouze těch skupin, které spadají do sestavy osy Z.

Z výsledků vyplývá, že vliv tuhosti sestavy osy Z na celkovou tuhost stroje je okolo 50 %, to znamená že, změnou tuhosti této sestavy se dá výrazně změnit tuhost celého stroje.

6 Příklady řešení konkurenčních výrobců

Pro možnost porovnání se strojem typové řady FPPC byly voleny stroje stejného konstrukčního řešení, tedy stroje portálové konstrukce s pojízdným příčnickem. Byl zvolen stroj německého výrobce Zimmermann a tuzemského výrobce Trimill.

Zimmermann FZ 42

Jedná se o stroj portálové konstrukce s pojízdným příčnickem. Stroj je vhodný převážně pro obrábění lehkých hliníkových slitin technologií HSC. Stroj je vybaven souvisle řízenou hlavou s možností výměny vřetene, kde může být v první fázi obrábění použito vřeteno v parametry pro hrubovací operace a poté může být nahrazeno za vřeteno s vyššími otáčkami.

Smykadlo tohoto stroje se pohybuje po dvou lineárních vedení s předepnutými valivými hnízdy a pohyb zajišťuje pastorek s hřebenem. Zdvih osy Z je může být až 1 000 mm až 2 000 mm.



Obr. 16 – Pohled na stroj Zimmermann FZ 42

Parametry stroje			
Pojezdy os	X	3 000 – 40 000	mm
	Y	2 500 – 5 000	mm
	Z	1 000 – 2 000	mm
Rychlost posuvů	X	60	m/min
	Y	60	m/min
	Z	60	m/min
Parametry vřetene	Otáčky	5 000	ot/min
	Moment	344	Nm
	Výkon	45	kW

Tab. 10 – přehled parametrů stroje

Trimill VM 6535

Jedná se o největší řadu 5-osého portálového centra firmy Trimill cíleně určený pro obrábění lisovacích nástrojů, forem a zápustek. Stroj je vybaven možností výměny frézovacích hlav pro dokončování, ale i hrubovací operace.

Stroj má uzavřenou konstrukci příčnicku a křížového suportu s uvnitř uloženým smykadlem s frézovací hlavou. Smykadlo je uloženo na čtyřech lineárních valivých vedení a pohyb zajišťují dva páry vzájemně předeprnutých pastorků s hřebenem.



Obr. 17 – Pohled na stroj Trimill VM 6535

Parametry stroje			
Pojezdy os	X	6 500	mm
	Y	3 500	mm
	Z	1 250	mm
Rychlost posuvů	X	25	m/min
	Y	25	m/min
	Z	25	m/min
Parametry vřetene	Otáčky	2 500	ot/min
	Moment	1 000	Nm
	Výkon	52	kW

Tab. 11 – přehled parametrů stroje

6.1 Porovnání vybraných strojů se strojem FPPC

V porovnání s obráběcím centrem FZ 42 firmy Zimmermann má stroj FZ 42 shodný maximální možný zdvih osy Z až do 2 000 mm (stroje FPPC mohou mít při zvolení nejdelší varianty vřeteníky zdvih až 2 000 mm) při vyšších maximálních posuvech jednotlivých os. Tato skutečnost je ale kompenzována maximálním možným výkonem vřetene použitelného na tomto typu stroje.

Při porovnání parametrů se strojem VM3535 si můžeme všimnout podobných možností rychlostí posuvů a také maximálního možného momentu na vřetenu stroje (při použití svislého vřetene je možné dosáhnout strojem FPPC až výkonem 1 200 Nm). Výhodou stroje FPPC je možnost velikosti zdvihu osy Y o velikosti až 5 000 mm a zdvih osy Z až do 2 000 mm.

Při srovnání konstrukčních řešení jednotlivých strojů se ukazuje, že u strojů podobné konstrukce se jiní výrobci obráběcích portálových obráběcích center spoléhají na kombinaci lineárního valivého vedení v kombinaci s pohonem pastorku s hřebenem.

7 Návrh nového řešení

Zadáním práce bylo řešení prodloužení tělesa smykadla s možností zdvihu osy Z až na hodnotu 2 500 mm, ale vzhledem ke kontrole stávající řešení bylo zjištěno překročení optimálního tlaku kluzného vedení, a proto bude nutné společně s prodloužením vyřešit také nové řešení vedení smykadla a nebude moci být zachován současný typ smykadla s tím, že by došlo pouze k jeho prodloužení při stávající koncepci.

7.1 Požadovaná životnost

Dle zadání výrobce by měl stroj bez poruchy vydržet minimálně po dobu 10 let při jednosměrném provozu. Dle kalendáře je za jeden rok přibližně 250 pracovních dní.

Minimální požadovaná životnost:

$$L_h = n_r \cdot d_{pr} \cdot h_{pr} = 20\,000 \text{ hod}$$

n_r	...	Počet let v provozu
d_{pr}	...	Počet pracovních dní za rok
h_{pr}	...	Počet pracovních hodin za den

Skutečnou životnost lze předpokládat daleko vyšší, protože se jedná o výpočet, kdy by byl stroj v provozu každý den 8 hodin bez přerušení. Ve skutečnosti životnost ovlivňuje mnoho dalších faktorů. Do životnosti stroje by se měli započítat také časy, jako jsou např. ustavování obrobku, plánované přestávky pracovníků, plánované odstávky stroje, neplánované opravy stroje, servis a kontrola stavu stroje, měření geometrie stroje a mnoho dalších nevýrobních časů, které zvýší celkovou životnost stroje. Vzhledem k tomu, že tyto nevýrobní časy jsou těžko odhadnutelné a liší se podle využití u konečného zákazníka, tak bude dále uvažováno s pracovní životností L_h .

7.2 Vedení smykadla

7.2.1 Uložení smykadla

K vedení smykadla je možné použít několik způsobů, kdy každý má své výhody a nevýhody pro dané použití. Vhodnost aplikace pro daný případ je shrnuta v následující tabulce:

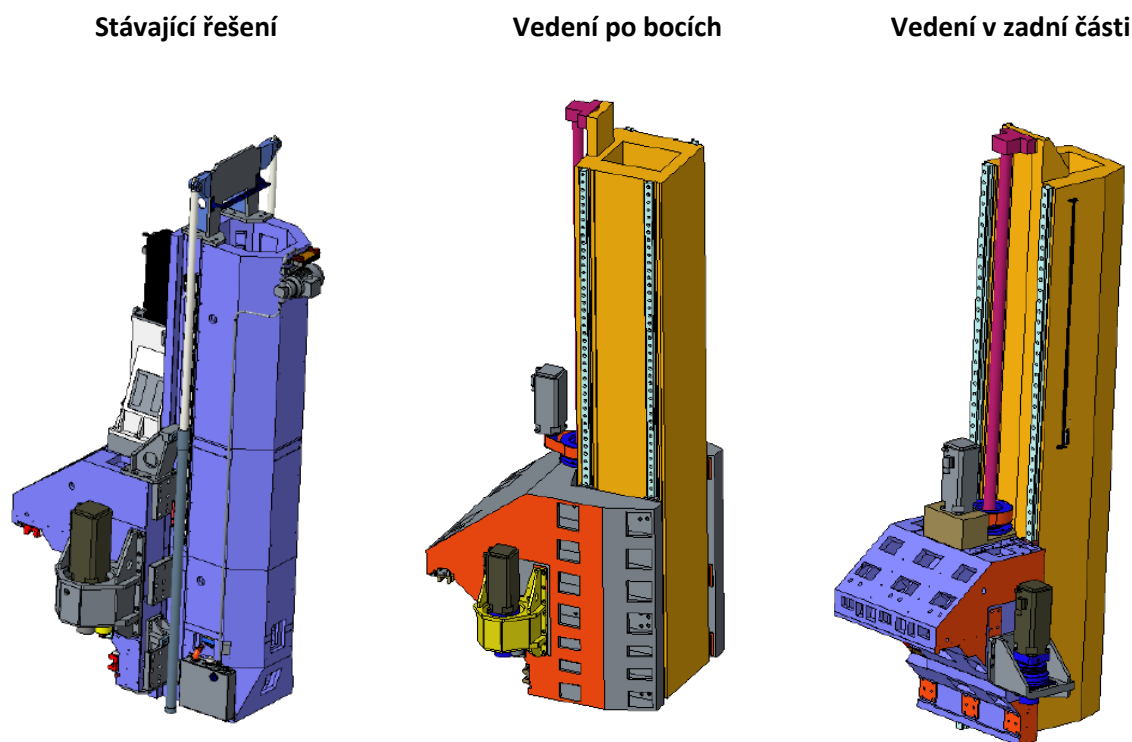
	Kluzné vedení	Valivé vedení	Hydrostatické vedení
Výhody	- Nízká cena - Tlumící schopnost	- Snadná montáž	- Nízké tření - Vysoká únosnost
Nevýhody	- Lepení kluzných ploch - Nízká únosnost na cm ²	- Přesná výroba ploch pro vedení	- Nutnost hydraulického agregátu - Vysoká cena - Svislé kluzné plochy

Tab. 12 – Porovnání jednotlivých způsobů vedení

Z předchozích výpočtů, kde bylo kontrolováno kluzné vedení u stávajícího řešení, vyplývá, že není vhodné použít tento typ vedení při zvětšení zdvihu a tedy i nárůstu sil působících na kluzné plochy. Při použití hydrostatického vedení se jeví jako největší problém svislé uložení smykadla, při kterém by byla nutná složitější konstrukce vedení, která by zajišťovala odvod oleje z kluzných ploch. Další nevýhodou je nutnost pořízení hydraulického agregátu pro vedení a celkově vyšší náklady spojené s tímto vedením. Jako nevhodnější varianta bylo zvoleno valivé vedení.

7.2.1.1 Typ uložení

Při návrhu nového uložení byla zvažována změna koncepce umístění vedení smykadla. Z praktického měření bylo zjištěno, že vliv uložení smykadla je pouze okolo 3% na celkovou tuhost stroje při současně konceptu, kdy je smykadlo uchyceno pouze za svoji zadní část. Vzhledem k možnosti zásahu do konstrukce saní byl zkoumán vliv konstrukce saní na celkovou tuhost sestavy.



Obr. 18 – Navrhované varianty uložení

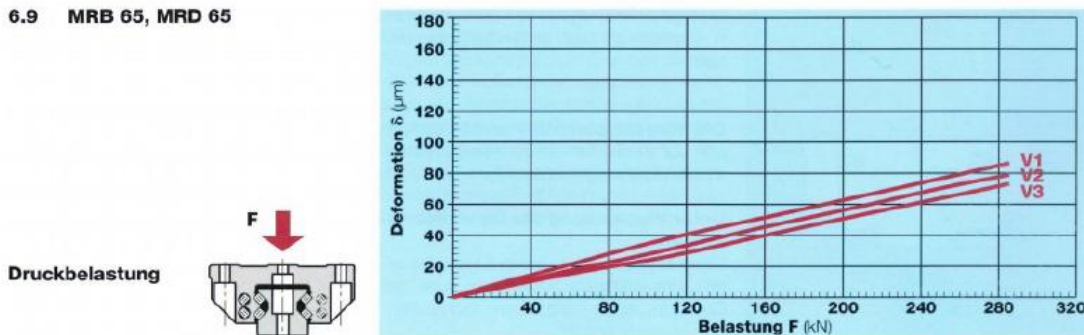
Pro výpočet byl vytvořen žebrovaný model saní pro možnost vedení v zadní části smykadla (podobně jako současně řešení) a také model saní s možností uložení smykadla za jeho boky.

Okrajové podmínky pro výpočet MKP:

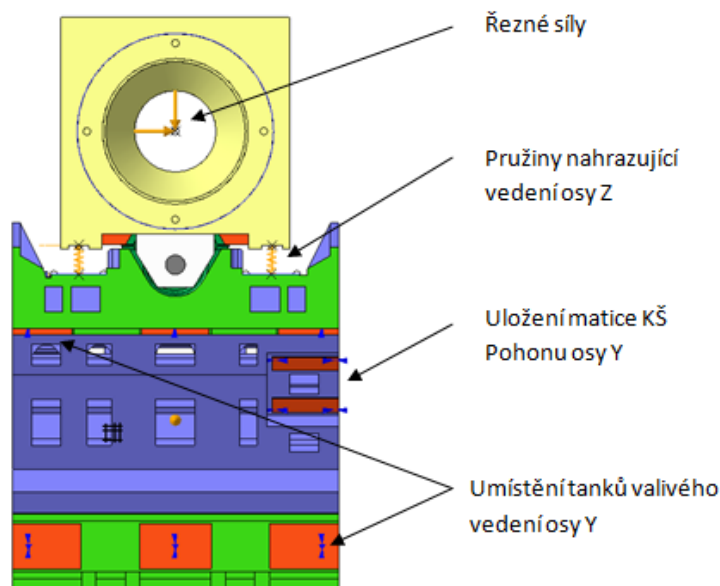
Smykadlo a saně jsou uvažovány jako odlitky z šedé litiny, proto jim byl přiřazen Youngův modul pružnosti $E = 130 \text{ GPa}$. Výpočty byly prováděny za postupného vysunování smykadla po krocích o 500 mm a v každém kroku byl konec smykadla v místě působení řezné síly zatížen silou 10 kN ve směru osy X a pak také ve směru osy Y. Vzhledem ke složitosti kontaktních ploch valivého vedení a zdlouhavému výpočtu byly vozíky valivého vedení nahrazeny pružinou.

Tuhost pružiny nahrazující uložení vedení:

$$k_v = \frac{F}{\delta} = 4\,000 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$



Obr. 19 – Tuhost jednotlivých valivých hnízd



Obr. 20 – Ukázka okrajových podmínek (nahrazení lineárního vedení pružinou – spodní pohled)

Výsledky výpočtu MKP:

Naměřené deformace:

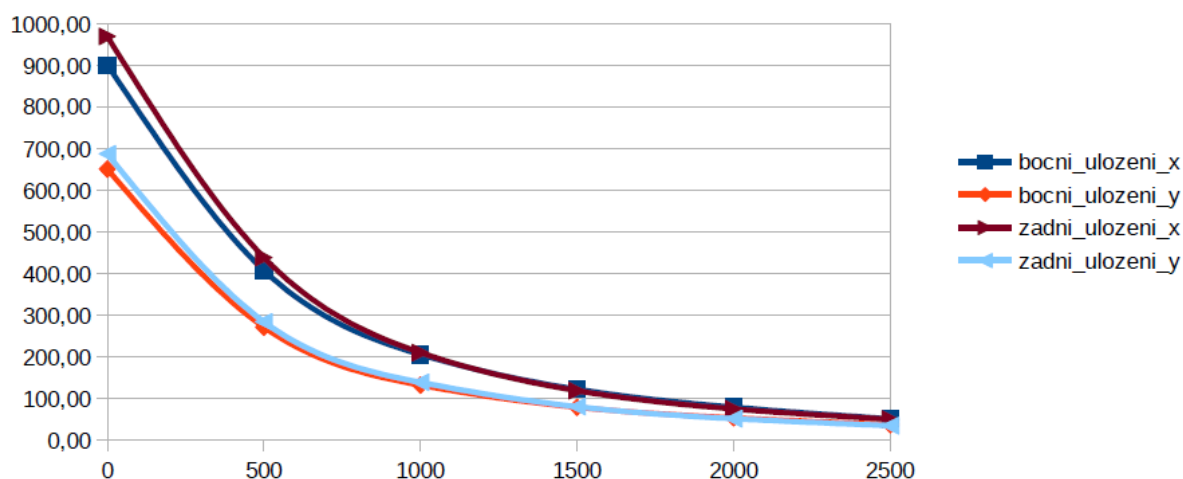
Vysunutí smykadla	Deformace smykadla [um]					
	Stávající		Boční uložení		Zadní uložení	
	X	Y	X	Y	X	Y
0	12,11	19,15	11,09	15,35	10,31	14,53
500	35,73	54,35	24,5	36,8	22,77	35,1
1000	72,98	110,6	48,56	75,52	47,43	71,72
1500	130,75	193,87	81,52	125,97	84,07	123,6
2000			125,39	184,63	132,96	192,02
2500			193,27	262,68	197,44	283,76

Tuhost smykadla spočtená z deformací:

Vysunutí smykadla	Tuhost smykadla [N/um]					
	Stávající		Boční uložení		Zadní uložení	
	X	Y	X	Y	X	Y
0	825,76	522,19	901,71	651,47	969,93	688,23
500	279,88	183,99	408,16	271,74	439,17	284,90
1000	137,02	90,42	205,93	132,42	210,84	139,43
1500	76,48	51,58	122,67	79,38	118,95	80,91
2000			79,75	54,16	75,21	52,08
2500			51,74	38,07	50,65	35,24

Z porovnání hodnot vyplývá, že tuhost naměřená u současného stavu při vysunutí 1 500 mm byla novým zpracováním posunuta na hodnotu 2 000 mm. Tyto hodnoty tuhostí jsou ale ovlivněny také rozdílným žebrováním smykadla, a proto budou dále porovnány rozdíly tuhostí uložení pouze pro nové varianty.

Porovnání navrhovaných variant uložení



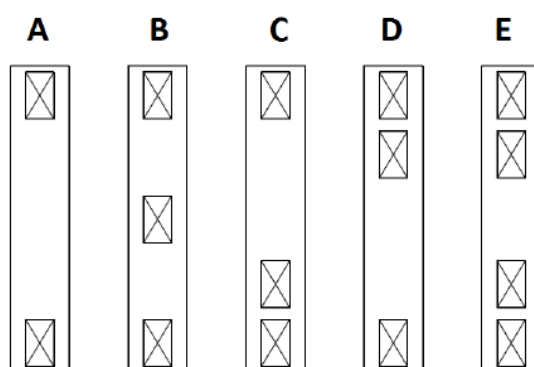
Obr. 21 – porovnání variant uložení smykadla

Z porovnání navrhovaných variant vyplývá, že tuhost se po celém zdvihu liší +/- 5% s tím, že ve zdvihu do 1 500 mm je tužší varianta se zadním vedením a od zdvihu 1 500 mm výše má vyšší tuhost varianta s bočním uložením.

Pro další návrh bude uvažováno s uložením vedení v zadní části smykadla. To z důvodu větší tuhosti po většinu zdvihu, zvláště pak při uvažování kratších variant smykadla 2 000 a 1 500 mm. Rozhodujícím faktorem jsou hlavně nižší náklady na výrobu, které zaručují méně hmotné saně a také použití dvou vedení namísto čtyř drah. Méně hmoté saně mají také těžiště celé sestavy posunuté blíže k vedení osy Y a tím působí menším momentem na příčnick stroje.

7.2.1.2 Rozložení vozíků vedení

Výpočty byly provedeny pro tři vozíky na jednom vedení s tím, že třetí tank byl umístěn uprostřed. Dalším výpočtem byla kontrolována tuhost smykadla v závislosti na rozmístění vozíků po vodící dráze.



Obr. 22 – Varianty rozložení tanků na saních

Deformace (um)					
	A	B	C	D	E
osa X	59,61	59,3	58,29	58,6	56,71
osa Y	87,48	85,85	83,54	86,27	82,23

Tuhost (N/um)					
	A	B	C	D	E
osa X	167,76	168,63	171,56	170,65	176,34
osa Y	114,31	116,48	119,70	115,92	121,61

Poměrná změny tuhosti (%)					
	A	B	C	D	E
osa X	100	0,52	2,26	1,72	5,11
osa Y	100	1,90	4,72	1,40	6,38

Tab. 13 – porovnání tuhostí v závislosti na počtu tanků

Z porovnání naměřených hodnot vyplývá, že nárůst tuhosti u variant B, C a D je oproti variantě A téměř zanedbatelný. Nejvyšší nárůst tuhosti nastal u použití zdvojených vozíků lineárního vedení. Z důvodu snazší montáže a nižší pořizovací ceny byly zvoleny 4 tanky s tím, že jednotlivé tanky budou voleny v prodloužené variantě, čímž by se měla částečně zlepšit tuhost celé soustavy.

Volba vozíků: 4x Schneeberger MR W 65-B-G1-V3-R1-CN-S99-LG

7.2.1.3 Vliv počtu tanků vedení na vlastní frekvence smykadla

V předchozí kapitole byly navrženy z dostatečné tuhosti 4 tanky lineárního vedení. Vzhledem k uložení smykadla jako převislý nosník nastává otázka, do jaké míry ovlivní vlastní frekvence smykadla uložení na 4 nebo na 6 tancích. Největších vzájemných rozdílů by měly vykazovat varianty A a B, proto byly ve výpočtu uvažovány pouze tyto dvě varianty.

Ve výpočtovém modelu byla hmotnost frézovací hlavy o velikosti 1 000 kg vztažena do hmotného bodu umístěného na konec smykadla.

Varianta A:

Výsuv smykadla	Vlastní frekvence smykadla [Hz]							
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
500	55,3	59,2	98,2	115,9	145,1	179,4	249,0	332,0
1 000	54,8	67,2	88,3	90,6	154,7	197,0	266,9	331,4
1 500	41,0	47,9	119,0	129,6	184,8	186,3	250,0	292,1
2 000	31,2	35,7	138,3	162,2	192,9	211,2	220,0	316,5
2 500	24,3	27,4	137,0	146,7	156,6	171,2	275,4	388,0

Tab. 14 – Hodnoty vlastních frekvencí smykadla pro variantu A [Hz]

Varianta B:

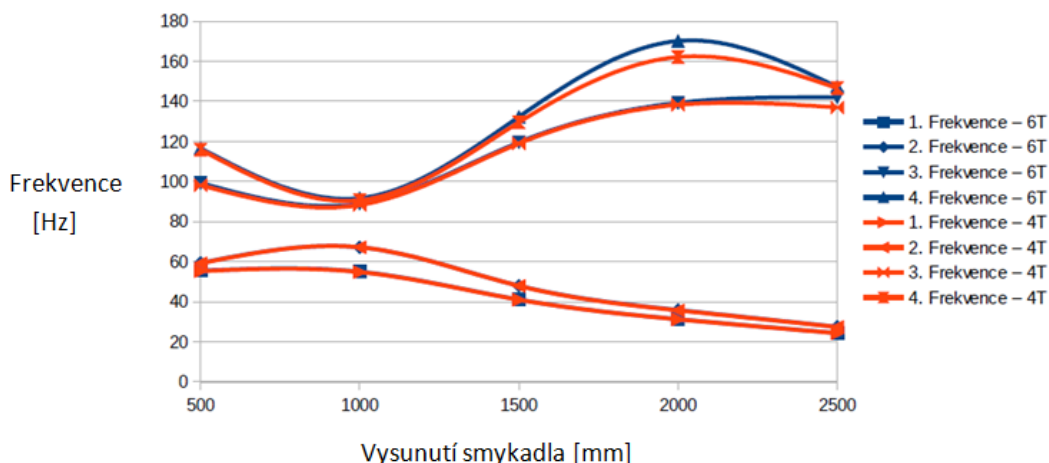
Výsuv smykadla	Vlastní frekvence smykadla [Hz]							
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
500	55,5	59,4	99,3	116,6	144,8	187,9	265,8	335,1
1 000	55,0	67,2	89,0	91,7	154,4	220,3	272,5	345,0
1 500	41,1	48,0	119,6	132,3	184,8	202,9	255,2	294,6
2 000	31,3	35,9	139,3	170,2	193,5	220,5	223,3	317,7
2 500	24,4	27,5	142,1	147,3	156,9	171,5	314,6	392,9

Tab. 15 – Hodnoty vlastních frekvencí smykadla pro variantu B [Hz]

Porovnání vlastních frekvencí:

	Rozdíly ve frekvencích							
	1. Frekvence	2. Frekvence	3. Frekvence	4. Frekvence	5. Frekvence	6. Frekvence	7. Frekvence	8. Frekvence
500	0,36	0,34	1,11	0,60	-0,21	4,52	6,32	0,93
1000	0,36	0,00	0,79	1,20	-0,19	10,58	2,06	3,94
1500	0,24	0,21	0,50	2,04	0,00	8,18	2,04	0,85
2000	0,32	0,56	0,72	4,70	0,31	4,22	1,48	0,38
2500	0,41	0,36	3,59	0,41	0,19	0,17	12,46	1,25

Tab. 16 – Porovnání rozdílů vlastních frekvencí smykadla [%]

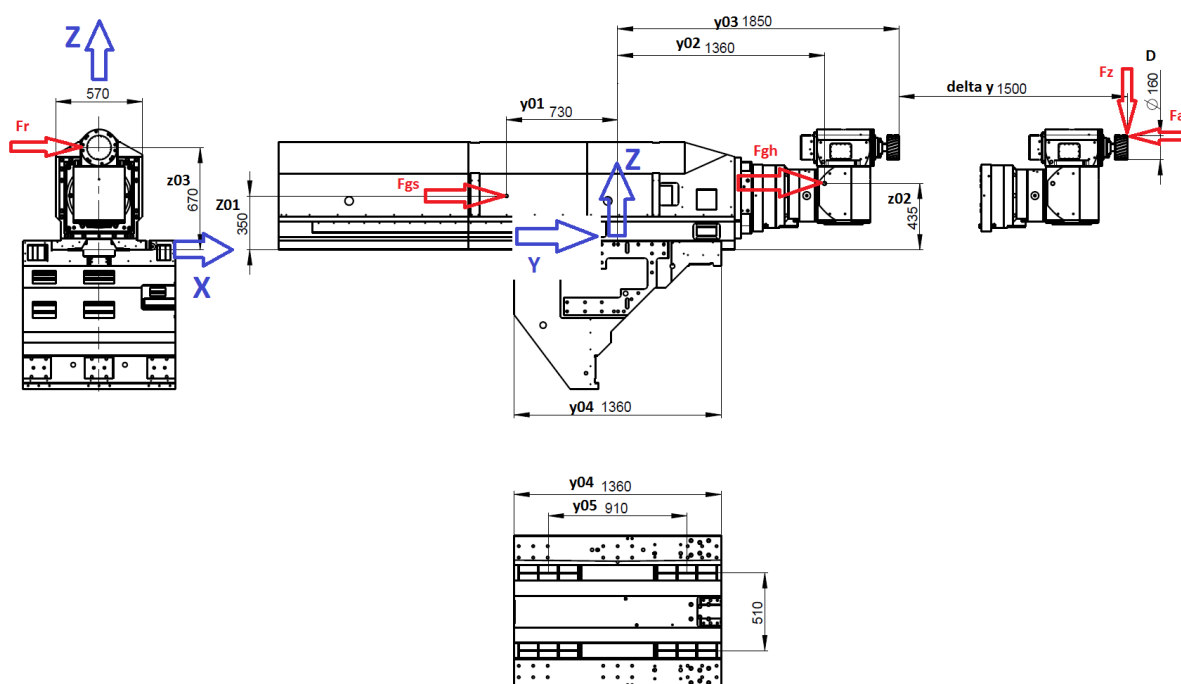


Obr. 23 – graf porovnávající první 4 frekvence variant A a B

U většiny naměřených hodnot se rozdíly vlastních frekvencí pohybují do hodnoty cca 2%. Z výsledků je tedy patrné že přidáním další dvojice tanků vedení se vlastní frekvence smykadla v závislosti na změně uložení výrazně nezmění, a proto může být zanecháno uložení na 4 tancích.

7.2.1.4 Kontrola navrženého vedení

V předchozích kapitolách byla řešena pouze tuhost celé sestavy, kde v závěru byly zvoleny čtyři vozíky, kdy na každé kolejnici je vždy dvojice vozíků. Nyní je nutné početně zkontrolovat, zda takto navržené rozmístění a počet vozíků bude dostatečný a splní také požadovanou životnost pro vedení.



Obr. 24 – okrajové podmínky pro výpočet lineárního valivého vedení

Pro výpočet životnosti vedení je nutné navržení zatěžovacích stavů:

Zatěžovací stavy	Řezná síla	Rychlost posuvu	Doba běhu při obrábění
Hrubování	100 %	1 m/min	30 %
Frézování	50 %	1 m/min	50 %
Dokončování	20 %	1 m/min	20 %
Rychloposuv – zrychlení nahoru	-	20 m/min	-
Rychloposuv – konstantní rychlost	-	20 m/min	-
Rychloposuv – zrychlení dolů	-	20 m/min	-

Tab. 17 – Tabulka vstupních parametrů pro výpočet

- Kompetní výpočet a návrh lineárního vedení je přílohou této práce (viz. příloha č. 6).

Vypočtené hodnoty:

Statická bezpečnost:

$$S_{0A1} = 4,74 \quad S_{0A2} = 4,97 \quad S_{0B1} = 5,13 \quad S_{0B2} = 4,35$$

Požadovaná statická bezpečnost: $S_0 > 3 \rightarrow$ Navržené vozíky vyhovují

Dynamická bezpečnost:

$$S_{DA1} = 1,49 \quad S_{DA2} = 1,46 \quad S_{DB1} = 1,49 \quad S_{DB2} = 1,37$$

Požadovaná statická bezpečnost: $S_D > 1,5$

Dynamická bezpečnost nepřesahuje hodnoty požadované bezpečnost. Vzhledem k téměř dosažené hodnotě a teoretickému odhadu zatěžujících stavů byly výrobcem schváleny tyto hodnoty za dostačující.

7.3 Pohon smykadla

S novou koncepcí a vyšší hmotností při prodloužení smykadla bude nutné navrhnout také vhodný způsob pohonu. Současný způsob pohonu je dostačující, pouze při použití hmotnějších frézovacích hlav se již zatížení motoru blíží k jeho hraniční hodnotě. To je způsobeno tím, že původní návrh a výpočet této osy byl proveden pouze s uvažováním využívání méně rozměrných frézovacích zařízení. Pro optimální výběr varianty pohonu byly zvoleny varianty pohonu s kuličkovým šroubem a také pohonu pastorku s hřebenem.

7.3.1 Kuličkový šroub

Při výpočetní kontrole, která je přílohou práce, bylo zjištěno, že prodloužením současného řešení a tím zvýšením hmotnosti celé soustavy by již už byl kuličkový šroub o průměru 50 mm nevyhovující, proto bude muset být před novým návrhem spočten potřebný průměr nového kuličkového šroubu.

7.3.1.1 Výpočet kuličkového šroubu

Pro návrh kuličkového šroubu pro zdvih osy 2 500 mm byly použity tyto parametry:

Název	Označení	Hodnota	Jednotky
Hmotnost smykadla	m_s	5 000	kg
Hmotnost obráběcí hlavy	m_h	1 300	kg
Hmotnost krytů a další komponent	m_k	700	kg
Rychlost posuvu osy Z	v	20	m/min
Zrychlení osy	a	3,5	m/s^2
Nevyvážení osy Z		20	%
Vzdálenost podpor KŠ	L_p	3 200	mm

Tab. 18 – Tabulka vstupů pro výpočet pohonu osy Z

Kompletní výpočet a návrh kuličkového šroubu je přílohou této práce (viz. příloha č. 7).

Spočtené / navržené hodnoty:

Kuličkový šroub:
 Stoupání: $h = 20$ mm
 Průměr šroubu: $d_{kš} = 80$ mm
 Účinnost: $\eta = 96$ %

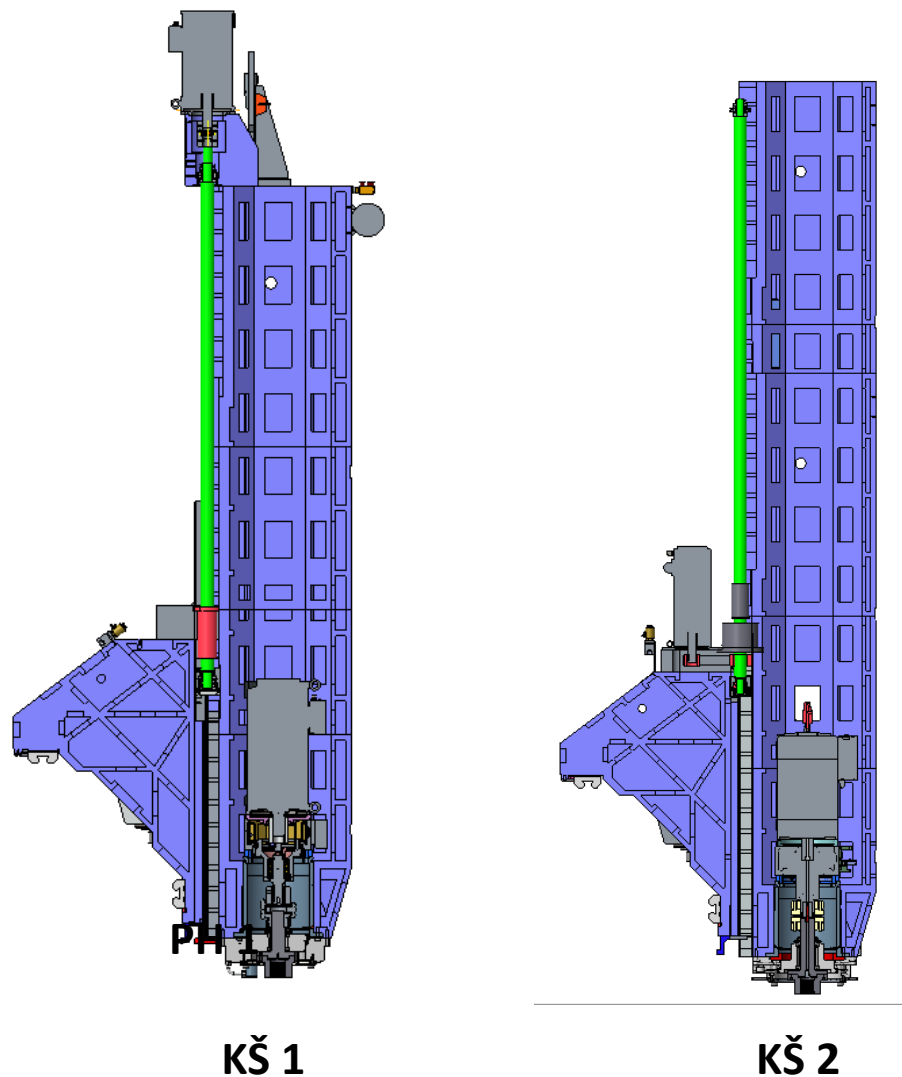
Motor:
 Jmenovité otáčky: $n = 2\,000$ ot/min
 Jmenovitý moment: $M = 70$ Nm

Poměr momentů hybnosti: $\psi = 1,3$
 Životnost kuličkového šroubu: $L_h = 20\,210$ h
 Předepnutí KŠ: $\Delta l = 0,4$ mm
 Bezpečnost vůči překročení meze kluzu u KŠ: $k_f = 6,06$

Navržený pohon:

Kuličkový šroub: KŠ Kuřim RMV 80x20-5
 Motor: Siemens 1FT7108-5AC7
 1. Řemenice: Ozubená řemenice Poly chain 8M-30S-62
 2. Řemenice: Ozubená řemenice Poly chain 8M-56S-62
 Řemen: PowerGrip 560-8MGT3

7.3.1.2 Varianty uložení kuličkového šroubu



Obr. 25 – Ukázka možného uložení KŠ s poháněným šroubem

Varianta KŠ 1

Jedná se o variantu využívající pevně ukotvené matice a poháněného kuličkového šroubu. Tento způsob pohonu je využíván v současné době. Jeho výhodou může být možnost použití matice s tvarovanou přírubou, se kterou je možné matice využít ve stísněném prostoru mezi smykadlem a saněmi. Nevýhodou tohoto systému může být výrazné zvýšení stroje vlivem uložení motoru ve vrchní části smykadla.

Varianta KŠ 2

Z důvodu snížení celkové výšky stroje, která výrazně narostla u použití poháněného šroubu, byla navržena také varianta kuličkového šroubu s poháněnou maticí. U této varianty však nastal problém s nedostatkem místa v okolí matice. Tento nedostatek místa by se dal odstranit změnou tvaru odlitku smykadla, a nebo také větším odsazením smykadla od tělesa saní.

7.3.2 Pastorek-hřeben

Pohon pastorku s hřebenem je využíván pro ostatní posuvové směry stroje, kdy pro posuv ve směru osy Y je používána dvojice motorů ve vzájemné vazbě master-slave pro vymezení vůlí v pohonu. Pro pohon osy X jsou využívány dvě dvojice motorů. Vzhledem k dobrým zkušenostem s tímto druhem pohonu bude dále uvažováno umístění dvou motorů ve vzájemné vazbě master-slave.

7.3.2.1 Výpočet pohonu Pastorek-hřeben

Pro návrh pohonu pro zdvih osy 2 500 mm byly použity shodné parametry jako při použití mechanismu kuličkového šroubu (viz. kap. 7.2.1.1.).

Vstupní parametry:

Název	Označení	Hodnota	Jednotky
Hmotnost smykadla	m_s	5 000	kg
Hmotnost obráběcí hlavy	m_h	1 300	kg
Hmotnost krytů a další komponent	m_k	700	kg
Rychlost posuvu osy Z	v	20	m/min
Zrychlení osy	a	3,5	m/s ²
Vyvážení osy Z		90	%

Tab. 19 – Tabulka vstupů pro výpočet pohonu osy Z

- Kompletní výpočet pohonu je přílohou této práce (viz. Příloha č. 8)

Volba převodovky:

Modul zubu: $m = 5 \text{ mm}$

Počet zubů pastorku: $z_p = 23$

Převodový poměr převodovky: $i = 27,5$

Dle vypočtených a navržených parametrů byla zvolena planetová převodovka:

Wittenstein Alpha RP+ 050 HPLS 5 – 2 Stage – 27,5

Volba motoru pohonu:

Při volbě pohonu budou uvažovány dva stavy, kdy při prvním stavu bude uvažován pracovní proces s největší dovolenou řeznou silou ve směru osy Z. Druhý stav je uvažován jako servisní, který se využívá při stavbě stroje, nebo by mohl nastat při poruše v okruhu hydraulického vyvažování.

Jmenovité otáčky motoru: $n = 1\,500 \text{ ot/min}$

Potřebný moment motoru (pro pohyb): $M_d = 56,5 \text{ Nm}$

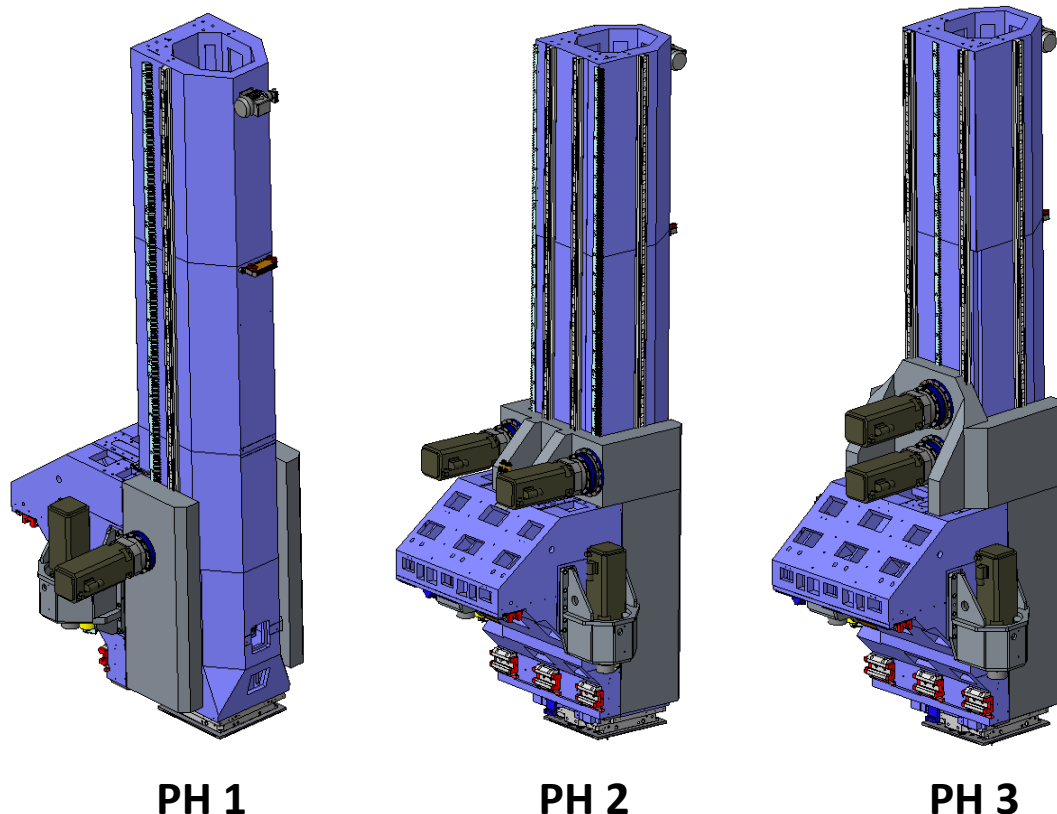
Potřebný moment motoru (při výpadku vyvažování): $M_s = 70,9 \text{ Nm}$

Vzhledem ke zvoleným jmenovitým otáčkám a spočteném potřebném momentu motoru byl zvolen motor **Siemens 1FT7108-5AC71**.

Maximální dosažitelná hodnoty posuvu osy Z: $v_{\max} = 20,97$ m/min

Hodnota maximální rychlosti osy Z splňuje zadaný požadavek 20 m/min.

7.3.2.2 Varianty umístění pohonu Pastorek-hřeben



Obr. 26 – Varianty uložení pohonu pastorek-hřeben

Varianta PH 1

V první variantě je uvažováno umístění pohonu do nově přidaných bočních nástavků saní. Vzhledem k umístění pohonu do zástavby nepřevyšující saně by mohlo být využito nejmenší délky smykadla ze všech navrhovaných variant. Tím by došlo ke snížení celkové maximální výšky stroje. Vyložení motorů ve vodorovném směru vzroste šíře celé sestavy, a to by mohlo mít vliv na možnosti krytování. Z důvodu snížení šířky pohyblivé osy a také z estetického důvodu je možné předřadit před převodovku motoru ještě jednu převodovku úhlovou a tím změnit orientaci motoru do svislé polohy.

Varianta PH 2

V této byly hřebeny umístěny do rohů smykadla motory umístěny nad saně. Správnou orientací hřebenů je možné vzájemně eliminovat vedlejší síly působící od pohonu. Při této variantě nepatrně

vzroste potřebná výška stroje. Nevýhodou této varianty je nutnost výroby a montáže tělesa pro upevnění převodovek. Vzhledem k umístění pastorů do rohů smykadla muselo být přesunuto lineární vedení blíže k sobě více do středu. To by mohlo ovlivnit tuhost uložení smykadla.

Varianta PH 3

Zde byly umístěny oba motory nad sebe, tak aby mohlo být využito jednoho společného hřebene, tak jak je tomu využíváno u ostatní posuvových os stroje. Vzhledem k umístění motorů a rozměrům potřebné konzole nesoucí převodovky s motory by výrazně vzrostla potřebná délka smykadla a také celková výška stroje. S potřebou výroby tělesa nesoucího převodovky a motory souvisejí také vyšší náklady na výrobu a pro montáž sestavy.

7.3.3 Výběr nejvhodnější varianty

Pro výběr nejvhodnější varianty bude zvolena rozhodovací metoda formou tabulky, kdy každé variantě bude pro jednotlivá kritéria vždy přiřazena hodnota od 1 do 4, kde hodnocení 4 je uvažováno jako nejvhodnější volba a hodnota 1 je pro nejméně vhodnou variantu. Vzhledem k požadavku na minimalizaci nákladů byla kritériu nákladů přiřazena dvojnásobná váha.

Pro hodnocení výběru nejvhodnější varianty budou zvolena tyto kritéria:

- *Složitost montáže*
- *Snížení maximální výšky stroje*
- *Možnost navýšení posuvové rychlosti*
- *Výroba nových dílců*
- *Náklady*

	KŠ 1	KŠ 2	PH 1	PH 2	PH 3	IDEAL
Složitost montáže	2	2	4	3	3	4
Snížení maximální výšky stroje	1	3	4	2	1	4
Možnost navýšení posuvové rychlosti	2	2	4	4	4	4
Výroba nových dílců	4	4	3	2	2	4
Náklady	8	8	2	2	2	8
Celkový součet	17	19	17	13	12	24
Hodnocení	71 %	79 %	71 %	55 %	50 %	100 %

Pro zvolené parametry byla jako nejvhodnější varianta vybrána varianta pohonu KŠ 2, která splní požadavky na pohon na 79 %. Jedná se o typ pohon kuličkového šroubu s poháněnou maticí.

7.4 Vyvažování osy Z

U vertikální osy Z je vzhledem k její celkové pohyblivé hmotnosti vhodné použít systém vyvažování („nadlehčování“), tak aby byly sníženy nároky na velikost pohonů. Vyvažovací schopnost je uvažována na 90 % z celkové pohyblivé hmoty, to z důvodu eliminace případných vůlí v pohonu. Zbývající vlastní hmotou je sestava vždy tlačena jedním směrem a tím se zamezí vzniku vůlí při změně směru pohybu. Pro vyvažování je vhodné využít hydraulického agregátu použitého na stroji, který má provozní tlak až 180 bar. Vhodným umístěním elektromagnetického ventilu je možné využití hydraulického okruhu jako bezpečnostního prvku pro zamezení pádu smykadla při výpadku pohonů.

Při použití současně řešení plunžrových pístů a prodloužení na požadovaný zdvih 2 500 mm nastává problém se vzpěrnou pevností pístu a také s umístěním pístu, kdy by výrazně zasahoval do pracovního prostoru anebo zase naopak by výrazně převyšoval celkovou výšku stroje, proto je nutné navržení nového řešení.

Rotační hydromotor

Rotační hydromotor by byl opatřen pastorkem a smykadlo hřebenem, do kterého by pastorek zabíral. Potřebný rotační hydromotor má bohužel příliš velké rozměry a proto není vhodný pro danou aplikaci. Další nevýhody tohoto řešení jsou také cena a nemožnost využití jako bezpečnostního prvku vzhledem k netěsnostem rotoru.

Teleskopický plunžrový píst

Pro zvýšení vzpěrné tuhosti a zmenšení potřebného zástavbového prostoru je vhodné využít teleskopického plunžrového pístu. S tímto řešením by mohla být také zachována bezpečnostní funkce. Nevýhoda tohoto řešení však nastává při přechodu druhou část pístu, kdy se náhle změní průřez, na který působí tlak hydrauliky a tím se i skokově změní vyvažovací síla. Pro možnost použití na stroji by neměla být změna vyvažovací síly větší než 20 %, tak aby nedošlo k přetížení navrženého pohonu a dodržení životnosti kuličkového šroubu.

Volba pístu: Teleskopický jednočinný píst TPLV 60x80/2500

Síla působící na jeden píst:

$$F = \frac{m \cdot g}{2} = 35 \text{ kN}$$

Plochy pístu v jednotlivých sekcích:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 5\,027 \text{ mm}^2 \qquad S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 2\,827 \text{ mm}^2$$

Potřebný hydraulický tlak:

$$p = \frac{0,9 \cdot F}{S_1} = 63 \text{ bar}$$

Síla působící v druhé sekci:

$$F_2 = p \cdot S_2 = 17,8 \text{ kN}$$

Rozdíl ve vyvažovací síle:

$$\varepsilon = \frac{F_2}{F} \cdot 100 = 50,9 \%$$

Z důvodu příliš velké skokové změny síly ve vyvažování není vhodné použití teleskopického pístu.

Píst namáhaný tahem

Změnou způsobu uložení a použitím standardního válce s pístem je možné zamezit namáhání pístnice na vzpěr a omezit pouze na tahové namáhání. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost vyrobení rozměrné konstrukce pro uložení konce pístu na saně.

Pro předběžný výpočet bude uvažována síla shodná s teleskopickým pístem s tím, že průměr pístnice je 45 mm.

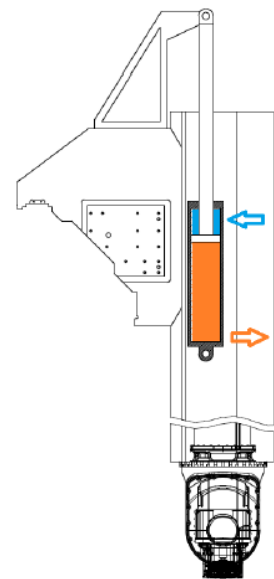
Napětí v pístnici:

$$\sigma = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = 22 \text{ MPa}$$

Při použití materiálu pístnice 20MnV6 je mez kluzu $Re = 440 \text{ MPa}$

→ pístnice vyhovuje

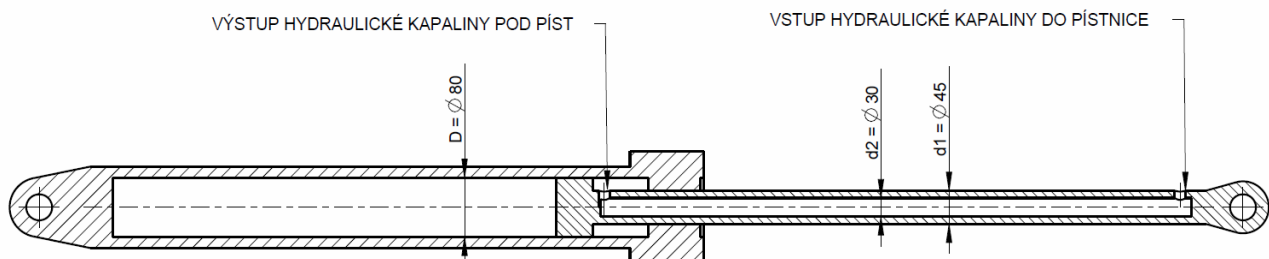
Z důvodu nevyhovujících předchozích řešení bude použita varianta s pístem namáhaným tahem.



7.4.1 Návrh pístů vyvažování

Vzhledem k malému napětí v pístnici se nabízí možnost použití duté pístnice s tím, že by vnitřkem pístnice mohl proudit olej pod píst.

Navrhované rozměry válce:



Obr. 27 – Rozměrový výkres navrhovaného válce

Plocha pístu:

$$S_p = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_1^2)}{4} = 3\,436 \text{ mm}^2$$

Potřebný tlak hydrauliky:

$$p = \frac{0,9 \cdot F}{S_p} = 92 \text{ bar}$$

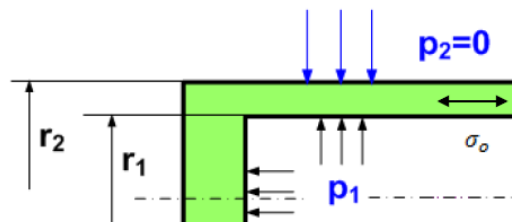
Kontrolní výpočet pístnice:

Osově napětí v pístnici:

$$\sigma_o = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4}} = 39,6 \text{ MPa}$$

Podmínka teorie tlustostěnných nádob:

$$\kappa = \frac{d_2}{d_1} = 1,5 \quad \kappa > 1,15 \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$



Obr. 28 – napětí působící na stěny pístnice

Radiální napětí na vnitřním poloměru pístnice:

$$\sigma_r = -p = -9,2 \text{ MPa}$$

Tečné napětí na vnitřním poloměru pístnice:

$$\sigma_t = 2 \cdot \sigma_o + p = 88,4 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí dle metody HMMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r - \sigma_r \cdot \sigma_o - \sigma_o \cdot \sigma_t} = 84,5 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = 5,2$$

7.4.2 Návrh akumulátorů

V současnosti jsou na stroji 2 akumulátory, které dle kontrolních výpočtů mají nedostatečný objem, a bylo by vhodnější je nahradit třemi. Vzhledem ke zvýšení zdvihu a tedy i zvětšení potřebného objemu hydraulické kapaliny lze předpokládat potřebu více jak tří akumulátorů. V případě možné nevyváženosti systému do 10 % během celého zdvihu, tak budeme uvažovat 5 % pokles od středního tlaku při vyprázdnění akumulátoru a 5 % navýšení tlaku při úplném naplnění akumulátoru hydraulickou kapalinou.

Dle výpočtu v předchozí kapitole je potřebný střední tlak v okruhu hydrauliky: $p_s = 92 \text{ bar}$

Tlak v horní úvrati (při vyprázdnění akumulátoru):

$$p_1 = p_s - 0,05 \cdot p_s = 87,4 \text{ bar}$$

Tlak ve spodní úvrati (při naplnění akumulátoru):

$$p_2 = p_s + 0,05 \cdot p_s = 96,6 \text{ bar}$$

Plocha pístu:

$$S_p = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_1^2)}{4} = 3\,436 \text{ mm}^2$$

Objem kapaliny potřebný pro zdvih pístů:

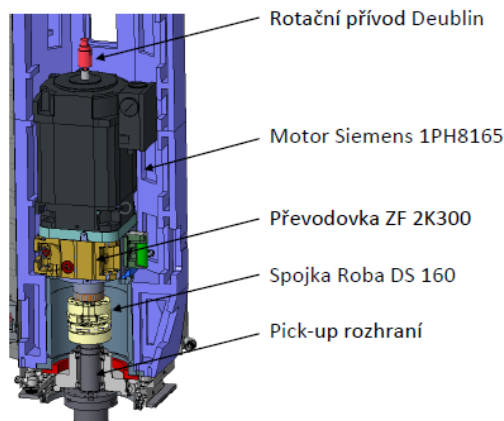
$$V_k = 2 \cdot S_p \cdot 2\,500 = 17,18 \text{ l}$$

Vypočtené hodnoty posloužili jako vstupní hodnoty pro výpočet v softwaru Olaer Accu 2.0, kde pro splnění parametrů rychlosti posuvu je potřebný objem akumulátorů 167 litrů. Tento objem by měl být splněn při počtu 5 akumulátorů o objemu 32 l a jednoho akumulátoru o objemu 10l. Akumulátory by měli být naplněny dusíkem o tlaku 75 bar.

7.5 Navýšení momentu na hlavním pohonu

Jedním z požadavků zadání byla také možnost navýšení momentu na hlavním pohonu, kde by hodnota momentu měla dosahovat až hodnoty 1 500 Nm při zachování maximálních možných otáček 6 000 ot/min. Vzhledem k parametrům frézovacích hlav bude nejvhodnější navýšení momentu pro hlavy typu HFM, kde je možnost využití svislého nástavce do Pick-up rozraní. Svislý nástavec je konstruován pro maximální otáčky do 6 000 ot/min a kroutící moment 1 500 Nm, který při současném řešení není možné plně využít a je využíváno momentu do 1 200 Nm.

Při současném řešení je použit jako hlavní pohon motor Siemens 1PH8165, který je spojen s dvoustupňovou převodovkou ZF 2K300. Otáčivý pohyb z převodovky do Pick-up rozhraní je přenášen skrz lamelovou spojku Roba DS. Při využití vislého nástavce s možností středového chlazení je nutné použít motoru s průchozí dutou hřídelí a převodovkou typu TSC, kdy je pak motor doplněn rotačním přívodem Deublin.



Obr. 29 – Popis hlavního pohonu

Maximální dovolené hodnoty komponentů při současném řešení:

		Max. moment	Max. otáčky	Max. výkon
Rotační přívod Deublin		-	20 000 min ⁻¹	
Motor Siemens 1PH8165		293 Nm	6 500 min ⁻¹	46 kW
Převodovka ZF 2K300	1 : 1	300 Nm	10 000 min ⁻¹	47 kW
	1 : 4	1 200 Nm	6 300 min ⁻¹	
Spojka Roba DS 160		1 600 Nm	6 200 min ⁻¹	-

Tab. 20 – Maximální dovolené parametry

Maximální moment dosažitelný na výstupu:

$$M_{2K300} = M_m \cdot i = 1\,172 \text{ Nm}$$

	i	2K250	2K300	2K450	2K600
Výkon		39 kW	47 kW	47 kW	63 kW
Vstupní moment		250 Nm	300 Nm	450 Nm	600 Nm
Výstupní moment	3,17	792 Nm	951 Nm	-	-
	4,00	1 000 Nm	1 200 Nm	1 800 Nm	2 400 Nm
	5,00	-	-	2 250 Nm	3 000 Nm
Hmotnost		cca 68 kg	cca 86 kg	cca 155 kg	cca 165 kg

Tab. 21 – Omezující parametry pro převodovky ZF

Dle Tab. 21 je patrné, že s převodovkou ZF 2K300 již není možné dosáhnout hodnot výstupního momentu 1 500 Nm, proto bude nutné zvolit vyšší řadu 2K450, která umožňuje při převodovém poměru 1:5 využití výstupního momentu až do hodnot 2 250 Nm. Při využití současného motoru Siemens 1PH8165-1CF23 je možné dosáhnout téměř požadovaného momentu 1 500 Nm.

Maximální moment dosažitelný na výstupu:

$$M_{2K450} = M_m \cdot i = 1\,465 \text{ Nm}$$

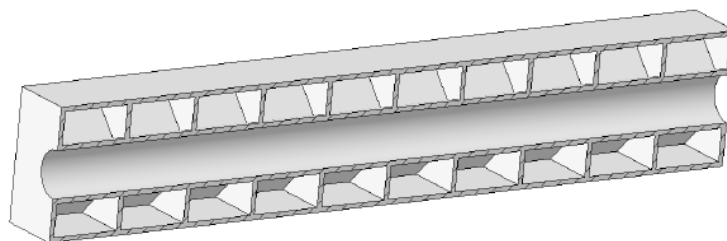
Využití silnějšího motoru stejné typové řady by byl již překročen povolený výkon 47 kW přenášený převodovkou a musela by být zvolena převodovka 2K600.

7.6 Návrh nového tělesa vřeteníku

Z důvodu zvýšení tuhosti je vhodné zvolit nový odlitek smykadla, kdy bylo zvoleno několik průřezů, které byly vzájemně porovnávány.

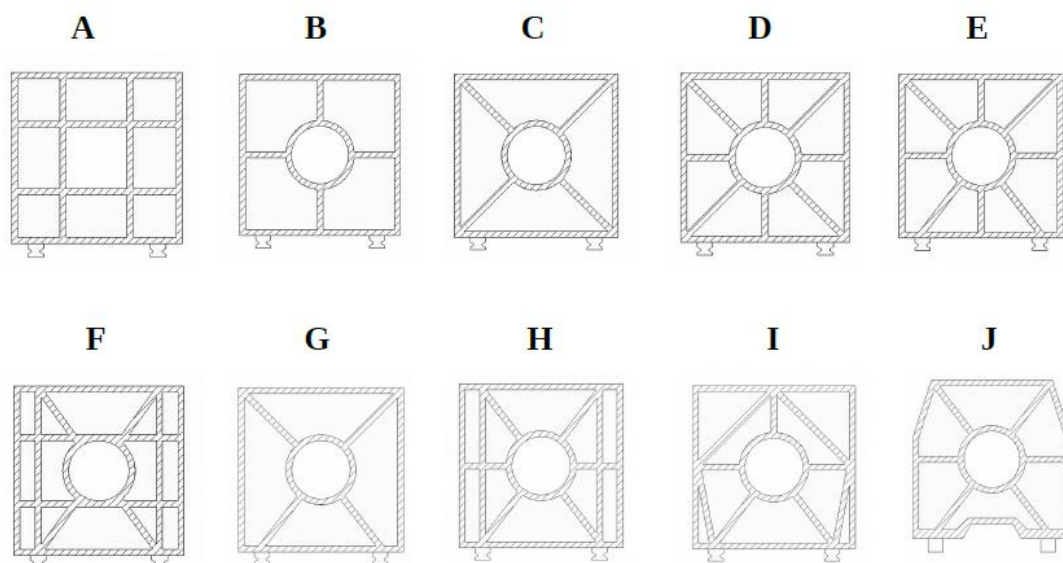
Vnější průřez smykadla byl omezen na hodnotu 700x700 mm, kdy tato hodnota vycházela z rozměrů nejrozměrnější hlavy HFE 15/300, tak aby nebyly omezeny technologické možnosti stroje při použití této frézovací hlavy. Dalším omezujícím parametrem pro návrh smykadla byla nutnost vedení el. Rozvodů a dalších médií ke konektorům na hlavě uvnitř smykadla. To bude uskutečněno dírou o průměru 250 mm vedoucí středem skrz celou délku tělesa smykadla.

Výpočtový modelem bylo těleso o délce 4 000 mm s tím, že byly po celé délce umístěna žebra o vzájemné rozteči 500 mm. Stěny i žebra modelů byly uvažovány o tloušťce stěny 25 mm. Těleso bylo ukotveno za plochy nahrazující tanky lineárního vedení a na konec smykadla byla připojena působící síla o velikosti 10 kN ve směru osy X a Y a také kroutící moment o velikosti 1 000 Nm.



Obr. 30 – podélný řez výpočtovým modelem

Navržené varianty žebrování:



Obr. 31 – Varianty žebrování tělesa smykadla

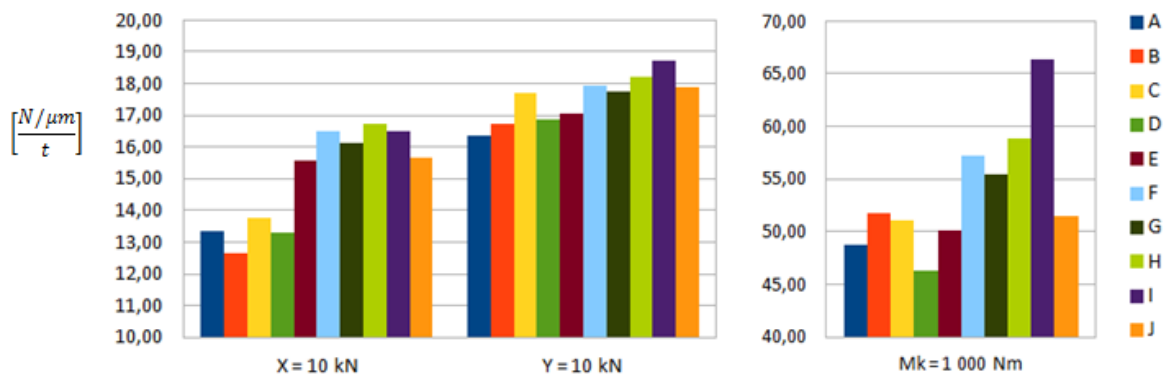
	Deformace [um]									
	A	B	C	D	E	F	C	H	I	J
X = 10 kN	157,92	193,32	162,68	151,14	130,62	103,14	140,97	109,45	112,04	138,47
Y = 10 kN	128,69	146,32	126,44	118,87	119,34	94,88	127,86	100,72	98,75	121,01
Mk = 1 000 Nm	4,32	4,72	4,38	4,33	4,05	2,97	4,1	3,11	2,78	4,21
Hmotnost [kg]	4749	4090	4468	4984	4920	5884	4404	5458	5415	4618

Tab. 22 – Naměřené hodnoty deformací

Z naměřených hodnot je patrné, že je možnost zvýšit tuhost změnou způsobu žebrování až dvojnásobně. Jako další měřený parametr byla přidána hmotnost tělesa, kdy se hmotnost těchto těles pohybuje přibližně od 4 do 6 tun, proto aby byly výsledky vzájemně porovnatelné, tak byla naměřená tuhost přepočítána a porovnávána v poměru přidané tuhosti na hmotnost.

	Tuhost na hmotnost [(N/um)/t]									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
X = 10 kN	13,33	12,65	13,76	13,28	15,56	16,48	16,11	16,74	16,48	15,64
Y = 10 kN	16,36	16,71	17,70	16,88	17,03	17,91	17,76	18,19	18,70	17,89
Mk = 1 000 Nm	48,74	51,80	51,10	46,34	50,19	57,22	55,38	58,91	66,43	51,44

Tab. 23 – Přepočtené hodnoty deformací



Obr. 32 – Porovnání variant žebrování

Nejvyšší tuhost vykazuje provedení „I“. Toto provedení má nadprůměrné hodnoty ve všech oblastech. Varianta vykazuje nepoměr mezi tuhostí ve směru X a ve směru Y, kdy je vyžadována vysoká tuhost ve směru osy X, protože je to nejdelší osa možného pohybu na stroji a tím se dá předpokládat, že bude smykadlo namáháno častěji zatížením v tomto směru. Ideální by byla shodná tuhost v obou směrech, kdy by byla zaručená přesnost při tvarovém obrábění (například kruhové interpolaci v těchto osách). Z těchto důvodů byla navržena optimalizace žebrování, tak aby byla co nejvíce vyrovnána tuhost v obou směrech.

Finální upravení průřezu:

Modré stěny:

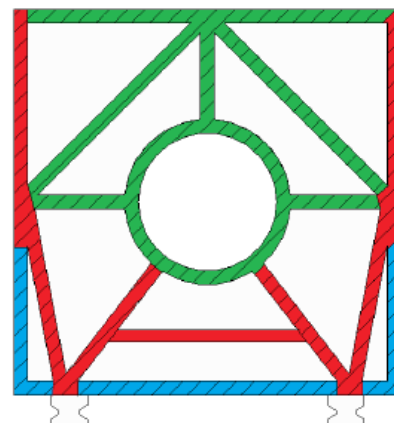
Tyto stěny budou odstraněny. Boční stěny budou z technologických důvodů nahrazeny jednou zesílenou stěnou. Spodní modrá plocha bude muset být odstraněna z důvodu prostoru pro KŠ.

Zelené stěny:

Bude ponechána tloušťka stěny 25 mm

Červené stěny:

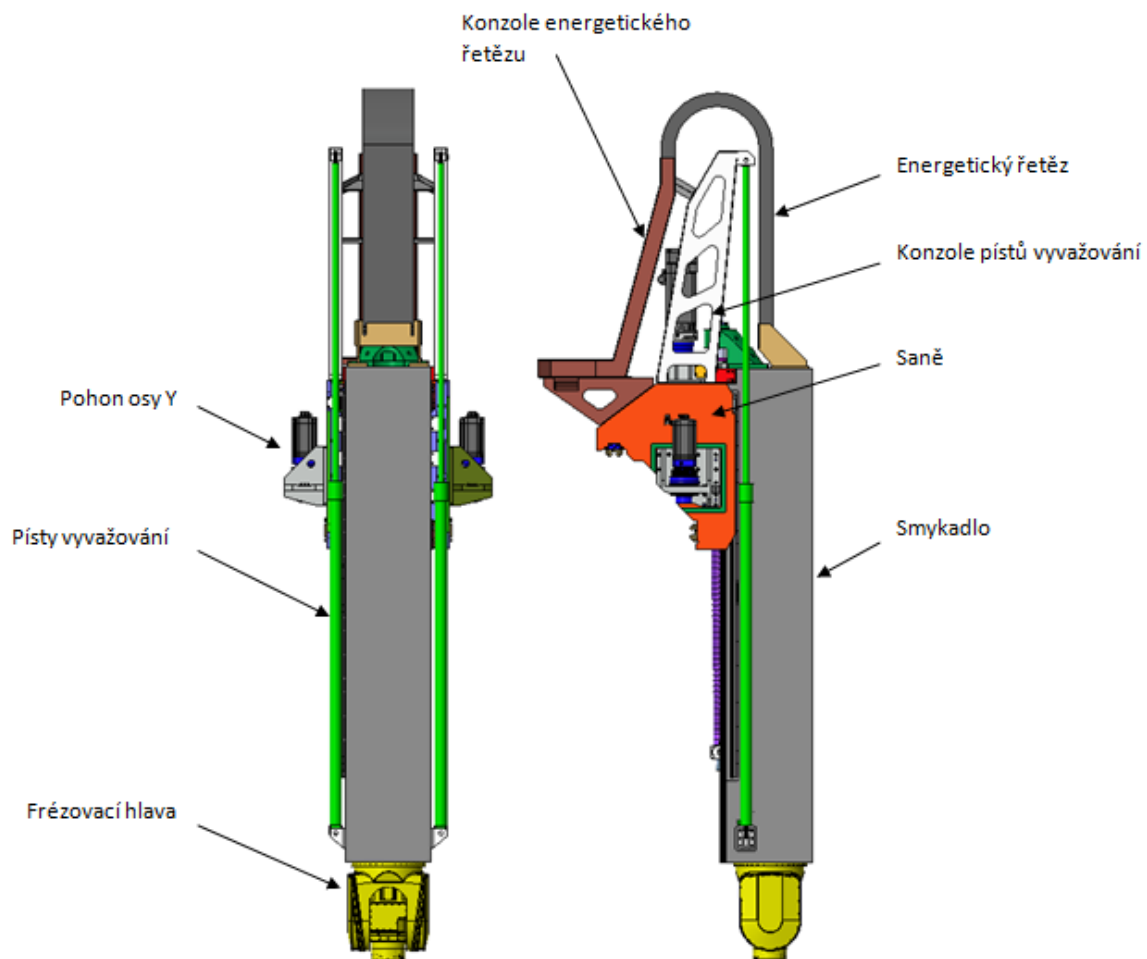
Budou zesíleny na hodnotu 35 mm



Obr. 33 – Úprava průřezu odlitku smykadla

8 Celková sestava

Celková sestava byla uzpůsobena k tomu, aby bylo možné tuto sestavu aplikovat na stroje typové řady FPPC a to bez další konstrukčních úprav. To znamená, že rozteč a poloha lineárního vedení na příčnici osy Y zůstalo shodné a také umístění pohonů osy Y. Konstrukční úpravy ale bylo nutné provést na saních osy Z, kdy vzhledem ke změně koncepce pohonu a uložení bude nutné vytvoření konstrukčních úprav na stávajícím odlitku.

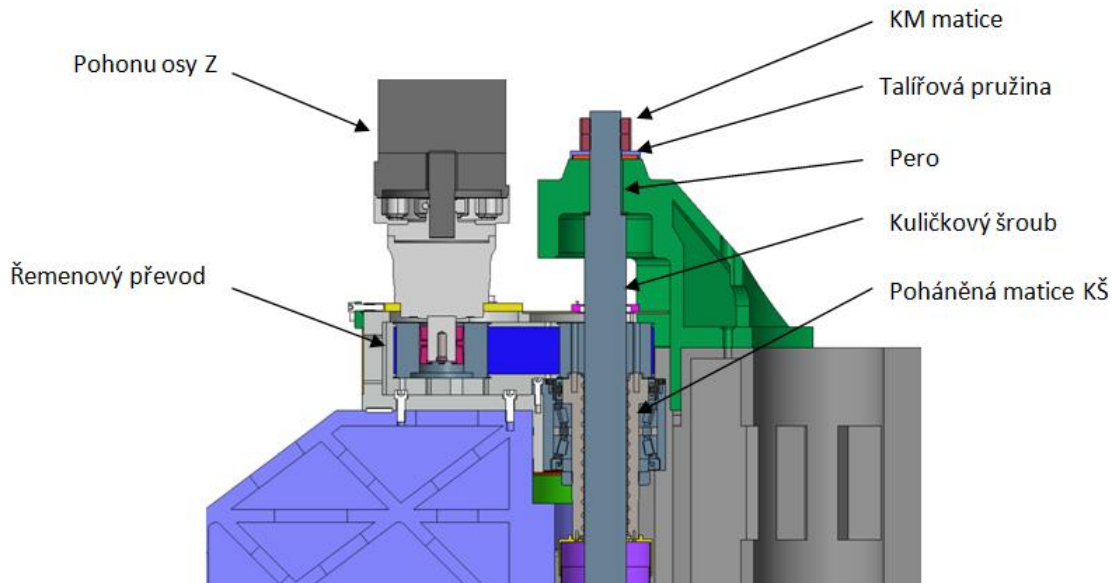


Obr. 34 - Pohledy na celkovou sestavu osy Z

8.1 Uložení pohonu osy Z

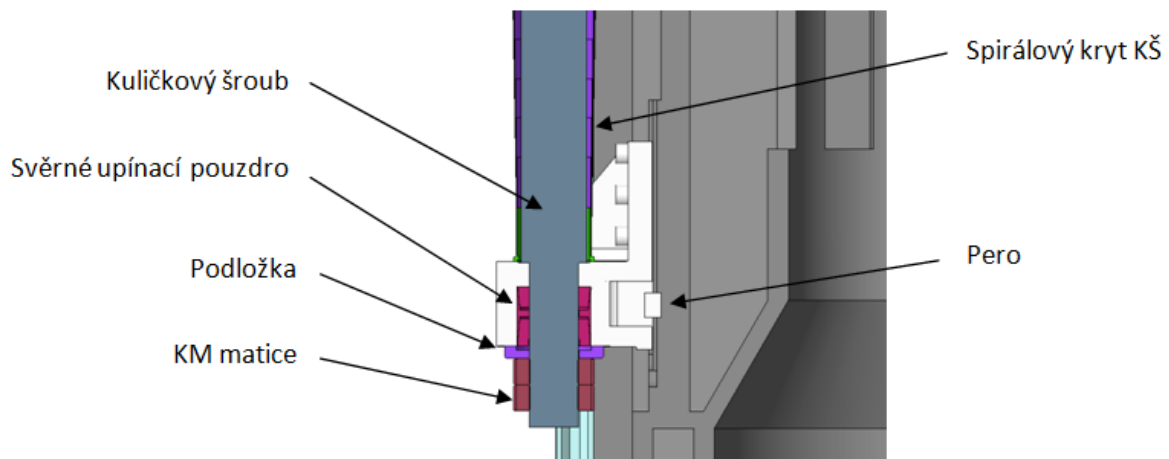
Vzhledem ke zvolenému pohonu rotační matice a pevného kuličkového šroubu bude nutné navržení uložení KŠ v koncových polohách tak, aby bylo umožněno předepnutí KŠ na požadovanou hodnotu a zároveň bylo zamezeno rotačnímu pohybu samotného šroubu.

V místě uložení KŠ k horní konzoly je rotace šroubu zajištěna pomocí pera. Stálé předepnutí šroubu pojišťuje talířová pružina, která je zajištěna dvojicí KM matic.



Obr. 35 - Řez sestavou v místě uložení KŠ k horní konzoly

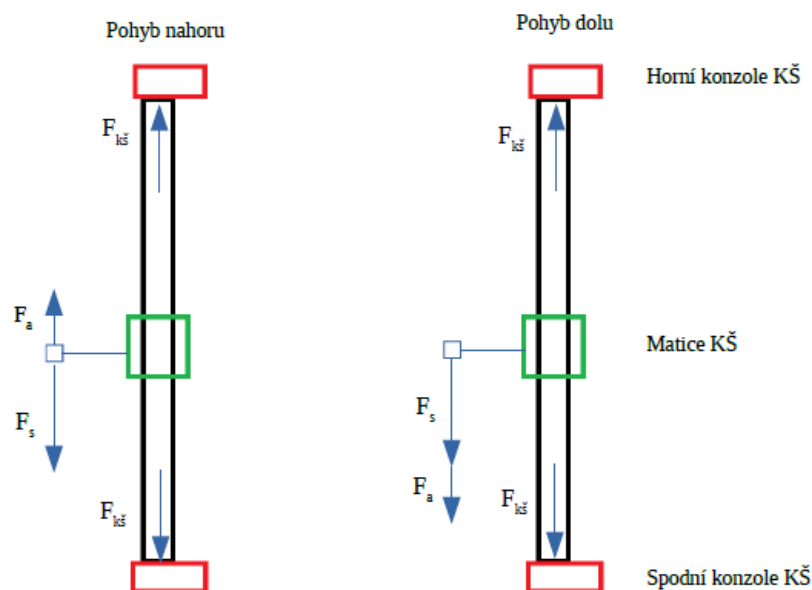
U spodního uložení je šroub zajištěn také proti pootočení pro zvýšení tuhosti uložení KŠ, kdy v tomto případě je případná rotace pojištěna svěrným upínacím pouzdem. Dotažení šroubu ke konzole zajišťuje skrze podložku zase dvojice KM matice. Konzole je sice dotažena šrouby tak, že by nemělo při běžném provozním zatížení dojít k jejímu posunutí, ale pro případ havárie, nebo nečekaného přetížení, bylo toto uložení doplněno pojistným perem.



Obr. 36 - Řez sestavou v místě uložení KŠ k spodní konzoly

Síly působící na jednotlivé konzole

Pro názornost byly síly zakresleny do schématu pohybové mechanizmu při pohybu smykadlem nahoru a dolu.



Obr. 37 – Schéma zatížení posuvového mechanismu

$F_{kš}$... Síla od předeprnutí KŠ

F_s ... Síla od hmotnosti smykadla

F_a ... Síla od zrychlení

Síla působící na spodní konzolu KŠ:

$$F_D = F_{kš} + \frac{(F_s + F_a)}{2} = 115 \text{ kN}$$

Síla působící na horní konzolu KŠ:

$$F_H = F_{kš} - \frac{(F_s - F_a)}{2} = 45 \text{ kN}$$

Dovolené napětí v konzolích:

Dovolené napětí pro materiál šedé litiny 42 2420

$$\sigma_D = 200 \text{ MPa}$$

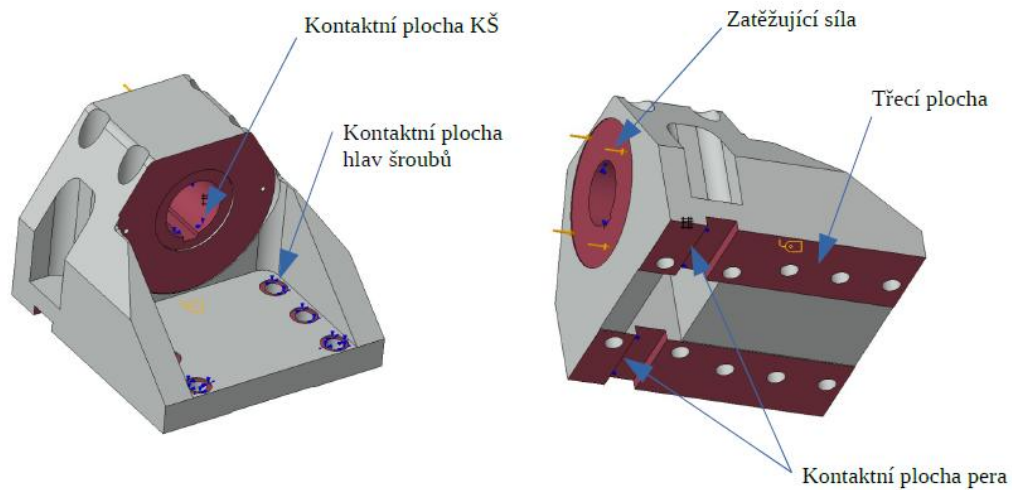
Vzhledem k dynamickému namáhání této součásti je nutné počítat s vyšší bezpečností, tak aby nedošlo k únavě materiálu v kritickém místě. Pro vysokocyklovou únavovou pevnost platí koeficient bezpečnosti $k=3$.

$$\sigma = \frac{\sigma_D}{k} = 65 \text{ MPa}$$

8.1.1 Pevnostní kontrola domečků kuličkového šroubu

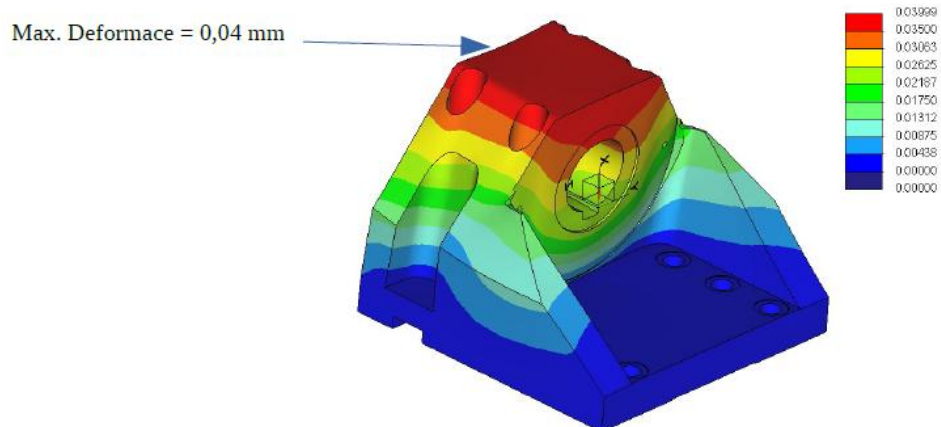
8.1.1.1 Spodní konzole

Okrajové podmínky pro výpočet:



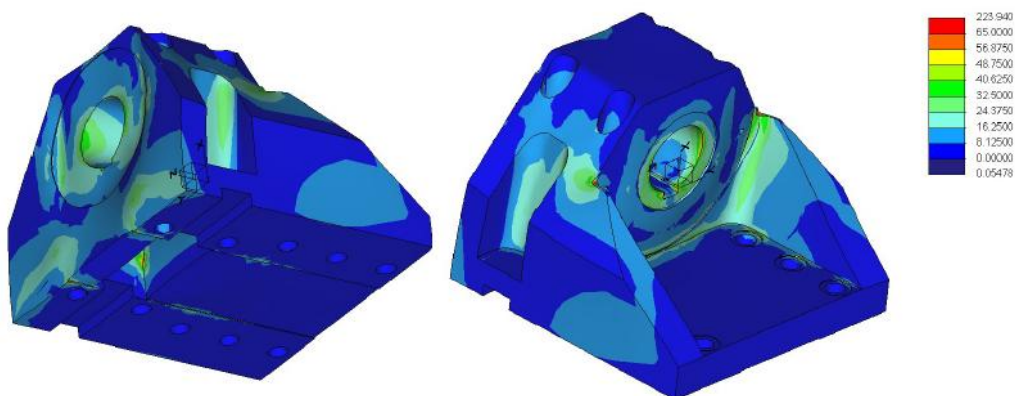
Obr. 38 – Okrajové podmínky výpočtu

Spočtené deformace:



Obr. 39 – Průběh deformace [mm]

Průběh napětí:

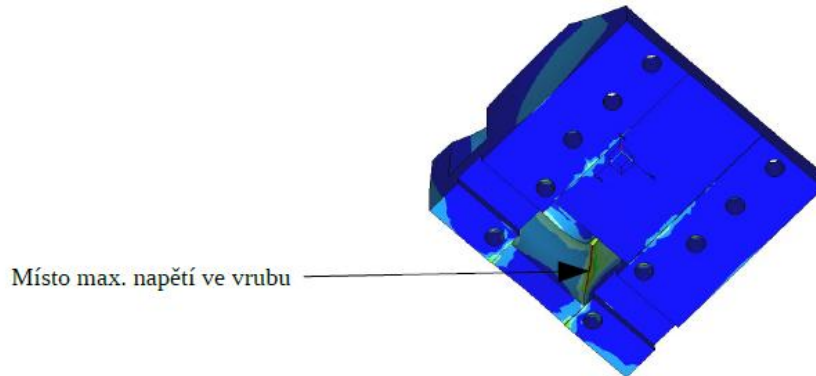


Obr. 40 – Průběh napětí – redukováné napětí HMM [MPa]

Zhodnocení výsledků:

Maximální plošné napětí dosahuje hodnot do 50 MPa a tím je tedy dostatečně splněna podmínka maximálního napětí v dílci.

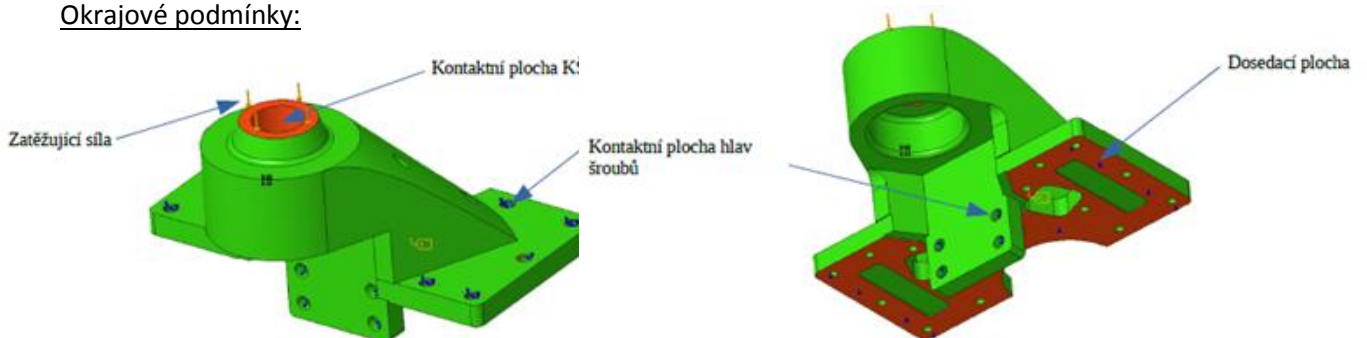
Maximální napětí je koncentrováno ve vrubu uvnitř odlitku, kde bude ale z důvodu technologie výroby (odlitek) bude ostrý vrub nahrazen rádiusem a tím bude napětí sníženo.



Obr. 41 – místo max. napětí – redukováné napětí HMH

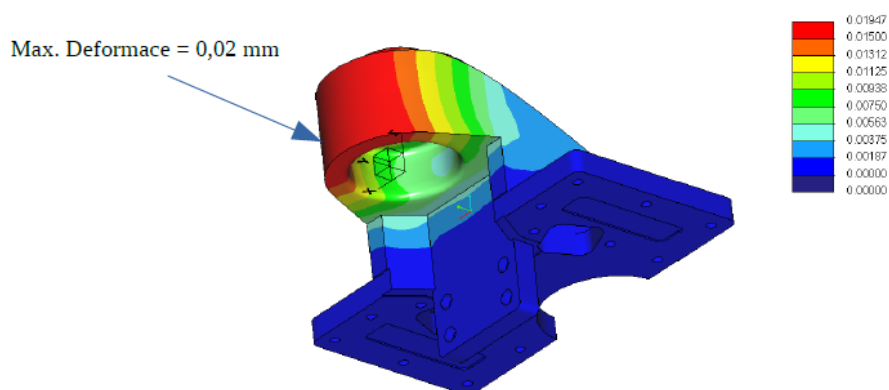
8.1.1.2 Spodní konzole

Okrajové podmínky:



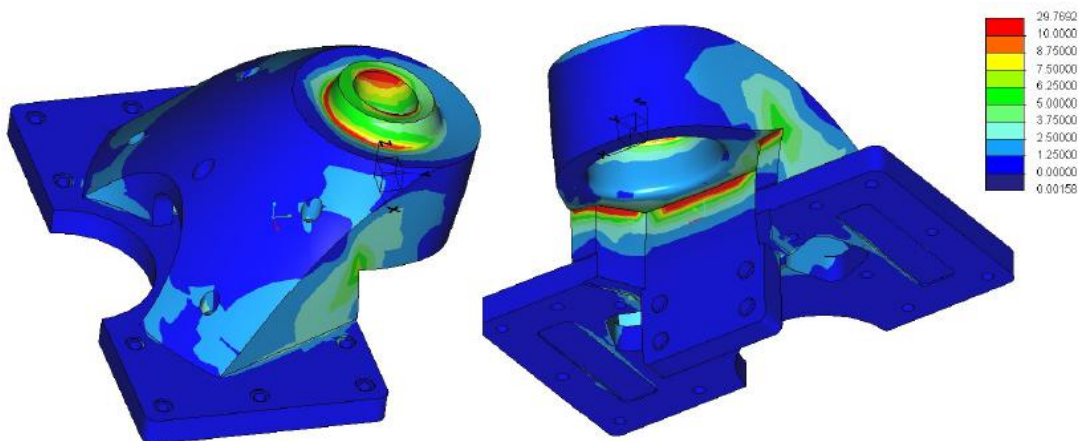
Obr. 42 – Okrajové podmínky výpočtu

Spočtené deformace:



Obr. 43 – Průběh deformace [mm]

Průběh napětí:



Obr. 44 – Průběh napětí – redukované napětí HMH [MPa]

Zhodnocení výsledků:

Maximální plošné napětí dosahuje hodnot do 30 MPa a tím je tedy dostatečně splněna podmínka maximálního napětí v dílci.

8.2 Pevnostní a tuhostní analýza navrženého řešení

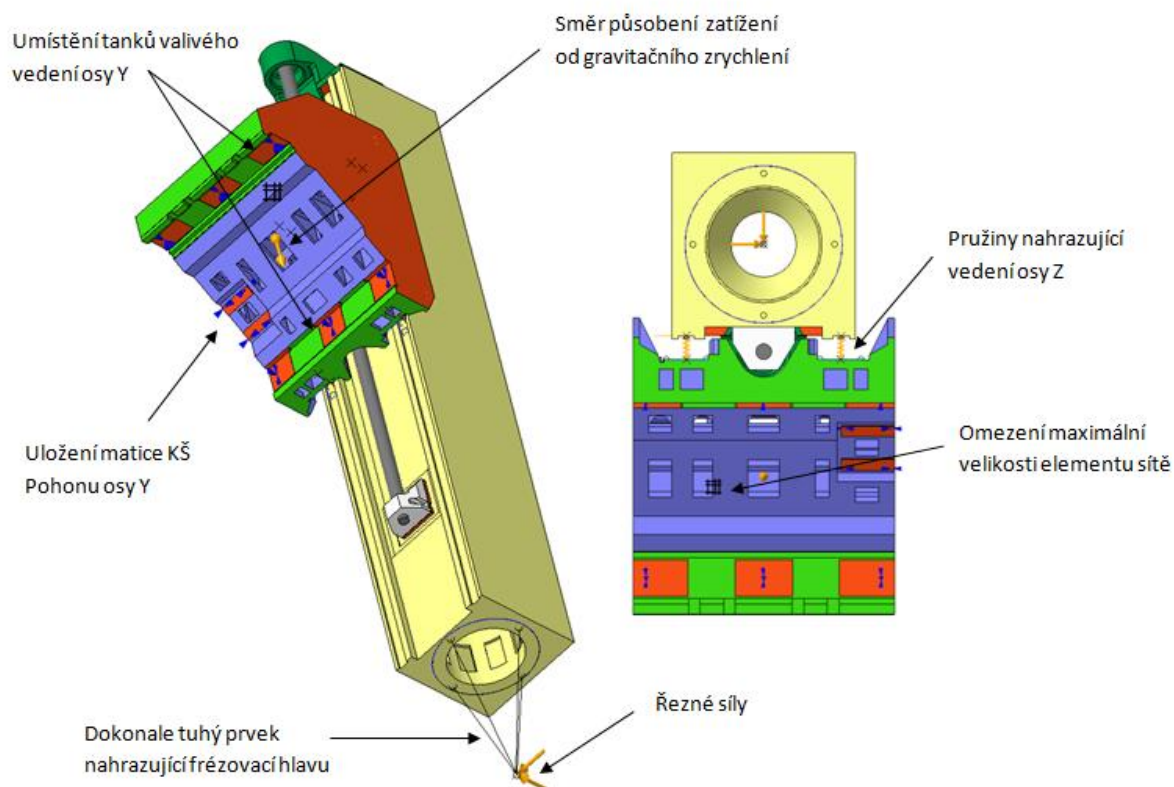
8.2.1 Okrajové podmínky výpočtu

Smykadlo, saním a konzolím, které jsou vyrobeny z materiálu ČSN 42 2430, byly přiřazeny hodnoty odpovídajícím pro šedou litinu a pro materiál kuličkového šroubu byla zvolna ocel. Výpočty byly prováděny za postupného vysunování smykadla po krocích o 500 mm a v každém kroku byl konec smykadla v místě působení řezné síly zatížen silou 10 kN ve směru osy X a pak také ve směru osy Y. Vzhledem ke složitosti kontaktních ploch valivého vedení a zdlouhavému výpočtu byly vozíky valivého vedení osy Z nahrazeny pružinou o tuhosti:

Schneeberger MR65 $k = 2\,000$ kN/mm

V místě uložení saní na lineární vedení příčnicku byly na plochách pro jednotlivé tanky odebrány stupně volnosti ve směru osy Z a X. Odebrání stupně volnosti ve směru pohybu vedení bylo provedeno pro variantu s pohonem kuličkového šroubu na ose Y v místě uložení matice KŠ, kde se předpokládali větší toky napětí, protože ve variantě s pohonem pastorek-hřeben jsou po bocích saní umístěny konzole s daleko větší opětnou plochou.

Hustota sítě pro výpočet byla omezena velikostí elementu o maximální velikosti 50 mm. Řezné síly byly koncentrovány do bodu místa řezu, kdy vzhledem k rozměrům frézovací hlavy byl tento bod umístěn 900 mm od čela smykadla a byl spojen nekonečně tuhými prvky k místu uložení na smykadle.



Obr. 45 - Ukázka výpočtového modelu

Stejné okrajové podmínky byly zvoleny také pro výpočet vlastních frekvencí.

8.2.2 Vypočtené hodnoty

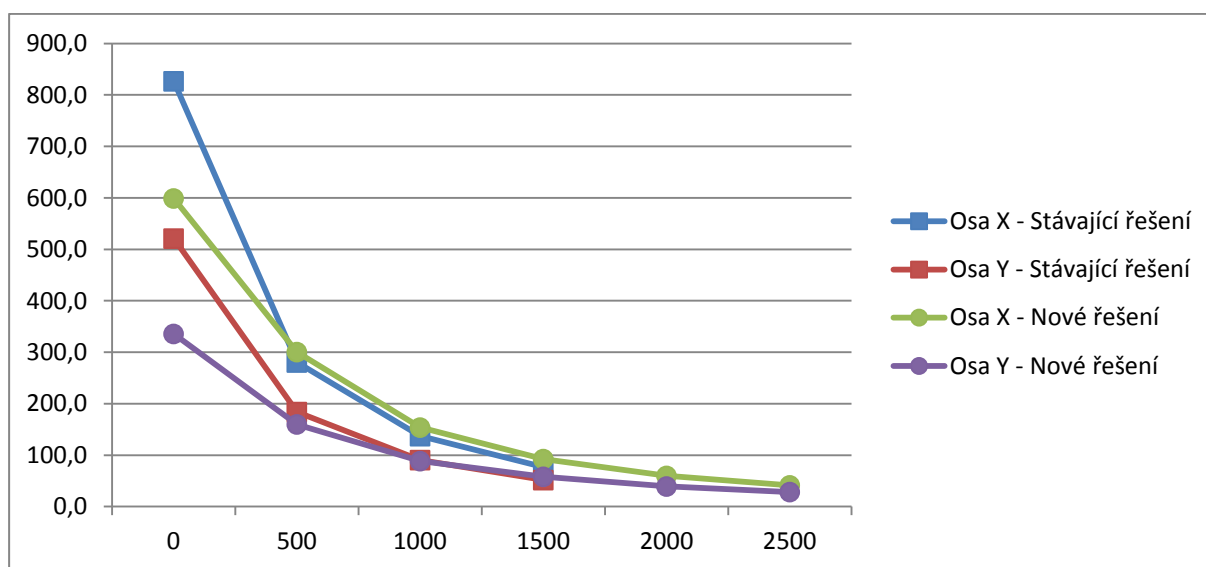
Vzhledem k napětí, které v sestavě plošně nepřesahovalo 5 MPa, bude dále uvažováno pouze tuhostní hledisko sestavy.

Vysunutí smykadla	Deformace na konci smykadla [μm]			
	Stávající řešení		Nové řešení	
	Osa X	Osa Y	Osa X	Osa Y
0	12,1	19,2	16,7	29,8
500	35,7	54,4	33,3	62,6
1000	73	110,6	65,1	113,1
1500	130,8	193,9	108,2	172,5
2000	-	-	167,3	255,5
2500	-	-	241,8	352,8

Tab. 24 - Naměřené maximální hodnoty deformací

Vysunutí smykadla	Tuhost [N/μm]			
	Stávající řešení		Nové řešení	
	Osa X	Osa Y	Osa X	Osa Y
0	826,4	520,8	598,8	335,6
500	280,1	183,8	300,3	159,7
1000	137,0	90,4	153,6	88,4
1500	76,5	51,6	92,4	58,0
2000	-	-	59,8	39,1
2500	-	-	41,4	28,3

Tab. 25 - Spočtené hodnoty tuhosti [N/μm]



Obr. 46 - Graf porovnávající tuhost stávajícího a nového řešení

Z grafu je patrný rozdíl v tuhosti v rozmezí vysunutí smykadla 0 – 500 mm, kde má stávající řešení vyšší tuhost než navrhované. To může být způsobeno plochou uložení, kdy u stávajícího řešení je smykadlo podepřeno téměř po celé délce v místě uložení mezi saněmi a smykadle, ale u nového řešení se projeví tuhost jednotlivých tanků vedení a uložení na 4 bodech umožní malou deformaci smykadla, která se vlivem malých deformací jeví jako výrazná změna tuhosti. V dalším rozmezí zdvihu je tuhost ve směru osy Y téměř srovnatelná a tuhost ve směru osy X je navýšena o 10-20% vůči stávajícímu řešení.

U zdvihu blížícím se 2500mm může nastat problém s obráběním vlivem nízké tuhosti ve směru osy Y, kde se hodnota tuhosti pohybuje pod hodnotou 40 N/μm.

8.2.3 Vlastní frekvence soustavy

Sestava byla kontrolována také na vlastní frekvence a jejich tvary.

Vysunutí smykadla	Vlastní frekvence sestavy [Hz]							
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
0	24,8	31,4	45,7	45,8	77,9	87,9	124,5	125,1
500	31,4	40,6	66,0	67,0	70,8	83,7	148,5	176,0
1 000	39,9	48,9	70,8	71,5	107,0	108,1	135,2	147,5
1 500	45,8	51,0	64,8	77,6	110,7	113,4	114,7	143,7
2 000	38,1	46,4	65,7	70,9	75,4	75,4	143,6	156,6
2 500	30,1	37,6	47,0	47,3	65,8	87,1	128,7	129,0

Tab. 26: Tabulka hodnot vlastních frekvencí soustavy

Hodnoty frekvencí jsou pouze orientační, protože se počítalo s idealizovanou sestavou, kde vliv na skutečné hodnoty frekvencí bude mít určitě zvolená frérovací hlava s určitou hmotností a také množství dalších menších komponent.

8.2.4 Vlastní tvary kmitu soustavy

Vlastní tvary budou ukázány pro prvních 6 frekvencí při zvoleném vysunutí smykadla o hodnotu 1 500 mm. Vzhledem k rozsahu této práce a velkému množství naměřených hodnot není možné zobrazení všech tvarů vlastních kmitů, proto bylo zvoleno těchto 6 tvarů.

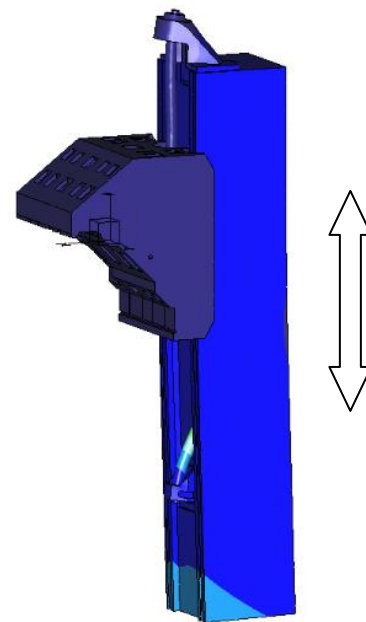
1. Frekvence (45,8 Hz)



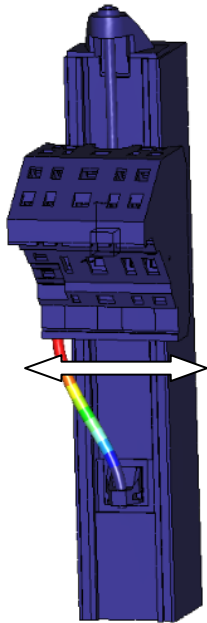
2. Frekvence (51,0 Hz)



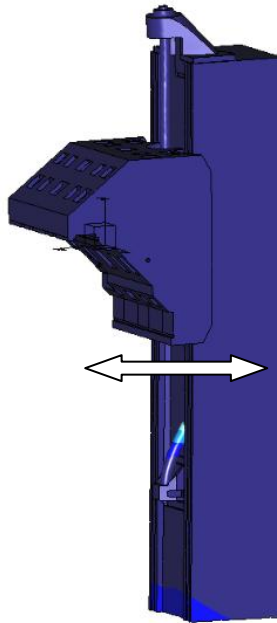
3. Frekvence (64,8 Hz)



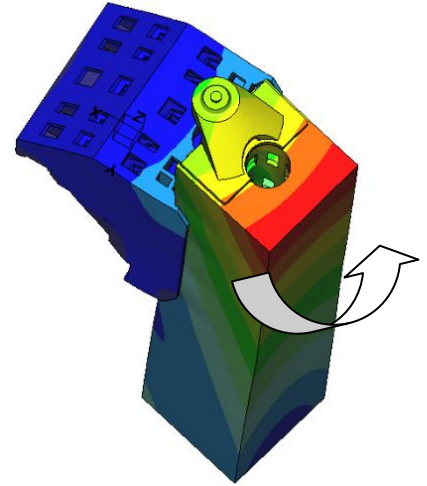
4. Frekvence (77,6 Hz)



5. Frekvence (110,7 Hz)



6. Frekvence (113,4 Hz)



Obr. 47 : Vlastní tvary kmitů při vysunutí 1 500 mm

Při 4. a 5. frekvenci kmitá pouze kuličkový šroub a na zbytek sestavy tyto frekvence nemají vliv, kdy tyto frekvence můžeme u reálného řešení zanedbat, protože KŠ bude v předepnutém stavu a skutečné hodnoty těchto frekvencí budou posunuty dále do vyšších hodnot.

9 Závěrečné zhodnocení práce

Cílem této práce byla kontrola stávajícího řešení osy Z používané na strojích typové řady FPPC a navrhnout modifikaci tohoto mechanického celku tak, aby umožňoval dosáhnout zdvihu ve vertikální ose Z až do 2 500 mm.

V první části této byla provedena krátká rešerše o stroji FPPC a popis mechanické části osy Z. Po popisu následuje kontrola současněho stavu se zaměřením na oblast vedení a pohonu. U vedení bylo zjištěno, že používané kluzné vedení může být při maximálních řezných podmínkách vystavenou přetížení a může dojít k jeho trvalé deformaci. V oblasti pohonu bylo početně zjištěno, že pohony osy Z jsou přetěžovány, což bylo i potvrzeno při reálné zatížení stroje. To může být zapříčiněno nedostatečnými parametry pro vyvažování osy.

V druhé části byly navrženy typy možných pohonů, ze kterých pak byla vybrána nejvhodnější varianta. Vzhledem k nevyhovujícímu současněmu kluznému vedení osy Z pro možné navýšení výkonu hlavního pohonu byla zvolena vhodnější varianta vedení za pomoci valivého vedení. Dále je v práci hodnocen vliv rozložení tanků valivého vedení na smykadle na celkovou tuhost uložení smykadla. Tvar žebrování smykadla byl navržen tak, aby dosahoval co možná nejvyšší tuhosti.

V závěru práce je popsána celá navržená sestava včetně detailního popisu uložení pohonu. Dále proběhla kontrola navrženého řešení, kde byla porovnána dosažená tuhost sestavy s původním řešením.

Vzhledem k velkému množství výpočtů byla většina výpočtů přiložena k práci jako příloha, tak aby nepřevyšovala výpočtová část nad věcnou a čtenáři by to nekomplikovalo orientaci v této práci.

10 Seznam použité literatury

Knižní literatura:

- [1] MAREK, J., A KOLEKTIV *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*, Praha: MM publishing, 2014
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra – Strojní části 2.*, Praha: Computer Press, 2000
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*, Praha, Albra, 2005

Internetové zdroje

- [4] STROJÍRNA TYC, s.r.o.: www.strojirna-tyc.cz , 18.10.2015
- [5] TRAMEC GmbH: www.tramec.net , 8.11.2015
- [6] SEMPUCO: www.sempuco.biz, 8.11.2015
- [7] TELLEBORG: www.tss.trelleborg.com , 15.11.2015
- [8] ZOLLERN: www.zollern.de , 15.11.2015
- [9] EUROFLUID-HYDRAULIK ČR, s.r.o.: www.eurofluid.cz , 28.11.2015
- [10] ZIMMERMANN: www.f-zimmermann.com , 13.12.2015
- [11] TRIMILL, a.s.: www.trimill.cz , 13.12.2015

Katalogy firem:

- [12] SCHNEEBERGER – Monorial MR Profiled linear roller guideways
- [13] SIEMENS – Catalog NC 62 - 2016

Další zdroje:

- [14] ZKUŠEBNA VUOS, s.r.o. Měření tuhosti obráběcího centra, č. zprávy Z 1716
- [15] Návod k používání stroj FPPC 500/10, 2015
- [16] Podklady k předmětu KOS/KKS, Doc. Ing. Hudec Zdeněk Csc., 2015
- [17] Podklady k předmětu KVS/KKS, Doc. Ing. Hudec Zdeněk Csc., 2015

11 Seznam příloh

Výpočtová dokumentace:

- Příloha 1 – Výpočet tlaků v kluzném vedení při frézování
- Příloha 2 - Výpočet tlaků v kluzném vedení při soustružení
- Příloha 3 – Výpočet ztrát v rozvodu hydrauliky
- Příloha 4 – Kontrola hydropneumatických akumulátorů
- Příloha 5 – Kontrola stávajícího pohonu osy Z
- Příloha 6 – Výpočet životnosti valivého lineárního vedení
- Příloha 7 – Návrh pohonu kuličkovým šroubem
- Příloha 8 – Návrh pohonu pastorek-hřeben

Výkresová dokumentace:

- T_0001_O – Výkres smykadla pro výrobu modelu odlitku
- T_0001 – Obráběcí výkres tělesa smykadla
- T_9001 – Výkres sestavy mechaniky osy Z

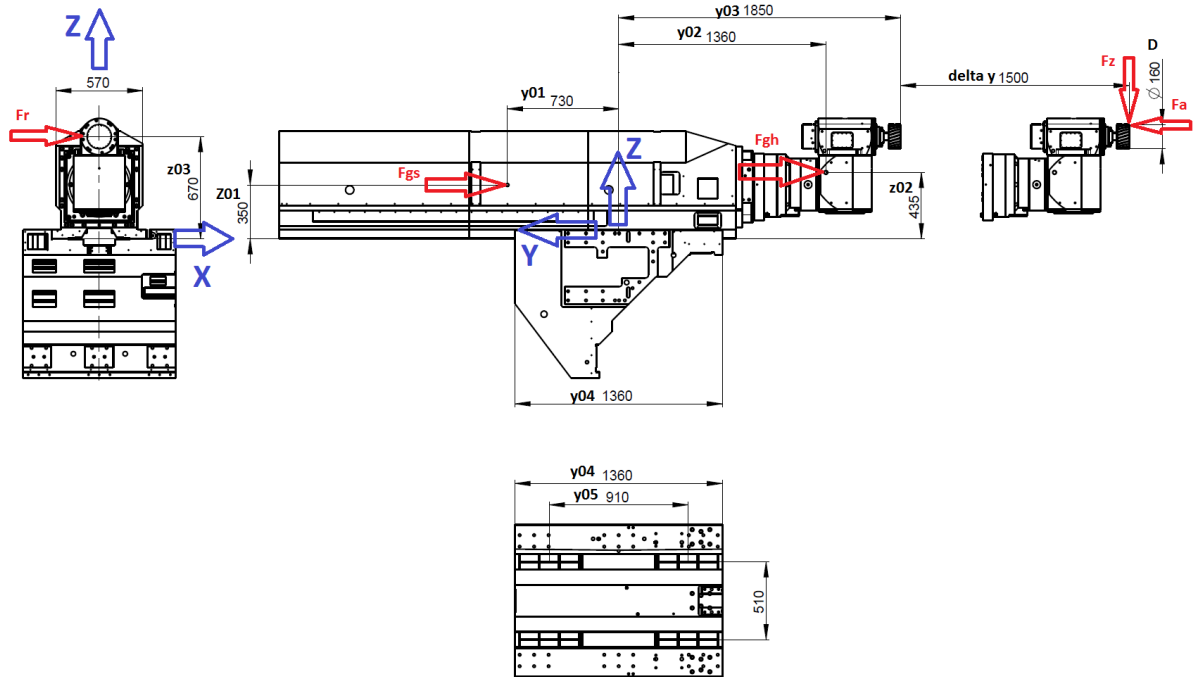
PŘÍLOHA č. 1

Výpočet tlaků v kluzném vedení při frézování

Specifikace jednotek:

$$Nm := N \cdot m \qquad \frac{N}{cm^2} = 0.01 \text{ MPa}$$

Výpočet tlaků na klzné vedení



Rozměrové parametry:

$$\begin{aligned} y_{01} &:= -730 \text{ mm} & y_{04} &:= 1360 \text{ mm} & z_1 &:= 350 \text{ mm} \\ y_{02} &:= 1360 \text{ mm} & y_{05} &:= 910 \text{ mm} & z_2 &:= 435 \text{ mm} \\ y_{03} &:= 1850 \text{ mm} & & & z_3 &:= 670 \text{ mm} \end{aligned}$$

Zdvih osy: $\Delta y := 1500 \text{ mm}$

Průměr frézy: $D := 160 \text{ mm}$

Kroutící moment: $M_k := 800 \text{ Nm}$

Hmotnost smykadla: $m_s := 3800 \text{ kg}$

Hmotnost frézovací hlavy: $m_h := 1300 \text{ kg}$

Silové účinky:

$$\text{Řezná síla: } F_Z := \frac{2 \cdot M_k}{D} = 10 \text{ kN}$$

$$F_R := 0.8 \cdot F_Z = 8 \text{ kN}$$

$$F_A := 0.6 \cdot F_Z = 6 \text{ kN}$$

$$\text{Gravitační účinky: } F_{GS} := m_s \cdot g = 37.265 \text{ kN}$$

$$F_{Gh} := m_h \cdot g = 12.749 \text{ kN}$$

Polohy smykadla:

Počáteční polohy:

$$y_{01} = -0.73 \text{ m}$$

$$y_{02} = 1.36 \text{ m}$$

$$y_{03} = 1.85 \text{ m}$$

Koncové polohy:

$$y_1 := y_{01} + \Delta y = 0.77 \text{ m}$$

$$y_2 := y_{02} + \Delta y = 2.86 \text{ m}$$

$$y_3 := y_{03} + \Delta y = 3.35 \text{ m}$$

Vektory síly a polohy:

$$F_1 := [F_R \quad -F_A \quad -F_Z]$$

$$r_1 := \left[-\frac{D}{2} \quad y_3 \quad z_3 \right]$$

$$F_2 := [0 \quad F_{Gh} \quad 0]$$

$$r_2 := [0 \quad y_2 \quad z_2]$$

$$F_3 := [0 \quad F_{GS} \quad 0]$$

$$r_3 := [0 \quad y_1 \quad z_1]$$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_1 := F_1^T \times r_1^T$$

$$M_1^T = [2.948 \cdot 10^4 \quad -4.56 \cdot 10^3 \quad 2.632 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

$$M_2 := F_2^T \times r_2^T$$

$$M_2^T = [5.546 \cdot 10^3 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

$$M_3 := F_3^T \times r_3^T$$

$$M_3^T = [1.304 \cdot 10^4 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

Celková síla: $F_c := F_1 + F_2 + F_3$ $F_c = [8 \ 44.014 \ -10] \text{ kN}$

Celkový moment: $M_c := M_1 + M_2 + M_3$

$$M_c^T = [4.807 \cdot 10^4 \ -4.56 \cdot 10^3 \ 2.632 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

Vektory jednotlivých os:

$$V_x := \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$V_y := \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$V_z := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Momenty v jednotlivých osách:

$$M_x := M_c \cdot V_x = (4.807 \cdot 10^4) \text{ Nm}$$

$$M_y := M_c \cdot V_y = -4.56 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_z := M_c \cdot V_z = (2.632 \cdot 10^4) \text{ Nm}$$

Síly v jednotlivých osách:

$$F_x := F_c \cdot V_x = 8 \text{ kN}$$

$$F_y := F_c \cdot V_y = 44.014 \text{ kN}$$

$$F_z := F_c \cdot V_z = -10 \text{ kN}$$

Výpočet síly působící na kluzné plochy

Počet kluzných ploch na
jedné straně smykadla:

$$n := 2$$

Počet kluzných drah:

$$n_d := 2$$

Celkový počet kluzných ploch:

$$n_c := n \cdot n_d = 4$$

Délka kluzné plochy na saních:

$$L_{kl} := 440 \text{ mm}$$

Rozteč kluzných ploch:

$$L_x := 510 \text{ mm}$$

$$L_{y1} := y_{04} - L_{kl} = 920 \text{ mm}$$

$$L_{y2} := L_{y1} - L_{kl} = 480 \text{ mm}$$

Síla působící na kluzné plochy:

$$F_{A1Z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 13.564 \text{ kN}$$

$$F_{A2Z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -27.505 \text{ kN}$$

$$F_{B1Z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 22.505 \text{ kN}$$

$$F_{B2Z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -18.564 \text{ kN}$$

Tlak působící na kluzné plochy

Délka jedné kluzné plochy: $L_{kl1} := \frac{L_{kl}}{2} = 220 \text{ mm}$

Šířka kluzné plochy na saních: $\check{s}_{kl} := 50 \text{ mm}$

Opěrní plocha kluzného vedení: $S_{AB} := L_{kl1} \cdot \check{s}_{kl} = 0.011 \text{ m}^2$

Tlak na kluzné plochy:

$$p_{A1Z} := \frac{F_{A1Z}}{S_{AB}} = 1.233 \text{ MPa}$$

$$p_{A1Z} = 123.308 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$p_{A2Z} := \frac{F_{A2Z}}{S_{AB}} = -2.5 \text{ MPa}$$

$$p_{A2Z} = -250.046 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$p_{B1Z} := \frac{F_{B1Z}}{S_{AB}} = 2.046 \text{ MPa}$$

$$p_{B1Z} = 204.591 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$p_{B2Z} := \frac{F_{B2Z}}{S_{AB}} = -1.688 \text{ MPa}$$

$$p_{B2Z} = -168.763 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Povolený tlak na kluzné vedení Turcite B : $20 - 200 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$

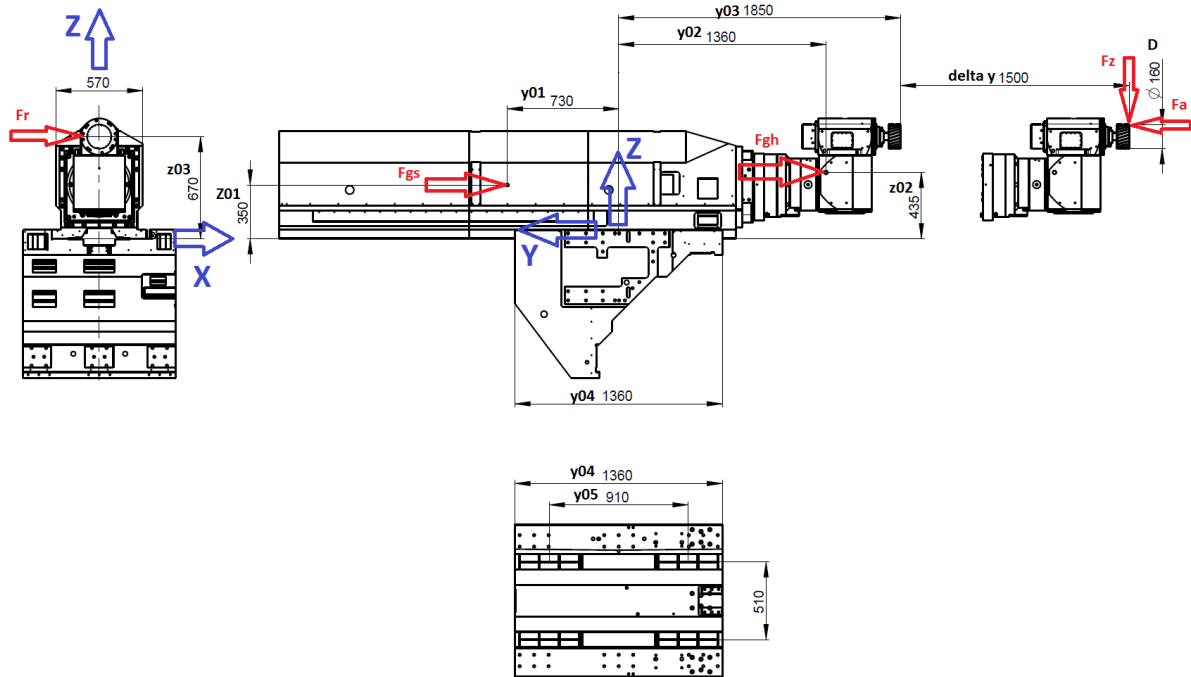
PŘÍLOHA č. 2

Výpočet tlaků v kluzném vedení při soustružení

Specifikace jednotek:

$$Nm := N \cdot m \quad \frac{N}{cm^2} = 0.01 \text{ MPa}$$

Výpočet tlaků na klzné vedení



Rozměrové parametry:

$$y_{01} := -730 \text{ mm} \quad y_{04} := 1360 \text{ mm} \quad z_1 := 350 \text{ mm}$$

$$y_{02} := 1360 \text{ mm} \quad y_{05} := 910 \text{ mm} \quad z_2 := 435 \text{ mm}$$

$$y_{03} := 1850 \text{ mm} \quad z_3 := 670 \text{ mm}$$

Zdvih osy: $\Delta y := 1500 \text{ mm}$

Průměr frézy: $D := 160 \text{ mm}$

Kroutící moment: $M_k := 800 \text{ Nm}$

Hmotnost smykadla: $m_s := 3800 \text{ kg}$

Hmotnost frézovací hlavy: $m_h := 1300 \text{ kg}$

Silové účinky:

Řezná síla: $F_Z := 24.889 \text{ kN}$

$$F_R := 0.8 \cdot F_Z = 19.911 \text{ kN}$$

$$F_A := 0.6 \cdot F_Z = 14.933 \text{ kN}$$

Gravitační účinky: $F_{GS} := m_s \cdot g = 37.265 \text{ kN}$

$$F_{Gh} := m_h \cdot g = 12.749 \text{ kN}$$

Polohy smykadla:

Počáteční polohy:

$$y_{01} = -0.73 \text{ m}$$

$$y_{02} = 1.36 \text{ m}$$

$$y_{03} = 1.85 \text{ m}$$

Koncové polohy:

$$y_1 := y_{01} + \Delta y = 0.77 \text{ m}$$

$$y_2 := y_{02} + \Delta y = 2.86 \text{ m}$$

$$y_3 := y_{03} + \Delta y = 3.35 \text{ m}$$

Vektory síly a polohy:

$$F_1 := [F_R \quad -F_A \quad -F_Z]$$

$$r_1 := \left[-\frac{D}{2} \quad y_3 \quad z_3 \right]$$

$$F_2 := [0 \quad F_{Gh} \quad 0]$$

$$r_2 := [0 \quad y_2 \quad z_2]$$

$$F_3 := [0 \quad F_{GS} \quad 0]$$

$$r_3 := [0 \quad y_1 \quad z_1]$$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_1 := F_1^T \times r_1^T$$

$$M_1^T = [7.337 \cdot 10^4 \quad -1.135 \cdot 10^4 \quad 6.551 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

$$M_2 := F_2^T \times r_2^T$$

$$M_2^T = [5.546 \cdot 10^3 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

$$M_3 := F_3^T \times r_3^T$$

$$M_3^T = [1.304 \cdot 10^4 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

Celková síla: $F_c := F_1 + F_2 + F_3$ $F_c = [19.911 \quad 35.081 \quad -24.889] \text{ kN}$

Celkový moment: $M_c := M_1 + M_2 + M_3$
 $M_c^T = [9.196 \cdot 10^4 \quad -1.135 \cdot 10^4 \quad 6.551 \cdot 10^4] \text{ Nm}$

Vektory jednotlivých os:

$$V_x := \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_y := \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_z := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Momenty v jednotlivých osách:

$$M_x := M_c \cdot V_x = (9.196 \cdot 10^4) \text{ Nm}$$

$$M_y := M_c \cdot V_y = -1.135 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

$$M_z := M_c \cdot V_z = (6.551 \cdot 10^4) \text{ Nm}$$

Síly v jednotlivých osách:

$$F_x := F_c \cdot V_x = 19.911 \text{ kN}$$

$$F_y := F_c \cdot V_y = 35.081 \text{ kN}$$

$$F_z := F_c \cdot V_z = -24.889 \text{ kN}$$

Výpočet síly působící na kluzné plochy

Počet kluzných ploch na
jedné straně smykadla: $n := 2$

Počet kluzných drah: $n_d := 2$

Celkový počet kluzných ploch: $n_c := n \cdot n_d = 4$

Délka kluzné plochy na saních: $L_{kl} := 440 \text{ mm}$

Rozteč kluzných ploch: $L_x := 510 \text{ mm}$

$$L_{y1} := y_{04} - L_{kl} = 920 \text{ mm}$$

$$L_{y2} := L_{y1} - L_{kl} = 480 \text{ mm}$$

Síla působící na kluzné plochy:

$$F_{A1Z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 21.936 \text{ kN}$$

$$F_{A2Z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -56.634 \text{ kN}$$

$$F_{B1Z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 44.19 \text{ kN}$$

$$F_{B2Z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{L_{y1}}{L_{y1}^2 + L_{y2}^2} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -34.38 \text{ kN}$$

Tlak působící na kluzné plochy

Délka jedné kluzné plochy: $L_{kl1} := \frac{L_{kl}}{2} = 220 \text{ mm}$

Šířka kluzné plochy na saních: $\check{s}_{kl} := 50 \text{ mm}$

Opěrní plocha kluzného vedení: $S_{AB} := L_{kl1} \cdot \check{s}_{kl} = 0.011 \text{ m}^2$

Tlak na kluzné plochy:

$$p_{A1Z} := \frac{F_{A1Z}}{S_{AB}} = 1.994 \text{ MPa} \qquad p_{A1Z} = 199.418 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$p_{A2Z} := \frac{-F_{A2Z}}{S_{AB}} = 5.149 \text{ MPa} \qquad p_{A2Z} = 514.856 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$p_{B1Z} := \frac{F_{B1Z}}{S_{AB}} = 4.017 \text{ MPa} \qquad p_{B1Z} = 401.724 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$p_{B2Z} := \frac{-F_{B2Z}}{S_{AB}} = 3.125 \text{ MPa} \qquad p_{B2Z} = 312.55 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Povolený tlak na kluzné vedení Turcite B : $20 - 200 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet ztrát v rozvodu hydrauliky

Kontrola hydro-pneumatického vyvažování

Průměr plunžru: $d_p := 45 \text{ mm}$

Počet pístů vyvažování: $n_p := 2$

Rychlost posuvu osy Z: $v := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Kinematická viskozita oleje: $\nu := 32 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

Hustota oleje: $\rho := 868 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Průměr trubky: $d_t := 13 \text{ mm}$

Průměr hadice: $d_h := 19 \text{ mm}$

Celková délka trubky u bezpečnostního bloku: $l_b := 2 \text{ m}$

Celková délka trubky u pístů vyvažování: $l_t := 4 \text{ m}$

Celková délka hadice: $l_h := 6 \text{ m}$

Plocha pístu: $S_p := \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = (1.59 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$

Plocha trubky: $S_t := \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} = 132.732 \text{ mm}^2$

Plocha hadice: $S_h := \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} = 283.529 \text{ mm}^2$

Potřebný průtok: $Q := v \cdot S_p = 31.809 \frac{\text{l}}{\text{min}}$

Proudění trubkou u bezpečnostního bloku

Střední rychlost proudění v trubce:

$$v_b := \frac{v \cdot n_p \cdot S_p}{S_t} = 7.988 \frac{m}{s}$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_b := \frac{d_t \cdot v_b}{\nu} = 3.245 \cdot 10^3$$

Typ proudění :
Laminární Re < 2320
Turbulentní Re > 2320

-> Proudění v trubce je turbulentní

Třecí součinitel:

$$\lambda_b := \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re_b}} = 0.042$$

Ztrátová výška:

$$h_{z,b} := \lambda_b \cdot \frac{l_b}{d_t} \cdot \frac{v_b^2}{2 \cdot g} = 20.982 \text{ m}$$

Tlaková ztráta v trubce:

$$p_{z,b} := \rho \cdot g \cdot h_{z,b} = 1.786 \text{ bar}$$

Proudění hadicí

Střední rychlost proudění v trubce:

$$v_h := \frac{v \cdot n_p \cdot S_p}{S_h} = 3.74 \frac{m}{s}$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_h := \frac{d_h \cdot v_h}{\nu} = 2.22 \cdot 10^3$$

Typ proudění :
Laminární Re < 2320
Turbulentní Re > 2320

-> Proudění v trubce je laminární

Třecí součinitel:

$$\lambda_h := \frac{64}{Re_h} = 0.029$$

Ztrátová výška:

$$h_{z,h} := \lambda_h \cdot \frac{l_h}{d_h} \cdot \frac{v_h^2}{2 \cdot g} = 6.49 \text{ m}$$

Tlaková ztráta v trubce:

$$p_{z,h} := \rho \cdot g \cdot h_{z,h} = 0.552 \text{ bar}$$

Proudění trubkou u pístů vyvažování

Střední rychlost proudění v trubce:

$$v_t := \frac{v \cdot S_p}{S_t} = 3.994 \frac{m}{s}$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_t := \frac{d_t \cdot v_t}{\nu} = 1.623 \cdot 10^3$$

Typ proudění :

Laminární $Re < 2320$
Turbulentní $Re > 2320$ -> Proudění v trubce je laminární

Třecí součinitel:

$$\lambda_t := \frac{64}{Re_t} = 0.039$$

Ztrátová výška:

$$h_{z,t} := \lambda_t \cdot \frac{l_t}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2 \cdot g} = 9.871 \text{ m}$$

Tlaková ztráta v trubce:

$$p_{z,t} := \rho \cdot g \cdot h_{z,t} = 0.84 \text{ bar}$$

Celková tlaková ztráta v potrubí:

Celková tlaková ztráta:

$$p_{z,p} := p_{z,t} + p_{z,h} + p_{z,b} = 3.179 \text{ bar}$$

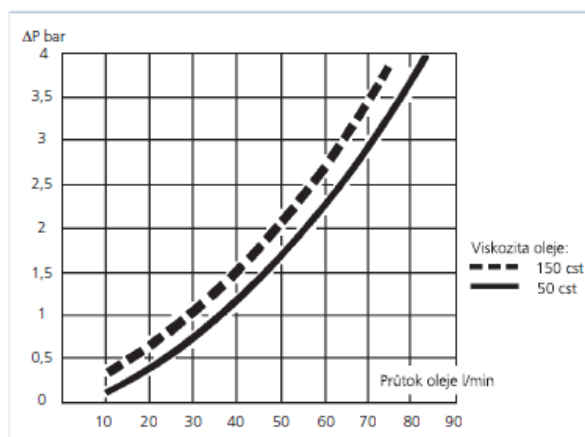
Průtok bezpečnostním blokem DI 10

Průtok oleje blokem:

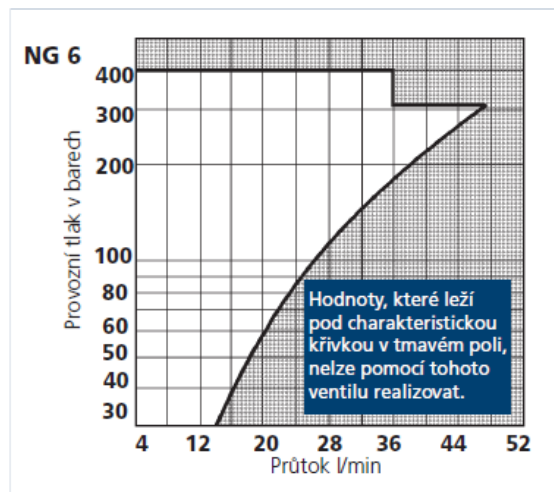
$$Q = 31.809 \frac{l}{min}$$

Tlaková ztráta odečtená z grafu:

$$\Delta p := 3 \text{ bar}$$



Rozsah použitelnosti bezpečnostního bloku:



- Z grafu je patrné, že při využití pracovního tlaku okolo 100 bar je již překročen povolený průtok ventilem

Celková tlaková ztráta v hydraulickém okruhu:

$$p_z := p_{z,p} + \Delta p = 6.179 \text{ bar}$$

PŘÍLOHA č. 4

Kontrola hydropneumatických akumulátorů

Výpočet hydro-pneumatických akumulátorů

Průměr plunžru: $d_p := 45 \text{ mm}$

Počet pístů vyvažování: $n_p := 2$

Rychlost posuvu osy Z: $v := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Nevyváženost osy Z: do 10 %

Zdvih osy Z: $z := 1500 \text{ mm}$

Hmotnost smykadla (3000 mm): $m_s := 3600 \text{ kg}$

Hmotnost obráběcí hlavy: $m_h := 500 \text{ kg}$

Hmotnost krytů a dalších komponent: $m_k := 200 \text{ kg}$

Plocha pístů: $S := n_p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 0.003 \text{ m}^2$

Celková hmotnost pohybujících se částí: $m_c := m_s + m_h + m_k = (4.3 \cdot 10^3) \text{ kg}$

Gravitační síla od hmotnosti
pohyblivých částí: $F_g := m_c \cdot g = 42.169 \text{ kN}$

Objem pístů: $V := S \cdot z = 4.771 \text{ L}$

Čas zdvihu: $t := \frac{z}{v} = 4.5 \text{ s}$

Střední tlak v hydraulickém okruhu: $p := \frac{F_g}{S} = 132.57 \text{ bar}$

Současný stav:

Objem jednoho akumulátoru: $V_A := 32 \text{ L}$

Počet akumulátorů: $n_{A.0} := 2$

Objem sestavy akumulátorů: $V_{A.1} := V_A \cdot n_{A.0} = 64 \text{ L}$

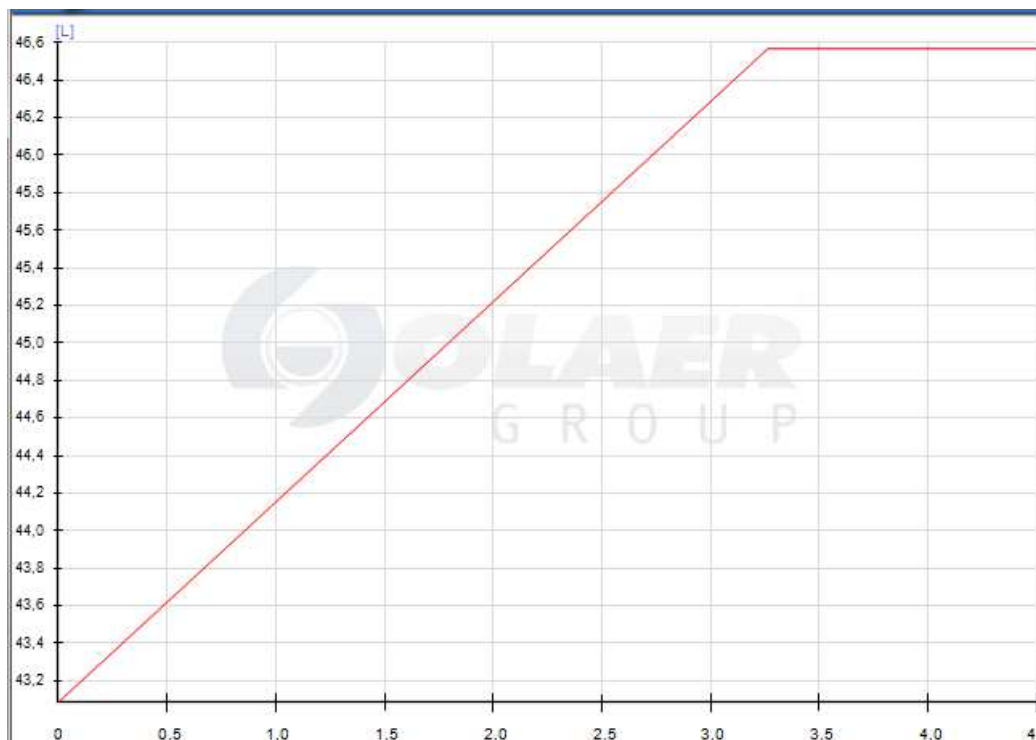
Plnicí tlak dusíku: $p_{A.0} := 86 \text{ bar}$

Tlaky od nevyvážení: $p_1 := 115 \text{ bar}$ $p_2 := 130 \text{ bar}$

Střední tlak vyvažování: $p_{sk} := \frac{p_1 + p_2}{2} = 122.5 \text{ bar}$

Největší nevyvážek (tlak): $\Delta p := p - p_{sk} = 10.07 \text{ bar}$

Skutečný nevyvážek [%]: $\Delta := \frac{100}{p_{sk}} \cdot \Delta p = 8.22$



Doba spolehlivého doplňování kapaliny do okruhu vyvažování: $t_s := 3.1 \text{ s}$

Pokrytý zdvih: $z_v := v \cdot t_s = 1.033 \text{ m}$

- Z grafu je patrné, že akumulátory nestačí pokrýt potřebu při rychloposuvu v celém rozsahu. Při rychloposuvu větším než 1 000 mm dojde ke snížení tlaku ve vyvažování a tím může vzniknout náhlé větší zatížení motoru. Nedostatečným tlakem v okruhu hydrauliky vzrota také nevyváženost téměř na 30 %

Návrh optimalizace

Střední tlak v hydraulickém okruhu: $p = 132.57 \text{ bar}$

Tlaky při nevážení osy Z: $p_{max} := p + (0.05 \cdot p) = 139.198 \text{ bar}$

$p_{min} := p - (0.05 \cdot p) = 125.941 \text{ bar}$

Dle výpočtu v programu OLAER Accu 2.0 :

Optimální objem akumulátorů: $V_{A.min} := 97 \text{ L}$

Plnicí tlak dusíku: $p_{A.0} := 128 \text{ bar}$

Objem jednoho akumulátoru: $V_A = 32 \text{ L}$

Počet akumulátorů: $n_{A.1} := 3$

Objem sestavy akumulátorů: $V_{A.1} := V_A \cdot n_{A.1} = 96 \text{ L}$



- Z grafu je patrné, že přidáním jednoho akumulátoru a zvýšením tlaku v hydraulice je možné dosáhnout spolehlivého plnění v celém rozsahu zdvihu s dosažením nevyváženosti do 10 %

PŘÍLOHA č. 5

Kontrola stávajícího pohonu osy Z

$$Nm := N \cdot m$$

Návrh pohonu - Kuličkový šroub

Hmotnost smykadla (3000 mm): $m_s := 3600 \text{ kg}$

Hmotnost obráběcí hlavy: $m_h := 1300 \text{ kg}$

Hmotnost krytů a dalších komponent: $m_k := 200 \text{ kg}$

Rychlost posuvu osy Z: $v := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

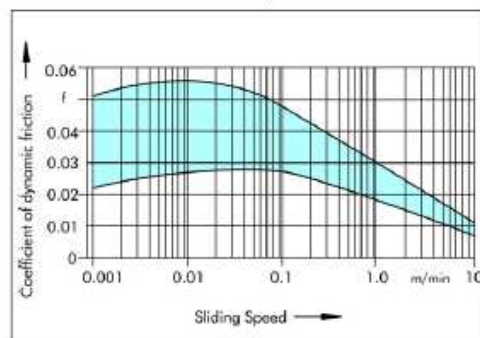
Doba do zrychlení na max. hodnotu posuvu: $t_0 := 0.1 \text{ s}$

Zrychlení osy - skutečné: $a_0 := \frac{v}{t_0} = 3.333 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Zrychlení osy - pro výpočet: $a := 3.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Nevyvážení osy Z: do 10 %

Koeficient tření v kluzných plochách: $k_{kp} := 0.06$



Celková hmotnost pohybujících se částí: $m_c := m_s + m_h + m_k = (5.1 \cdot 10^3) \text{ kg}$

Gravitační síla od hmotnosti pohyblivých částí: $F_{gn} := m_c \cdot g = 50.014 \text{ kN}$

Vyvážení osy Z: $F_{gv} := 0.3 \cdot F_{gn} = 15.004 \text{ kN}$

Síla od zrychlení: $F_a := m_c \cdot a = 17.85 \text{ kN}$

Teoretická síla pohybující osou Z: $F_{zt} := F_{gv} + F_a = 32.854 \text{ kN}$

SKutečná síla potřebná k pohybu osy Z: $F_z := F_{zt} + k_{kp} \cdot F_{zt} = 34.825 \text{ kN}$

Kuličkový šroub

Stoupání kuličkového šroubu: $h := 20 \text{ mm}$

Účinnost kuličkového šroubu: $\eta_{kš} := 0.96$

Otáčky motoru: $n_m := 1500 \frac{1}{\text{min}}$

Úhlová rychlost na výstupu z motoru: $\omega_m := 2 \cdot \pi \cdot n_m = 157.08 \frac{1}{\text{s}}$

Celkový převodový poměr: $i_c := \frac{\omega_m}{v} = 471.239 \frac{1}{\text{m}}$

Finální převod: $i_f := \frac{2 \cdot \pi}{h} = 314.159 \frac{1}{\text{m}}$

Vstupní převod: $i_1 := \frac{i_c}{i_f} = 1.5$

Moment na vstupu finálního mechanismu: $M_r := F_z \cdot \frac{1}{i_f} \cdot \frac{1}{\eta_{kš}} = 115.472 \text{ Nm}$

Moment motoru: $M_m := \frac{M_r}{i_1} = 76.981 \text{ Nm}$

Současný stav

Roztečný průměr 1. řemenice: $d_{p1} := 76.39 \text{ mm}$

Roztečný průměr 2. řemenice: $d_{p2} := 112.05 \text{ mm}$

Skutečný moment motoru: $M_{ms} := 70 \text{ Nm}$

Skutečný řemenový převodový poměr: $i_{1s} := \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = 1.467$

Moment přenášený na KŠ: $M_{rs} := M_{ms} \cdot i_{1s} = 102.677 \text{ Nm}$

Skutečný celkový převodový poměr: $i_{c.sk} := i_f \cdot i_{1s} = 460.814 \frac{1}{m}$

Skutečné max. posuvová rychlost: $v_{sk} := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{i_{c.sk}} = 20.452 \frac{m}{min}$

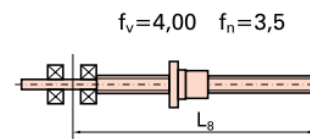
Kontrola KŠ

Průměr KŠ: $d_{kš} := 50 \text{ mm}$

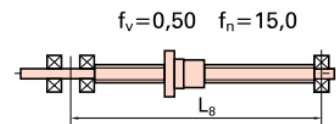
Určení součinitelů f_v a f_n

Součinitele uložení:

$$f_n := 22 \frac{mm}{min} \quad f_v := 0.25 \frac{mm^2}{N}$$

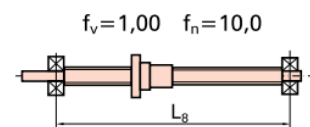


Vzdálenost podpor: $L_p := 1950 \text{ mm}$



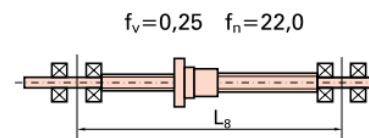
Kritické otáčky hřídele KŠ:

$$n_{kš.kr} := \frac{d_{kš} \cdot f_n \cdot 10^7}{L_p^2} = (2.893 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$$



Maximální otáčky hřídele KŠ:

$$n_{kš.max} := 0.8 \cdot n_{kš.kr} = (2.314 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$$



Skutečné otáčky: $n_{kš.skut} := \frac{n_m}{i_{1s}} = (1.023 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$

Bezpečnost oproti překročení kritických otáček: $B_n := \frac{n_{kš.max}}{n_{kš.skut}} = 2.263$

Kritické axiální zatížení: $Q_{kr} := \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_{kš}^4}{f_v \cdot L_p^2} = 101.927 \text{ kN}$

Maximální axiální síla: $F_{a.max} := 0.33 \cdot Q_{kr} = 33.636 \text{ kN}$

Bezpečnost oproti přetížení axiální silou: $B_F := \frac{Q_{kr}}{F_{gn}} = 2.038$
(bez pohybu + bez vyvažování)

Dynamika pohonu

Moment hybnosti smykadla: $J_s := m_c \cdot \left(\frac{h}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 0.052 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Moment hybnosti motoru: $J_m := 0.0248 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Poměr momentů hybnosti: $\psi_J := \frac{J_s}{J_m} = 2.084$

Poměr hybnosti pohonu by se měl pohybovat v mezi 0,5 až 1,5

Zatížení motoru

Zatížení motoru od hmoty smykadla [%] : $\psi_s := \frac{M_m}{M_{ms}} \cdot 100 = 109.973$

Reálně naměřené hodnoty:

Skutečné zatížení motoru při zrychlení [%]: $\psi_{a.sk} := 80$

Skutečné zatížení motoru při konstantní rychlosti [%]: $\psi_{k.sk} := 50$

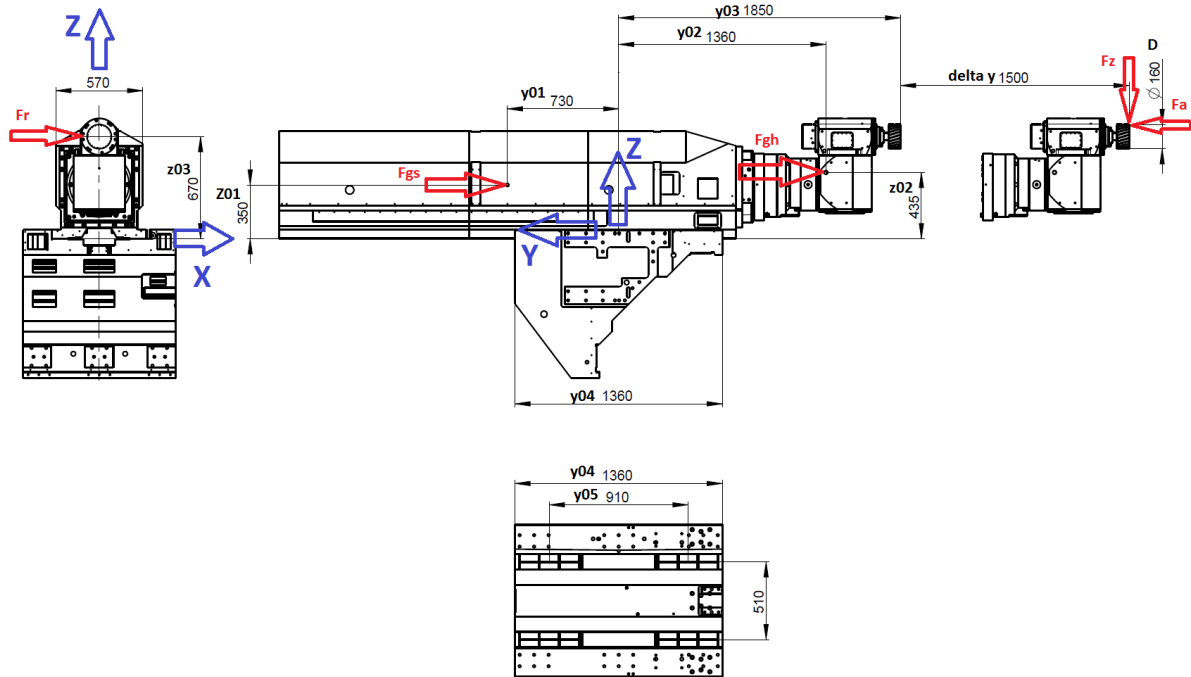
PŘÍLOHA č. 6

Výpočet životnosti valivého lineárního vedení

Specifikace jednotek:

$$Nm := N \cdot m \quad \frac{N}{cm^2} = 0.01 \text{ MPa} \quad \text{hod} := \text{hr}$$

Výpočet životnosti lineárního vedení



Rozměrové parametry:

$$\begin{aligned} y_{01} &:= -1230 \text{ mm} & y_{04} &:= 1360 \text{ mm} & z_1 &:= 350 \text{ mm} \\ y_{02} &:= 1860 \text{ mm} & y_{05} &:= 910 \text{ mm} & z_2 &:= 435 \text{ mm} \\ y_{03} &:= 2350 \text{ mm} & y_{06} &:= 590 \text{ mm} & z_3 &:= 670 \text{ mm} \end{aligned}$$

Zdvih osy: $\Delta y := 2500 \text{ mm}$

Průměr frézy: $D := 160 \text{ mm}$

Kroutící moment: $M_k := 1500 \text{ Nm}$

Rychloposuv: $v := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Hmotnost smykadla: $m_s := 5500 \text{ kg}$

Zrychlení: $a := 3.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Hmotnost frézovací hlavy: $m_h := 1300 \text{ kg}$

Rozteč tanků v ose Y: $L_y := 900 \text{ mm}$

Rozteč tanků v ose Z: $L_x := 590 \text{ mm}$

Silové účinky:

$$\text{Řezná síla: } F_Z := \frac{2 \cdot M_k}{D} = 18.75 \text{ kN}$$

$$F_R := 0.8 \cdot F_Z = 15 \text{ kN}$$

$$F_A := 0.6 \cdot F_Z = 11.25 \text{ kN}$$

$$F_{\check{r}} := [F_Z \ F_R \ F_A]$$

$$\text{Gravitační účinky: } F_{GS} := m_s \cdot g = 53.937 \text{ kN}$$

$$F_{Gh} := m_h \cdot g = 12.749 \text{ kN}$$

$$\text{Síly od zrychlení: } F_{aS} := m_s \cdot a = 19.25 \text{ kN}$$

$$F_{ah} := m_h \cdot a = 4.55 \text{ kN}$$

Polohy smykadla:

Počáteční polohy:

$$y_{01} = -1.23 \text{ m}$$

$$y_{02} = 1.86 \text{ m}$$

$$y_{03} = 2.35 \text{ m}$$

Koncové polohy:

$$y_1 := y_{01} + \Delta y = 1.27 \text{ m}$$

$$y_2 := y_{02} + \Delta y = 4.36 \text{ m}$$

$$y_3 := y_{03} + \Delta y = 4.85 \text{ m}$$

ZATĚŽOVACÍ STAVY:

1) Hrubování

Vektory síly a polohy:

$$\text{Řezná síla: } F_{1\check{r}} := F_{\check{r}} \quad r_1 := \left[-\frac{D}{2} \ y_3 \ z_3 \right]$$

$$\text{Hmota smykadla: } F_{1s} := [0 \ F_{GS} \ 0] \quad r_3 := [0 \ y_1 \ z_1]$$

$$\text{Hmota fr. hlavy: } F_{1h} := [0 \ F_{Gh} \ 0] \quad r_2 := [0 \ y_2 \ z_2]$$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_{1\check{r}} := F_{1\check{r}}^T \times r_1^T \quad M_{1\check{r}}^T = [-4.451 \cdot 10^4 \ -1.346 \cdot 10^4 \ 9.214 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

$$M_{1s} := F_{1s}^T \times r_2^T \quad M_{1s}^T = [2.346 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

$$M_{1h} := F_{1h}^T \times r_3^T \quad M_{1h}^T = [4.462 \cdot 10^3 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

Celková síla:

$$F_{1c} := F_{1r} + F_{1s} + F_{1h}$$

$$F_{1c} = [18.75 \quad 81.685 \quad 11.25] \text{ kN}$$

Celkový moment:

$$M_{1c} := M_{1r} + M_{1s} + M_{1h}$$

$$M_{1c}^T = [-1.659 \cdot 10^4 \quad -1.346 \cdot 10^4 \quad 9.214 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

2) Frézování

Vektory síly a polohy:

Řezná síla:

$$F_{2r} := 0.5 \cdot F_{\dot{r}}$$

50 % z max. výkonu

Hmota smykadla:

$$F_{2s} := [0 \quad F_{GS} \quad 0]$$

Hmota fr. hlavy:

$$F_{2h} := [0 \quad F_{Gh} \quad 0]$$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_{2r} := F_{2r}^T \times r_1^T$$

$$M_{2r}^T = [-2.226 \cdot 10^4 \quad -6.731 \cdot 10^3 \quad 4.607 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

$$M_{2s} := F_{2s}^T \times r_2^T$$

$$M_{2s}^T = [2.346 \cdot 10^4 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

$$M_{2h} := F_{2h}^T \times r_3^T$$

$$M_{2h}^T = [4.462 \cdot 10^3 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

Celková síla:

$$F_{2c} := F_{2r} + F_{2s} + F_{2h}$$

$$F_{2c} = [9.375 \quad 74.185 \quad 5.625] \text{ kN}$$

Celkový moment:

$$M_{2c} := M_{2r} + M_{2s} + M_{2h}$$

$$M_{2c}^T = [5.668 \cdot 10^3 \quad -6.731 \cdot 10^3 \quad 4.607 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

3) Dokončování

Vektory síly a polohy:

Řezná síla:

$$F_{3r} := 0.2 \cdot F_{\dot{r}}$$

20 % z max. výkonu

Hmota smykadla:

$$F_{3s} := [0 \quad F_{GS} \quad 0]$$

Hmota fr. hlavy:

$$F_{3h} := [0 \quad F_{Gh} \quad 0]$$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_{3\check{r}} := F_{3\check{r}}^T \times r_1^T$$

$$M_{3\check{r}}^T = [-8.903 \cdot 10^3 \quad -2.693 \cdot 10^3 \quad 1.843 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

$$M_{3s} := F_{3s}^T \times r_2^T$$

$$M_{3s}^T = [2.346 \cdot 10^4 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

$$M_{3h} := F_{3h}^T \times r_3^T$$

$$M_{3h}^T = [4.462 \cdot 10^3 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

Celková síla:

$$F_{3c} := F_{3\check{r}} + F_{3s} + F_{3h}$$

$$F_{3c} = [3.75 \quad 69.685 \quad 2.25] \text{ kN}$$

Celkový moment:

$$M_{3c} := M_{3\check{r}} + M_{3s} + M_{3h}$$

$$M_{3c}^T = [1.902 \cdot 10^4 \quad -2.693 \cdot 10^3 \quad 1.843 \cdot 10^4] \text{ Nm}$$

4) Rychlopusuv - zrychlení (nahoru)

Vektory síly a polohy:

Řezná síla:

$$F_{4\check{r}} := 0 \cdot F_{\check{r}}$$

Hmota smykadla:

$$F_{4s} := [0 \quad (F_{GS} + F_{aS}) \quad 0]$$

Hmota fr. hlavy:

$$F_{4h} := [0 \quad (F_{Gh} + F_{ah}) \quad 0]$$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_{4\check{r}} := F_{4\check{r}}^T \times r_1^T$$

$$M_{4\check{r}}^T = [0 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

$$M_{4s} := F_{4s}^T \times r_2^T$$

$$M_{4s}^T = [3.184 \cdot 10^4 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

$$M_{4h} := F_{4h}^T \times r_3^T$$

$$M_{4h}^T = [6.055 \cdot 10^3 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

Celková síla:

$$F_{4c} := F_{4\check{r}} + F_{4s} + F_{4h}$$

$$F_{4c} = [0 \quad 90.485 \quad 0] \text{ kN}$$

Celkový moment:

$$M_{4c} := M_{4\check{r}} + M_{4s} + M_{4h}$$

$$M_{4c}^T = [3.789 \cdot 10^4 \quad 0 \quad 0] \text{ Nm}$$

5) Rychloposuv - konstantní posuv

Vektory síly a polohy:

Řezná síla: $F_{5\check{r}} := 0 \cdot F_{\check{r}}$

Hmota smykadla: $F_{5s} := [0 \ F_{GS} \ 0]$

Hmota fr. hlavy: $F_{5h} := [0 \ F_{Gh} \ 0]$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_{5\check{r}} := F_{5\check{r}}^T \times r_1^T \quad M_{5\check{r}}^T = [0 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

$$M_{5s} := F_{5s}^T \times r_2^T \quad M_{5s}^T = [2.346 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

$$M_{5h} := F_{5h}^T \times r_3^T \quad M_{5h}^T = [4.462 \cdot 10^3 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

Celková síla:

$$F_{5c} := F_{5\check{r}} + F_{5s} + F_{5h} \quad F_{5c} = [0 \ 66.685 \ 0] \text{ kN}$$

Celkový moment:

$$M_{5c} := M_{5\check{r}} + M_{5s} + M_{5h} \quad M_{5c}^T = [2.792 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

6) Rychloposuv - zrychlení (dolu)

Vektory síly a polohy:

Řezná síla: $F_{6\check{r}} := 0 \cdot F_{\check{r}}$

Hmota smykadla: $F_{6s} := [0 \ (F_{GS} - F_{aS}) \ 0]$

Hmota fr. hlavy: $F_{6h} := [0 \ (F_{Gh} - F_{ah}) \ 0]$

Momenty v počátku souřadnic:

$$M_{6\check{r}} := F_{6\check{r}}^T \times r_1^T \quad M_{6\check{r}}^T = [0 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

$$M_{6s} := F_{6s}^T \times r_2^T \quad M_{6s}^T = [1.509 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

$$M_{6h} := F_{6h}^T \times r_3^T \quad M_{6h}^T = [2.87 \cdot 10^3 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

Celková síla:

$$F_{6c} := F_{6f} + F_{6s} + F_{6h}$$

$$F_{6c} = [0 \ 42.885 \ 0] \text{ kN}$$

Celkový moment:

$$M_{6c} := M_{6f} + M_{6s} + M_{6h}$$

$$M_{6c}^T = [1.796 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \text{ Nm}$$

Parametry valivé jednotky:

Statická únosnost: $C_0 := 530 \text{ kN}$

Dynamická únosnost: $C_D := 295 \text{ kN}$

Předpětí V3:

$$F_0 := 0.13 \cdot C_0 = 68.9 \text{ kN}$$

Počet drah: $n_d := 2$

Počet tanků na dráze: $n_t := 2$

Celkový počet tanků: $n_c := n_t \cdot n_d = 4$



	MR W 65-A	MR W 65-B	MR W 65-C	MR W 65-D
A: System height	90	90	90	90
B: Carriage width	170	170	126	126
B2: Distance between locating faces	53.5	53.5	31.5	31.5
C1: Position of center front lube hole	13	13	13	13
C3: Position of lateral lube hole	13	13	13	13
C4: Position of lateral lube hole	31.75	58	51.75	53
C7: Position of top lube hole	27.75	54	47.75	49
J: Carriage height	76	76	76	76
L: Carriage length	198.5	251	198.5	251
L1: Exterior fixing hole spacing	110	110	70	120
L2: Interior fixing hole spacing	82	82	-	-
L6: Steel body length	148.5	201	148.5	201
N: Lateral fixing hole spacing	142	142	76	76
O: Reference face height	15	15	15	15
Capacities and weights				
C0: Static load capacity (N)	419000	530000	419000	530000
C100: Dynamic load capacity (N)	232000	295000	232000	295000
MO0: Static cross moment capacity (Nm)	16446	20912	16446	20912
M0L: Static longitud. moment capacity (Nm)	10754	17930	10754	17930
M0: Dyn. cross moment capacity (Nm)	9154	11640	9154	11640
ML: Dyn. longitud. moment capacity (Nm)	5954	9980	5954	9980
Gew: Carriage weight (kg)	10.2	13.5	8.0	10.4

Výpočet životnosti:

Vektory jednotlivých os:

$$V_x := \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$V_y := \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$V_z := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Vektory v počátku souřadnic pro jednotlivé stavy

$$M_{1x} := M_{1c} \cdot V_x$$

$$M_{2x} := M_{2c} \cdot V_x$$

$$M_{3x} := M_{3c} \cdot V_x$$

$$M_{4x} := M_{4c} \cdot V_x$$

$$M_{5x} := M_{5c} \cdot V_x$$

$$M_{6x} := M_{6c} \cdot V_x$$

$$M_{1y} := M_{1c} \cdot V_y$$

$$M_{2y} := M_{2c} \cdot V_y$$

$$M_{3y} := M_{3c} \cdot V_y$$

$$M_{4y} := M_{4c} \cdot V_y$$

$$M_{5y} := M_{5c} \cdot V_y$$

$$M_{6y} := M_{6c} \cdot V_y$$

$$M_{1z} := M_{1c} \cdot V_z$$

$$M_{2z} := M_{2c} \cdot V_z$$

$$M_{3z} := M_{3c} \cdot V_z$$

$$M_{4z} := M_{4c} \cdot V_z$$

$$M_{5z} := M_{5c} \cdot V_z$$

$$M_{6z} := M_{6c} \cdot V_z$$

$$\begin{aligned}
F_{1x} &:= F_{1c} \cdot V_x \\
F_{2x} &:= F_{2c} \cdot V_x \\
F_{3x} &:= F_{3c} \cdot V_x \\
F_{4x} &:= F_{4c} \cdot V_x \\
F_{5x} &:= F_{5c} \cdot V_x \\
F_{6x} &:= F_{6c} \cdot V_x
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{1y} &:= F_{1c} \cdot V_y \\
F_{2y} &:= F_{2c} \cdot V_y \\
F_{3y} &:= F_{3c} \cdot V_y \\
F_{4y} &:= F_{4c} \cdot V_y \\
F_{5y} &:= F_{5c} \cdot V_y \\
F_{6y} &:= F_{6c} \cdot V_y
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{1z} &:= F_{1c} \cdot V_z \\
F_{2z} &:= F_{2c} \cdot V_z \\
F_{3z} &:= F_{3c} \cdot V_z \\
F_{4z} &:= F_{4c} \cdot V_z \\
F_{5z} &:= F_{5c} \cdot V_z \\
F_{6z} &:= F_{6c} \cdot V_z
\end{aligned}$$

$$F_x := \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{2x} \\ F_{3x} \\ F_{4x} \\ F_{5x} \\ F_{6x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 18.75 \\ 9.375 \\ 3.75 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$M_x := \begin{bmatrix} M_{1x} \\ M_{2x} \\ M_{3x} \\ M_{4x} \\ M_{5x} \\ M_{6x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1.659 \cdot 10^4 \\ 5.668 \cdot 10^3 \\ 1.902 \cdot 10^4 \\ 3.789 \cdot 10^4 \\ 2.792 \cdot 10^4 \\ 1.796 \cdot 10^4 \end{bmatrix} \text{ Nm}$$

$$F_y := \begin{bmatrix} F_{1y} \\ F_{2y} \\ F_{3y} \\ F_{4y} \\ F_{5y} \\ F_{6y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 81.685 \\ 74.185 \\ 69.685 \\ 90.485 \\ 66.685 \\ 42.885 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$M_y := \begin{bmatrix} M_{1y} \\ M_{2y} \\ M_{3y} \\ M_{4y} \\ M_{5y} \\ M_{6y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1.346 \cdot 10^4 \\ -6.731 \cdot 10^3 \\ -2.693 \cdot 10^3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ Nm}$$

$$F_z := \begin{bmatrix} F_{1z} \\ F_{2z} \\ F_{3z} \\ F_{4z} \\ F_{5z} \\ F_{6z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 11.25 \\ 5.625 \\ 2.25 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$M_z := \begin{bmatrix} M_{1z} \\ M_{2z} \\ M_{3z} \\ M_{4z} \\ M_{5z} \\ M_{6z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 9.214 \cdot 10^4 \\ 4.607 \cdot 10^4 \\ 1.843 \cdot 10^4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ Nm}$$

Síly působící na jednotlivé tanky

Síly ve směru osy Z:

$$F_{A1z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d \cdot L_y} + \frac{M_y}{n_t \cdot L_x}$$

$$F_{A1z}^T = [-17.812 \quad -1.149 \quad 8.848 \quad 21.05 \quad 15.514 \quad 9.977] \text{ kN}$$

$$F_{A2z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d \cdot L_y} + \frac{M_y}{n_t \cdot L_x}$$

$$F_{A2z}^T = [0.619 \quad -7.447 \quad -12.287 \quad -21.05 \quad -15.514 \quad -9.977] \text{ kN}$$

$$F_{B1z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d \cdot L_y} - \frac{M_y}{n_t \cdot L_x}$$

$$F_{B1z}^T = [5.006 \quad 10.26 \quad 13.412 \quad 21.05 \quad 15.514 \quad 9.977] \text{ kN}$$

$$F_{B2z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d \cdot L_y} - \frac{M_y}{n_t \cdot L_x}$$

$$F_{B2z}^T = [23.437 \quad 3.962 \quad -7.723 \quad -21.05 \quad -15.514 \quad -9.977] \text{ kN}$$

Síly ve směru osy X:

$$F_{A1x} := \frac{F_x}{n_c} - \frac{M_z}{n_d \cdot L_y} \quad F_{A1x}^T = [-46.5 \quad -23.25 \quad -9.3 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \text{ kN} \quad F_{B1x} := F_{A1x}$$

$$F_{A2x} := \frac{F_x}{n_c} + \frac{M_z}{n_d \cdot L_y} \quad F_{A2x}^T = [55.875 \quad 27.938 \quad 11.175 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \text{ kN} \quad F_{B2x} := F_{A2x}$$

Fiktivní zatížení:

$$V_1 := \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_2 := \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_3 := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_4 := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_5 := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_6 := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$F_{A1} := \begin{bmatrix} |F_{A1x} \cdot V_1| + |F_{A1z} \cdot V_1| \\ |F_{A1x} \cdot V_2| + |F_{A1z} \cdot V_2| \\ |F_{A1x} \cdot V_3| + |F_{A1z} \cdot V_3| \\ |F_{A1x} \cdot V_4| + |F_{A1z} \cdot V_4| \\ |F_{A1x} \cdot V_5| + |F_{A1z} \cdot V_5| \\ |F_{A1x} \cdot V_6| + |F_{A1z} \cdot V_6| \end{bmatrix} \quad F_{A1}^T = [64.312 \quad 24.399 \quad 18.148 \quad 21.05 \quad 15.514 \quad 9.977] \text{ kN}$$

$$F_{A2} := \begin{bmatrix} |F_{A2x} \cdot V_1| + |F_{A2z} \cdot V_1| \\ |F_{A2x} \cdot V_2| + |F_{A2z} \cdot V_2| \\ |F_{A2x} \cdot V_3| + |F_{A2z} \cdot V_3| \\ |F_{A2x} \cdot V_4| + |F_{A2z} \cdot V_4| \\ |F_{A2x} \cdot V_5| + |F_{A2z} \cdot V_5| \\ |F_{A2x} \cdot V_6| + |F_{A2z} \cdot V_6| \end{bmatrix} \quad F_{A2}^T = [56.494 \quad 35.385 \quad 23.462 \quad 21.05 \quad 15.514 \quad 9.977] \text{ kN}$$

$$F_{B1} := \begin{bmatrix} |F_{B1x} \cdot V_1| + |F_{B1z} \cdot V_1| \\ |F_{B1x} \cdot V_2| + |F_{B1z} \cdot V_2| \\ |F_{B1x} \cdot V_3| + |F_{B1z} \cdot V_3| \\ |F_{B1x} \cdot V_4| + |F_{B1z} \cdot V_4| \\ |F_{B1x} \cdot V_5| + |F_{B1z} \cdot V_5| \\ |F_{B1x} \cdot V_6| + |F_{B1z} \cdot V_6| \end{bmatrix} \quad F_{B1}^T = [51.506 \quad 33.51 \quad 22.712 \quad 21.05 \quad 15.514 \quad 9.977] \text{ kN}$$

$$F_{B2} := \begin{bmatrix} |F_{B2x} \cdot V_1| + |F_{B2z} \cdot V_1| \\ |F_{B2x} \cdot V_2| + |F_{B2z} \cdot V_2| \\ |F_{B2x} \cdot V_3| + |F_{B2z} \cdot V_3| \\ |F_{B2x} \cdot V_4| + |F_{B2z} \cdot V_4| \\ |F_{B2x} \cdot V_5| + |F_{B2z} \cdot V_5| \\ |F_{B2x} \cdot V_6| + |F_{B2z} \cdot V_6| \end{bmatrix} \quad F_{B2}^T = [79.312 \quad 31.899 \quad 18.898 \quad 21.05 \quad 15.514 \quad 9.977] \text{ kN}$$

Statické zatížení

Efektivní zatížení:

- Jestliže $F_{A,i} < 3F_0$ je $F_{eA,i} = F_0 + \frac{2}{3}F_{A,i}$
- Jestliže $F_{A,i} \geq 3F_0$ je $F_{eA,i} = F_{A,i}$

$$F_{e0} := 3 \cdot F_0 = 206.7 \text{ kN}$$

Tyto výrazy platí pro $j = 1, 2$ a dále pro záměnu B místo A .

$$F_{eA1} := F_0 + \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} F_{A1} \cdot V_1 \\ F_{A1} \cdot V_2 \\ F_{A1} \cdot V_3 \\ F_{A1} \cdot V_4 \\ F_{A1} \cdot V_5 \\ F_{A1} \cdot V_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 111.775 \\ 85.166 \\ 80.999 \\ 82.934 \\ 79.242 \\ 75.551 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{eB1} := F_0 + \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} F_{B1} \cdot V_1 \\ F_{B1} \cdot V_2 \\ F_{B1} \cdot V_3 \\ F_{B1} \cdot V_4 \\ F_{B1} \cdot V_5 \\ F_{B1} \cdot V_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 103.237 \\ 91.24 \\ 84.041 \\ 82.934 \\ 79.242 \\ 75.551 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{eA2} := F_0 + \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} F_{A2} \cdot V_1 \\ F_{A2} \cdot V_2 \\ F_{A2} \cdot V_3 \\ F_{A2} \cdot V_4 \\ F_{A2} \cdot V_5 \\ F_{A2} \cdot V_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 106.563 \\ 92.49 \\ 84.541 \\ 82.934 \\ 79.242 \\ 75.551 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_{eB2} := F_0 + \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} F_{B2} \cdot V_1 \\ F_{B2} \cdot V_2 \\ F_{B2} \cdot V_3 \\ F_{B2} \cdot V_4 \\ F_{B2} \cdot V_5 \\ F_{B2} \cdot V_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 121.775 \\ 90.166 \\ 81.499 \\ 82.934 \\ 79.242 \\ 75.551 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Maximální velikosti vektoru sil:

$$F_{A1M} := \max(F_{eA1}) = 111.775 \text{ kN}$$

$$F_{B1M} := \max(F_{eB1}) = 103.237 \text{ kN}$$

$$F_{A2M} := \max(F_{eA2}) = 106.563 \text{ kN}$$

$$F_{B2M} := \max(F_{eB2}) = 121.775 \text{ kN}$$

Statická bezpečnost:

$$S_{0A1} := \frac{C_0}{F_{A1M}} = 4.742$$

$$S_{0A2} := \frac{C_0}{F_{A2M}} = 4.974$$

$$S_{0B1} := \frac{C_0}{F_{B1M}} = 5.134$$

$$S_{0B2} := \frac{C_0}{F_{B2M}} = 4.352$$

Minimální požadovaná statická bezpečnost

$$S_0 > 3$$

Dynamická zatížení

Poměrná doba běhu při obrábění: $q_1 := 0.3$ $q_2 := 0.5$ $q_3 := 0.2$

Předpokládaná doba běhu při obrábění: $T_o := 17000$ *hod*

Středná hodnota posuvu při obrábění: $v_o := 1 \frac{m}{min}$

Doba běhu jednotlivých cyklů:

$$T_1 := q_1 \cdot T_o = (5.1 \cdot 10^3) \text{ hod} \quad T_2 := q_2 \cdot T_o = (8.5 \cdot 10^3) \text{ hod} \quad T_3 := q_3 \cdot T_o = (3.4 \cdot 10^3) \text{ hod}$$

Ujetá dráha:

$$l_{s1} := T_1 \cdot v_o = 306 \text{ km} \quad l_{s2} := T_2 \cdot v_o = 510 \text{ km} \quad l_{s3} := T_3 \cdot v_o = 204 \text{ km}$$

Předpokládaná doba běhu při rychloposuvu: $T_r := 3000$ *hod*

Poměrná doba běhu posuvu smykadla při zrychlení: $q_4 := \frac{2}{1 + \frac{a}{v^2} \cdot \Delta y} = 0.025$

Poměrná doba běhu při rychloposuvu: $q_5 := 1 - q_4 = 0.975$

Doba běhu při rychloposuvu:

$$T_4 := \frac{q_4}{2} \cdot T_r = 37.618 \text{ hod} \quad T_5 := q_5 \cdot T_r = (2.925 \cdot 10^3) \text{ hod} \quad T_6 := T_4$$

Ujetá dráha rychloposuvem:

$$l_{r4} := T_4 \cdot \frac{v}{2} = 22.571 \text{ km} \quad l_{r5} := T_5 \cdot v = (3.51 \cdot 10^3) \text{ km} \quad l_{r6} := l_{r4}$$

Celková doba běhu: $T_c := T_o + T_r = (2 \cdot 10^4) \text{ hod}$

Celková ujetá dráha: $l_c := l_{s1} + l_{s2} + l_{s3} + l_{r4} + l_{r5} + l_{r6} = (4.575 \cdot 10^3) \text{ km}$

Dynamická bezpečnost:

$$F_{DeA1} := \left(\frac{F_{eA1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_1 \cdot l_{s1} + F_{eA1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_2 \cdot l_{s2} + F_{eA1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_3 \cdot l_{s3} + F_{eA1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_4 \cdot l_{r4} + F_{eA1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_5 \cdot l_{r5} + F_{eA1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_6 \cdot l_{r6}}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$F_{DeA2} := \left(\frac{F_{eA2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_1 \cdot l_{s1} + F_{eA2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_2 \cdot l_{s2} + F_{eA2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_3 \cdot l_{s3} + F_{eA2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_4 \cdot l_{r4} + F_{eA2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_5 \cdot l_{r5} + F_{eA2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_6 \cdot l_{r6}}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$F_{DeB1} := \left(\frac{F_{eB1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_1 \cdot l_{s1} + F_{eB1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_2 \cdot l_{s2} + F_{eB1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_3 \cdot l_{s3} + F_{eB1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_4 \cdot l_{r4} + F_{eB1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_5 \cdot l_{r5} + F_{eB1}^{\frac{10}{3}} \cdot V_6 \cdot l_{r6}}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$F_{DeB2} := \left(\frac{F_{eB2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_1 \cdot l_{s1} + F_{eB2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_2 \cdot l_{s2} + F_{eB2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_3 \cdot l_{s3} + F_{eB2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_4 \cdot l_{r4} + F_{eB2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_5 \cdot l_{r5} + F_{eB2}^{\frac{10}{3}} \cdot V_6 \cdot l_{r6}}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$F_{DeA1} = 83.221 \text{ kN} \quad F_{DeA2} = 83.669 \text{ kN} \quad F_{DeB1} = 83.091 \text{ kN} \quad F_{DeB2} = 85.287 \text{ kN}$$

Životnost valivých jednotek:

Pravděpodobnost dodržení životnosti - 90% : $a_1 := 1$

$$L_{A1} := a_1 \cdot \left(\frac{C_D}{F_{DeA1}} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \cdot 10^5 \text{ m} = (6.791 \cdot 10^3) \text{ km}$$

$$L_{A2} := a_1 \cdot \left(\frac{C_D}{F_{DeA2}} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \cdot 10^5 \text{ m} = (6.671 \cdot 10^3) \text{ km}$$

$$L_{B1} := a_1 \cdot \left(\frac{C_D}{F_{DeB1}} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \cdot 10^5 \text{ m} = (6.827 \cdot 10^3) \text{ km}$$

$$L_{B2} := a_1 \cdot \left(\frac{C_D}{F_{DeB2}} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \cdot 10^5 \text{ m} = (6.258 \cdot 10^3) \text{ km}$$

Dynamická bezpečnost:

$$S_{DA1} := \frac{L_{A1}}{l_c} = 1.485$$

$$S_{DB1} := \frac{L_{B1}}{l_c} = 1.492$$

$$S_{DA2} := \frac{L_{A2}}{l_c} = 1.458$$

$$S_{DB2} := \frac{L_{B2}}{l_c} = 1.368$$

Minimální požadovaná dynamická bezpečnost $S_D > 1.2$

PŘÍLOHA č. 7

Návrh pohonu kuličkovým šroubem

$$Nm := N \cdot m$$

$$hod := hr$$

Návrh pohonu - Kuličkový šroub

Hmotnost smykadla (4500 mm): $m_s := 5000 \text{ kg}$

Hmotnost obráběcí hlavy: $m_h := 1300 \text{ kg}$

Hmotnost krytů a dalších komponent: $m_k := 700 \text{ kg}$

Rychlost pouvu osy Z: $v := 20 \frac{m}{min}$

Doba do zrychlení na max. hodnotu posuvu: $t_0 := 0.1 \text{ s}$

Zrychlení osy - skutečné: $a_0 := \frac{v}{t_0} = 3.333 \frac{m}{s^2}$

Zrychlení osy - pro výpočet: $a := 3.5 \frac{m}{s^2}$

Nevyváženost osy Z do 20 %

Celková hmotnost pohybujících se částí: $m_c := m_s + m_h + m_k = (7 \cdot 10^3) \text{ kg}$

Gravitační síla od hmotnosti pohyblivých částí: $F_{gn} := m_c \cdot g = 68.647 \text{ kN}$

Vyvážení osy Z: $F_{gv} := 0.20 \cdot F_{gn} = 13.729 \text{ kN}$

Síla od zrychlení: $F_a := m_c \cdot a = 24.5 \text{ kN}$

Teoretická síla pohybující osou Z: $F_z := F_{gv} + F_a = 38.229 \text{ kN}$

Kuličkový šroub

Stoupání kuličkového šroubu: $h := 20 \text{ mm}$

Účinnost kuličkového šroubu: $\eta_{kš} := 0.96$

Otáčky motoru: $n_m := 2000 \frac{1}{min}$

Úhlová rychlost na výstupu z motoru: $\omega_m := 2 \cdot \pi \cdot n_m = 209.44 \frac{1}{s}$

Celkový převodový poměr: $i_c := \frac{\omega_m}{v} = 628.319 \frac{1}{m}$

Finální převod: $i_f := \frac{2 \cdot \pi}{h} = 314.159 \frac{1}{m}$

Vstupní převod: $i_1 := \frac{i_c}{i_f} = 2$

Moment na vstupu finálního mechanismu: $M_r := F_z \cdot \frac{1}{i_f} \cdot \frac{1}{\eta_{kš}} = 126.758 Nm$

Moment motoru: $M_m := \frac{M_r}{i_1} = 63.379 Nm$

Navžení řemenového převodu:

Roztečný průměr 1. řemenice: $d_{p1} := 71.3 mm$

Roztečný průměr 2. řemenice: $d_{p2} := 142.6 mm$

Skutečný moment motoru: $M_{ms} := 70 Nm$

Skutečný převodový poměr: $i_{1s} := \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = 2$

Moment přenášený na KŠ: $M_{rs} := M_{ms} \cdot i_{1s} = 140 Nm$

Skutečný celkový převodový poměr: $i_{c.sk} := i_f \cdot i_{1s} = 628.319 \frac{1}{m}$

Skutečné max. posuvová rychlost: $v_{sk} := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{i_{c.sk}} = 20 \frac{m}{min}$

Průměr KŠ:

$$d_{kš} := 80 \text{ mm}$$

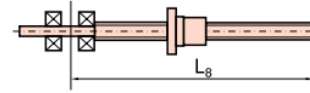
Určení součinitelů f_v a f_n

Součinitele uložení:

$$f_n := 22 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$f_v := 0.25 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

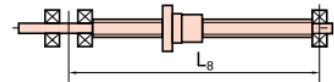
$$f_v = 4,00 \quad f_n = 3,5$$



Vzdálenost podpor:

$$L_p := 3200 \text{ mm}$$

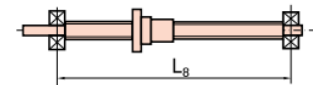
$$f_v = 0,50 \quad f_n = 15,0$$



Kritické otáčky hřídele KŠ:

$$n_{kš.kr} := \frac{d_{kš} \cdot f_n \cdot 10^7}{L_p^2} = (1.719 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

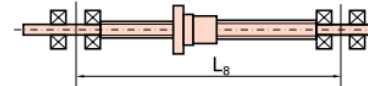
$$f_v = 1,00 \quad f_n = 10,0$$



Maximální otáčky hřídele KŠ:

$$n_{kš.max} := 0.8 \cdot n_{kš.kr} = (1.375 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

$$f_v = 0,25 \quad f_n = 22,0$$



Skutečné otáčky:

$$n_{kš.skut} := \frac{n_m}{i_{1s}} = (1 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Kritické axiální zatížení:

$$Q_{kr} := \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_{kš}^4}{f_v \cdot L_p^2} = 248.05 \text{ kN}$$

Maximální axiální síla:

$$F_{a.max} := 0.33 \cdot Q_{kr} = 81.857 \text{ kN}$$

$$F_z = 38.229 \text{ kN}$$

Dynamika pohonu

Moment hybnosti smykadla: $J_s := m_c \cdot \left(\frac{h}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 0.071 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Moment hybnosti motoru: $J_m := 0.0547 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Poměr momentů hybnosti: $\psi := \frac{J_s}{J_m} = 1.297$

Výpočet životnosti

Síla od hmotnosti: $F_{gv} = 13.729 \text{ kN}$

Síla od zrychlení: $F_a = 24.5 \text{ kN}$

Zatěžovací stavy:

1) Zrychlení - směr nahoru

Poměrná doba běhu: $q_1 := 0.1$

Síla ve působící na šroub: $F_1 := F_{gv} - F_a = -10.771 \text{ kN}$

Posuvová rychlost $v_1 := \frac{v}{2} = 10 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ Otáčky matice: $n_1 := \frac{v_1}{h} = 500 \frac{1}{\text{min}}$

2) Zrychlení - směr dolů

Poměrná doba běhu: $q_2 := 0.1$

Síla ve působící na šroub: $F_2 := F_{gv} + F_a = 38.229 \text{ kN}$

Posuvová rychlost $v_2 := \frac{v}{2} = 10 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ Otáčky matice: $n_2 := \frac{v_2}{h} = 500 \frac{1}{\text{min}}$

3) Konstantní rovnoměrný pohyb - rychloposuv

Poměrná doba běhu: $q_3 := 0.3$

Síla ve působící na šroub: $F_3 := F_{gv} = 13.729 \text{ kN}$

Posuvová rychlost $v_3 := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ Otáčky matice: $n_3 := \frac{v_3}{h} = 1000 \frac{1}{\text{min}}$

4) Konstantní rovnoměrný pohyb - hrubování

Poměrná doba běhu: $q_4 := 0.2$

Síla ve působící na šroub: $F_4 := F_{gv} = 13.729 \text{ kN}$

Posuvová rychlost $v_4 := 5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ Otáčky matice: $n_4 := \frac{v_4}{h} = 250 \frac{1}{\text{min}}$

Dynamická únosnost kuličkového šroubu: $C_a := 192 \text{ kN}$

Koeficient vlivu jakosti materiálu: $f_m := 1.25$

Koeficient tvrdosti materiálu: $f_h := 1$

Koeficient toleranční třídy přesnosti: $f_{ac} := 1$

Síla předpětí matice: $F_0 := 0.1 \cdot C_a = 19.2 \text{ kN}$

Modifikovaná únosnost: $C := C_a \cdot f_m \cdot f_h \cdot f_{ac} = 240 \text{ kN}$

Životnost matice:

$$L_n := \left(\frac{C}{F_s} \right)^3 \cdot 10^6 = 1.679 \cdot 10^9$$

Životnost kuličkového šroubu: $L_h := \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{L_n} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_n} \right)^{\frac{10}{9}} \right)^{\frac{9}{10}}} \cdot \frac{1}{n_s} = (3.26 \cdot 10^4) \text{ hod}$

Požadovaná životnost: $L_{min} := 20000 \text{ hod}$

Faktor spolehlivosti:

Požadovaná spolehlivost 95%

$$f_{ha} := 0.62$$

$$L_{ha} := f_{ha} \cdot L_h$$

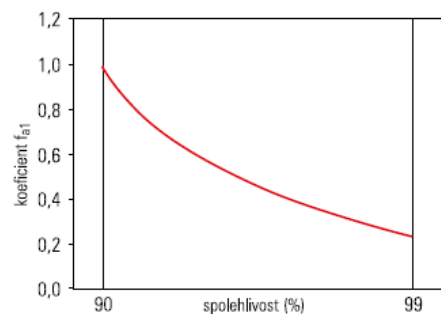
Skutečná životnost KŠ:

$$L_{ha} = (2.021 \cdot 10^4) \text{ hod}$$

faktor spolehlivosti f_{st}

spolehlivost (%)	f_{st}
90	1,00
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

spolehlivost stanovené trvanlivosti



Předepnutí kuličkového šroubu

Síla působící na KŠ při rozjezdu: $F_z = 38.229 \text{ kN}$

Modul pružnosti ocele v tahu: $E := 210 \text{ GPa}$

Vnitřní pr. KŠ: $d_{min} := 70 \text{ mm}$

Vzdálenost podpor: $L_p := 3200 \text{ mm}$

Zahřátí KŠ : $\Delta t := 7 \text{ }^\circ\text{C}$

Tepelná roztažnost ocele: $\alpha := 16.6 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}$

Průřez KŠ: $S_{min} := \frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4} = 0.004 \text{ m}^2$

Napětí ve šroubu: $\sigma := \frac{F_z}{S_{min}} = 9.934 \text{ MPa}$

Prodloužení KŠ od hmoty smykadla: $\Delta l_m := \frac{\sigma \cdot L_p}{E} = 0.151 \text{ mm}$

Prodloužení od zahřátí KŠ: $\Delta l_t := L_p \cdot \alpha \cdot \Delta t = 0.372 \text{ mm}$

Napětí vyvolané předpětím: $\sigma_p := E \cdot \frac{\Delta l_t}{L_p} = 24.402 \text{ MPa}$

Celkové napětí ve šroubu: $\sigma_c := \sigma + \sigma_p = 34.336 \text{ MPa}$

Minimální pevnost hřídele: $Rm := 650 \text{ MPa}$

Mez únavy v tahu: $\sigma_f := 0.32 \cdot Rm = 208 \text{ MPa}$

Bezpečnost vůči mezi únavy: $k_f := \frac{\sigma_f}{\sigma_c} = 6.058$

Předepnutí KŠ bylo zvoleno, tak aby nedošlo k uvolnění v uložení, kdy největší prodloužení může nastat od zahřátí KŠ, proto bylo zvoleno předepnutí o 0,4 mm.

PŘÍLOHA č. 8

Návrh pohonu pastorek-hřeben

$$Nm := N \cdot m$$

Návrh pohonu: Pastrek-hřeben

Hmotnost smykadla (4500 mm): $m_s := 5000 \text{ kg}$

Hmotnost obráběcí hlavy: $m_h := 1300 \text{ kg}$

Hmotnost krytů a dalších komponent: $m_k := 200 \text{ kg}$

Zrychlení osy: $a := 3.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Rychlost pouvu osy Z: $v := 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Maximální řezná síla při karuselování: $F_{\dot{\gamma}} := 25 \text{ kN}$

Počet motorů: $n_p := 2$

Nevyvážení osy Z: do 20 %

Koeficient tření v kluzných plochách: $k_t := 0.005$

Celková hmotnost pohybujících se částí: $m_c := m_s + m_h + m_k = (6.5 \cdot 10^3) \text{ kg}$

Gravitační síla od hmotnosti
pohyblivých částí: $F_{gn} := m_c \cdot g = 63.743 \text{ kN}$

Vyvážení osy Z: $F_{gv} := 0.2 \cdot F_{gn} = 12.749 \text{ kN}$

Síla od zrychlení: $F_a := m_c \cdot a = 22.75 \text{ kN}$

Řezná síla působící ve směru osy Z: $F_{\dot{\gamma},z} := 0.6 \cdot F_{\dot{\gamma}} = 15 \text{ kN}$

Síla působící na pohon:

$$F_z := \frac{(F_{gv} + F_a + F_{\dot{\gamma},z})}{n_p} \cdot (1 + k_t) = 25.376 \text{ kN}$$

Síla působící na pohon při
výpadku vyvažování:

$$F_{stat} := \frac{F_{gn}}{n_p} = 31.872 \text{ kN}$$

Dovolené namáhání zubu v ohybu: $c := 35 \text{ MPa}$
(materiál 14 220.4)

Poměr šířky k modulu: $\psi := 15$

Výpočet minimálního modulu: $m_{dyn} := \sqrt{\frac{F_z}{\pi \cdot c \cdot \psi}} = 3.922 \text{ mm}$

$$m_{stat} := \sqrt{\frac{F_{stat}}{\pi \cdot c \cdot \psi}} = 4.396 \text{ mm}$$

Volen modul: $m := 5 \text{ mm}$

Doporučený počet zubů pastorku: $z_p := 23$

Úhel sklonu zubů: $\beta := 20 \text{ deg}$ $\cos b := 0.939692$

Roztečný průměr pastorku: $d_p := \frac{z_p \cdot m}{\cos b} = 122.381 \text{ mm}$

Obvod pastorku: $h_p := \pi \cdot d_p = 384.47 \text{ mm}$

Převod pastorku na hřeben: $i_{ph} := \frac{2 \cdot \pi}{h_p} = 16.342 \frac{1}{m}$

Otáčky motoru: $n_1 := 1500 \frac{1}{min}$

Obvodová rychlost: $\omega_1 := 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 157.08 \frac{1}{s}$

Celkový převodový poměr: $i_{poh} := \frac{\omega_1}{v} = 471.239 \frac{1}{m}$

Potřebný převodový poměr převodovky: $i_{přteor} := \frac{i_{poh}}{i_{ph}} = 28.835$

Skutečný převodový poměr převodovky:
(dle katalogu: 22 / 27.5 / 38.5 / 55) $i_{př} := 27.5$

Skutečný převodový poměr: $i_{phsk} := i_{př} \cdot i_{ph} = 449.418 \frac{1}{m}$

Maximální posuvová rychlost: $v_{max} := \frac{\omega_1}{i_{phsk}} = 20.971 \frac{m}{min}$

Zatížení motoru při pohybu:

Moment na pastroku: $M_{pd} := F_z \cdot \frac{d_p}{2} = (1.553 \cdot 10^3) Nm$

Potřebný moment motoru: $M_{mph.d} := \frac{M_{pd}}{i_{př}} = 56.463 Nm$

Zatížení motoru při výpadku vyvažování:

Moment na pastroku: $M_{ps} := F_{stat} \cdot \frac{d_p}{2} = (1.95 \cdot 10^3) Nm$

Potřebný moment motoru: $M_{mph.s} := \frac{M_{ps}}{i_{př}} = 70.918 Nm$