

Návrh a konstrukce pohonu posuvu vřeteníku stroje WHtec 100

Bc. Marek Rudolecký

Vedoucí práce: Ing. Jan Koubek

Abstrakt

Práce se zabývá návrhem pohonu svislé osy Y, určené pro posuv vřeteníku horizontálního obráběcího centra WHtec 100. Návrh pohonu spočívá ve výběru optimální varianty pohonu s kuličkovým šroubem splňující požadované parametry a respektující zadané spektrum zatížení. Při výpočtech jednotlivých variant pohonu jsou uvažovány optimalizace mechanické stavby pohonu za účelem dosažení nejlepších dynamických vlastností pohonu. Pro dynamicky optimální variantu uspořádání pohonu je proveden návrh a kontrola jednotlivých částí. Dále je sestaven 3D model, který má dále za účel poskytnout základní data pro virtuální model simulující interakci regulace a mechanické stavby pohonu.

Klíčová slova

Pohon, kuličkový šroub, servomotor, pohybová osa, obráběcí centrum, vřeteník, ložisko, regulace, model

1. Úvod

Téma této práce bylo navrženo společností TOS Varnsdorf a. s., která se zabývá výrobou frézovacích a vyvrtávacích strojů a obráběcích center. Její hlavní požadavek spočívá v návrhu konstrukce pohonu s kuličkovým šroubem dle požadovaných parametrů a zátěžného spektra pro posuv vřeteníku ve svislé ose Y. Návrh je určen pro obráběcí centrum WHtec 100, jehož koncepce vychází ze staršího typu horizontálního obráběcího centra TOSTec Prima. Návrh pohybové osy spočívá ve výběru optimální varianty pohonu z hlediska ceny, tuhosti a optimálních dynamických vlastností pohonu. Výchozím bodem pro řešení zadaného úkolu je průzkum trhu v oblasti horizontálních obráběcích center. Sledovány jsou především dosahované parametry konkrétních konstrukčních uspořádání svislých pohybových os.

Výpočty jednotlivých variant pohonu zahrnují návrh a kontrolu kuličkového šroubu, návrh servomotoru a volbu převodu. Výpočty zahrnují optimalizaci jednotlivých variant pohonu. Cílem je dosažení maximálního zrychlení při zachování optimálního poměru zatížení kuličkového šroubu. Dle posouzení výsledků a vhodnosti použití jednotlivých navržených variant je vybrána varianta pohonu, pro kterou je provedena volba servomotoru. Servomotor je volen dle zadaného zátěžného spektra. Dále je proveden návrh elektromagnetické brzdy kuličkového šroubu, návrh převodu a pevnostní kontrola šroubových spojů. Pro kompletně navržený pohon je vytvořen 3D model v programu Solid Edge.

2. Hlediska návrhu

Horizontální obráběcí centrum je stroj, vybavený řídicím systémem, který provádí v automatickém režimu programované operace. Stroj je vybaven automatickou výměnou nástrojů, případně i obrobků a prvky diagnostiky poruchových stavů stroje. Při vývoji CNC obráběcího stroje je nutné respektovat technické faktory rezného procesu, uvedené v tabulce 1, normy pro daný typ stroje, ekonomické hledisko, ekologický provoz a ergonomii. [1]

Tabulka 1. – *Technické faktory mající vliv na konstrukci CNC obráběcího stroje [1]*

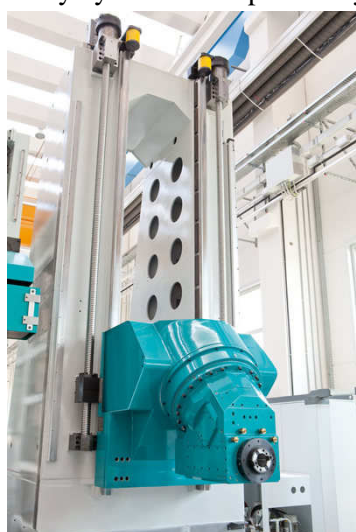
VLASTNOSTI STROJE	- teplotní stabilita - geometrie a kinematika stroje - statická a dynamická tuhost
OBRÁBĚCÍ PROCES	- řezné podmínky - řezná síla (statická a dynamická) - teplotní vlivy
OKOLÍ STROJE	- základ stroje - tepelné zdroje - zdroje vibrací a elektromagnetického rušení
VLASTNOSTI OBROBKU	- tuhost obrobku a způsob upnutí obrobku - obrobitelnost materiálu - rozměry a hmotnost obrobku

2.1 Uspořádání pohonů vertikálních os světových výrobců

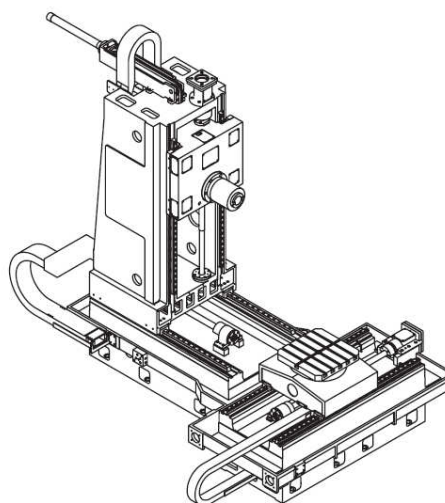
Problematika vertikálních os horizontálních vyvrtávacích a frézovacích strojů je shrnuta v několika v několika důležitých bodech. S rostoucím výkonem vřetena roste axiální zatížení pohybových os a zvětšují se zdvihy translačních pohybových os. S rostoucím krouticím momentem i výkonem vřetena roste hmotnost vřeteníku, což vede k většímu zatížení pohybové osy Y. Uvedené skutečnosti se z konstrukčního hlediska promítají do počtu pohybových kuličkových šroubů, jak lze vidět na obr. 1 a).

Vyvažování hmotnosti vřeteníku se nejčastěji užívá u center s jedním kuličkovým šroubem, jak lze vidět na obr. 2 b). Od výkonu vřetena 65 kW se objevuje vyvažování i u některých center se dvěma kuličkovými šrouby v ose Y. Centra menších velikostí s nižšími výkony vřeten dosahují vyšších hodnot zrychlení pohybových os. Přesnost polohování os je tím větší, čím je menší velikost centra. Obecně lze usoudit, že centra s centrálně vedeným vřeteníkem dosahují vyšší přesnosti polohování než centra s jednostranně vedeným vřeteníkem. Charakteristickým znakem symetrického provedení stojanu je vyšší tuhost.

Rozhodnutí o tom, zda bude použit vložený převod, jeden nebo dva kuličkové šrouby, ovlivňuje především velikost zatížení dané osy. Dalšími parametry s významným vlivem jsou: maximální rychlost posuvu, hodnota zrychlení, požadovaná statická a dynamická tuhost a teplotní stabilita. Materiál, rozměry a topologie nosné struktury centra ovlivňují teplotní stabilitu a modální vlastnosti stroje. Všechny výše zmíněné parametry ovlivňují přesnost a výkon stroje.



a)

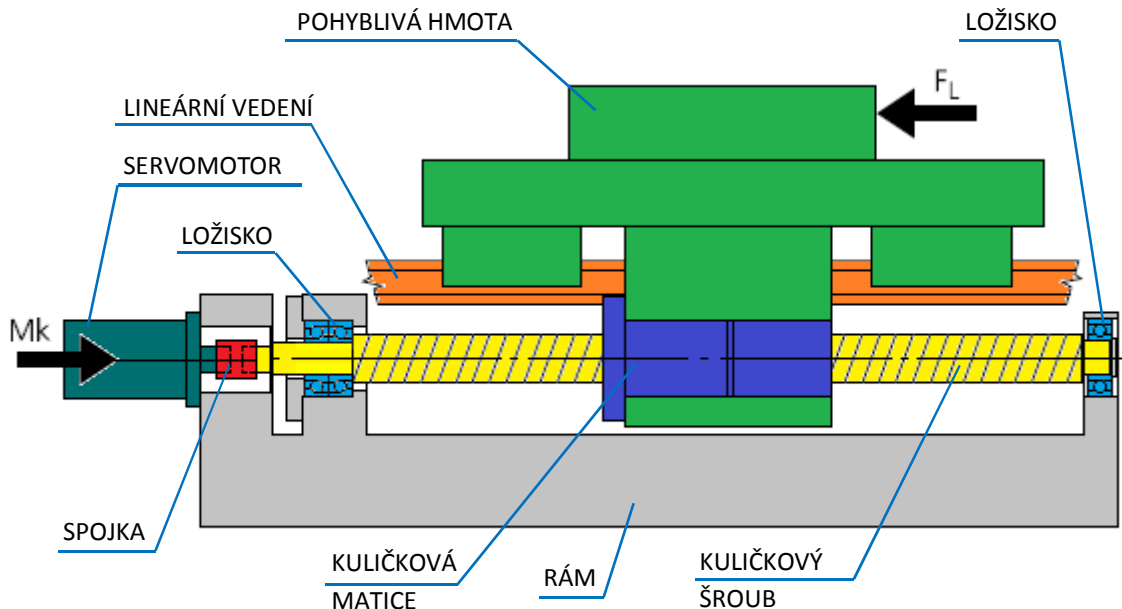


b)

Obr. 1. Obráběcí centrum a) řady Speedcenter (Pama) [2], b) HMC – 50L (Smartech) [3]

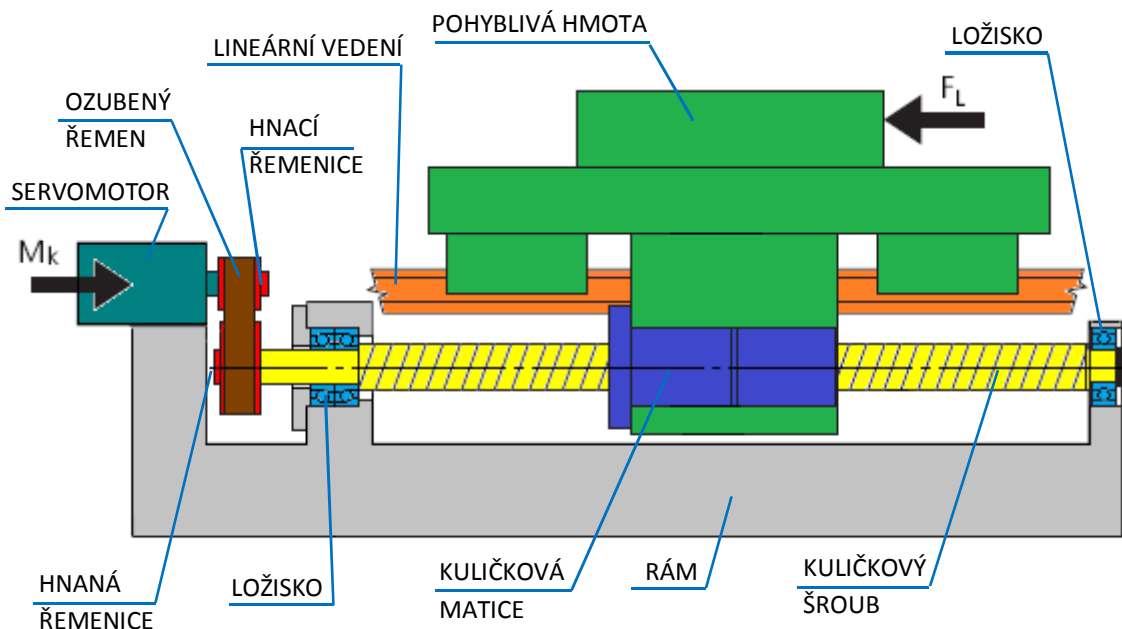
2.2 Možné konfigurace pohonů s kuličkovými šrouby

Na obr. 2. je zobrazen pohon s přímým náhonem kuličkového šroubu. Servomotor je pevně spojený s rámem a má hřídel napřímo spojenou s kuličkovým šroubem prostřednictvím spojky. Klopné momenty a radiální síly jsou zachyceny lineárním vedením. Šroub je pomocí ložisek uložen v rámu a kuličková matice je pevně spojena s pohyblivou hmotou.



Obr. 2. Pohon s přímým náhonem kuličkového šroubu

Vloženými převody se dají měnit dynamické vlastnosti celého pohonu. Změna převodu má přímý vliv na velikost redukovaného momentu setrvačnosti soustavy na hřídel motoru.

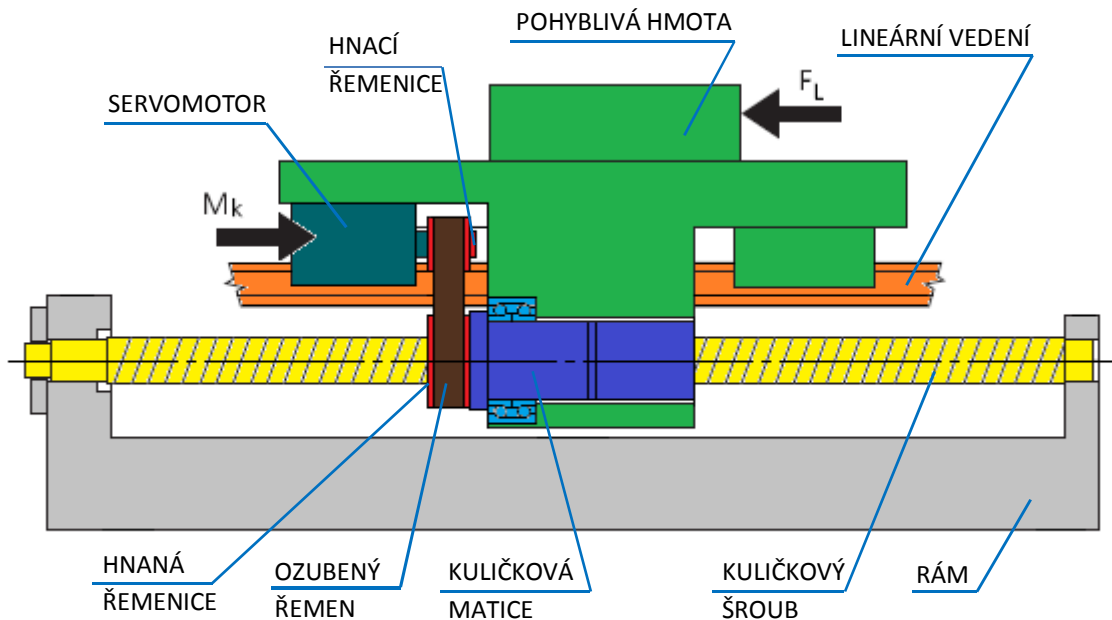


Obr. 3. Pohon s vloženým řemenovým převodem

V případě použití řemenového převodu, který je vidět ve schématu pohonu na obr. 3 se do soustavy přidává komponent s poměrně vyšší poddajností a tlumením. Vložený převod může být realizován i dvěma ozubenými koly, případně je možné použít planetový převod pro

zachování souososti hřídele servomotoru a kuličkového šroubu, nebo lze použít úhlovou převodovku pro případné zkrácení zástavbové délky pohonu.

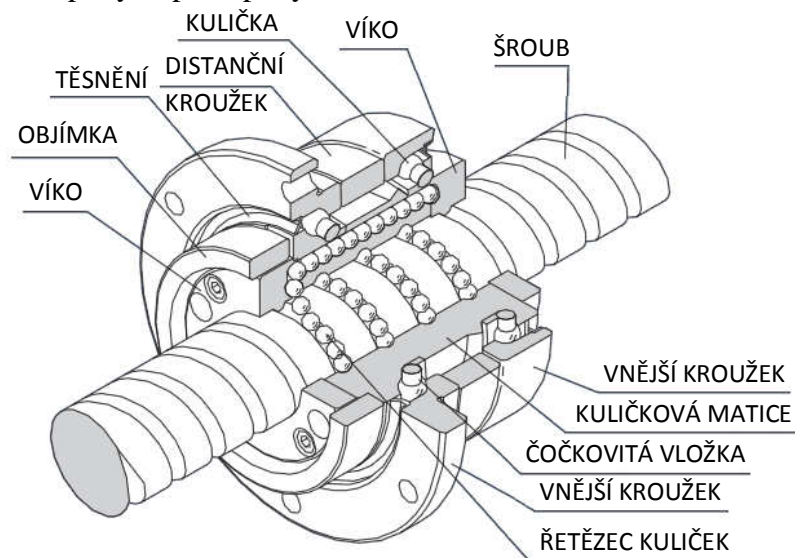
Pohon s kuličkovým šroubem a rotační maticí je zobrazen na obr. 4. Díky oboustranně pevně vetknutému kuličkovému šroubu vykazuje toto uspořádání pohonu vysokou tuhost jak v tahu / tlaku tak v krutu. Možnou nevýhodou tohoto uspořádání je vyšší hmotnost pohyblivé hmoty o hmotnost servomotoru, který je s ní pevně spojen. Za účelem odpovídajícího posouzení je nutné porovnat redukované momenty setrvačnosti všech variant.



Obr. 4. Pohon s vetknutým kuličkovým šroubem a rotační kuličkovou maticí

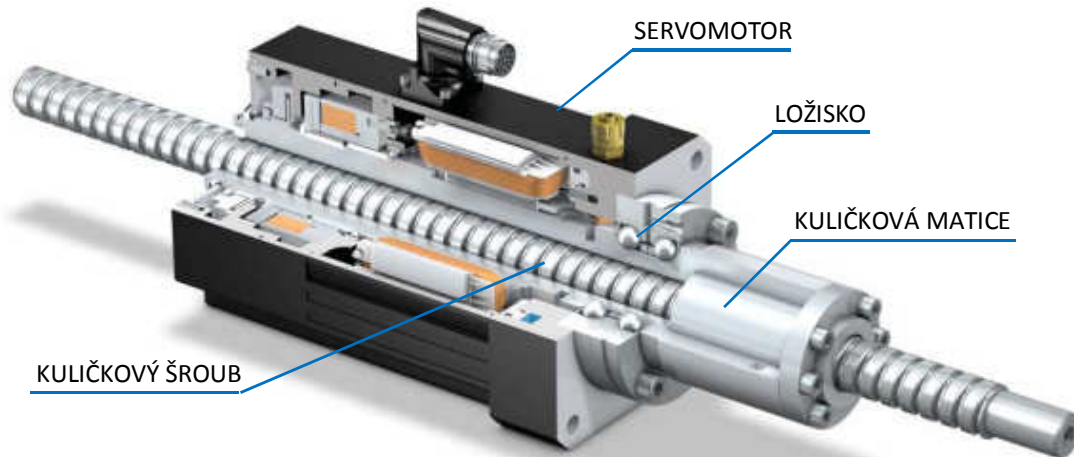
Schéma konstrukce rotační kuličkové matice je vidět na obr. 5. Rozdíl proti nerotační kuličkové matici spočívá v přívodu hnacího momentu nikoliv na kuličkový šroub, ale na matici prostřednictvím ozubeného řemene a řemenice.

Matice je prostřednictvím páru valivých „ložisek“ oddělena od vnějšího kroužku, který je pevně spojen s pohyblivou hmotou vedenou lineárním vedením. Rotací matice dochází k jejímu translačnímu pohybu po nepohyblivě uloženém šroubu.



Obr. 5. Rotační kuličková matice typu BLR (THK) [5]

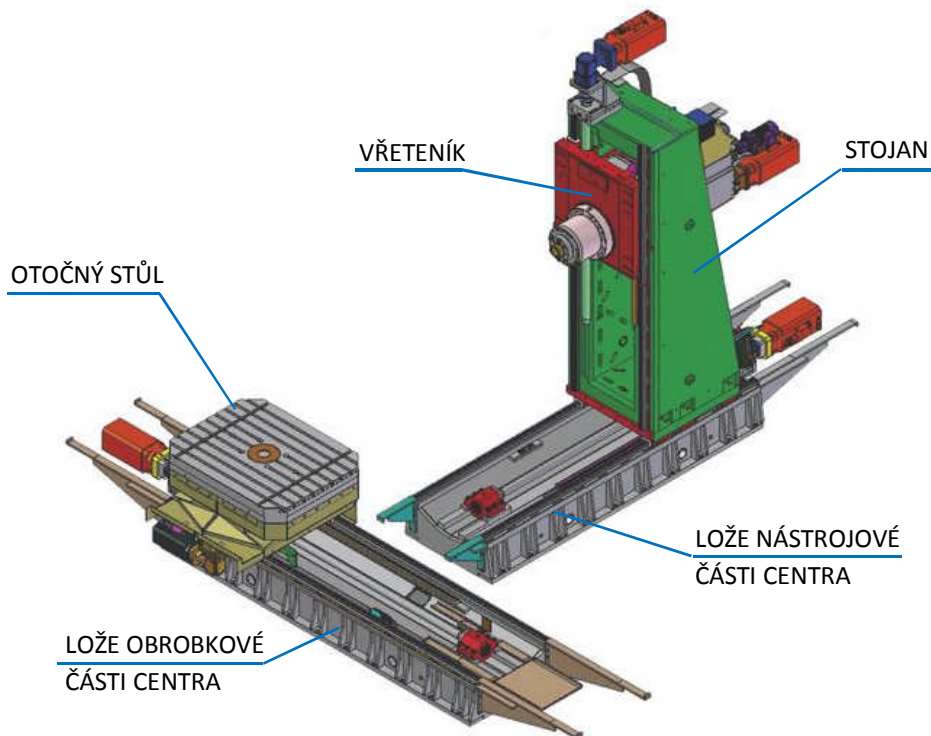
Pohon s průvlekovým servomotorem, zobrazeným na obr. 6, je obdobný pohonu s rotující kuličkovou maticí s tím rozdílem, že kuličková matice je pevně napřímo spojena s dutou hřídelí rotoru servomotoru a kuličkový šroub prochází skrze celý servomotor v ose rotoru. V tomto pohonu se neuplatňuje žádný vložený převod. Při použití tohoto typu pohonu opět částečně narůstá hmotnost pohyblivé části osy, navýšená o hmotnost servomotoru, který je s ní pevně spojen. Dále se zde vyskytuje problém oteplování kuličkové matice od Jouleova tepla, vznikajícího ve vinutí servomotoru. [4]



Obr. 6. Průvlekový servomotor EZM 502 (STÖBER) [6]

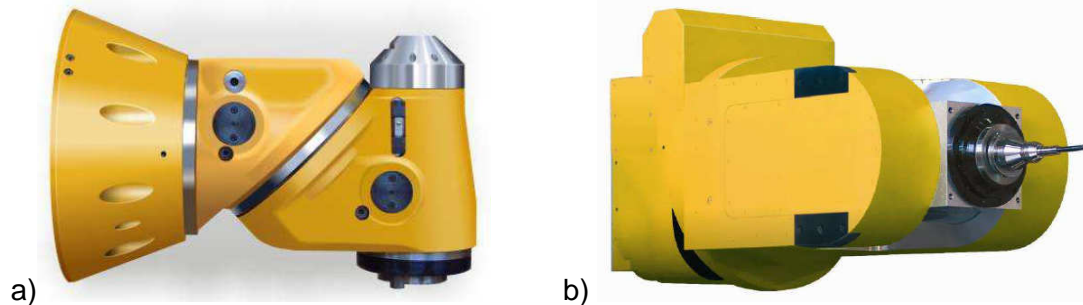
2.3 Obráběcí centrum TOStec PRIMA

Pětiosé obráběcí centrum TOStec PRIMA je určeno pro obrábění tvarově složitých, skříňových i deskových obrobků. Model struktury centra je zobrazen na obr. 7. Obrobková větev centra je tvořena otočným upínacím stolem, představující řízenou osu B, který je unášen saněmi, pohybujícími se po ložeti ve vodorovné ose X.



Obr. 7. Obráběcí centrum TOStec PRIMA (TOS Varnsdorf) [7]

Nástrojovou větev centra představuje stojan, pohybující se po ložeti v ose Z, která je kolmá na osu X. Do nástrojové části centra dále spadá vřeteník, pohybující se svisle po stojanu v ose Y a výsuvné vřetení, které se vysouvá z vřeteníku rovnoběžně s osou Z a představuje tak řízenou translační osu W. Centrum je možné vybavit vřeteníkem s polohovací frézovací hlavou, zobrazenou na obr. 8 a) a b) pro obrábění obrobků v obecných rovinách, čímž se tak rozšíří o další 2 řízené osy. [7]



Obr. 8. Polohovací frézovací hlava a) HUI 50, b) HV/E-H (TOS Varnsdorf) [7]

3. Zadaní úkolu a požadavky na pohon

Nové horizontální obráběcí centrum WHtec 100 je s původním centrem TOSTec PRIMA shodné v kinematické struktuře a v rozsahu přestavení všech lineárně přestavitelných skupin stroje. U stroje budou zachovány všechny vlastnosti a technologické možnosti původního centra PRIMA. Pohon svislé osy Y, která zajišťuje pohyb vřeteníku, musí být navržen s ohledem na nově požadované parametry, udávané v tabulce 2. Předpokládané zátěžné spektrum pohonu, zadané z firmy TOS Varnsdorf, je uvedeno v tabulce 3.

Tabulka 2. – Požadované parametry pohybové osy Y centra WHtec 100

Parametr	Jednotka	Hodnota
Maximální požadované zrychlení (bez přídavného příslušenství)	m/s ²	4
Hmotnost vřeteníku s výložníkem včetně krytování	kg	2200
Hmotnost přídavného příslušenství (frézovací hlava, nástroj)	kg	500
Maximální rychloposuv	m / min	60
Maximální pracovní posuv	m / min	60
Minimální hodnota maximálního rychloposuvu i pracovního posuvu	m / min	40
Maximální řezná síla ve směru osy Y	N	15 000

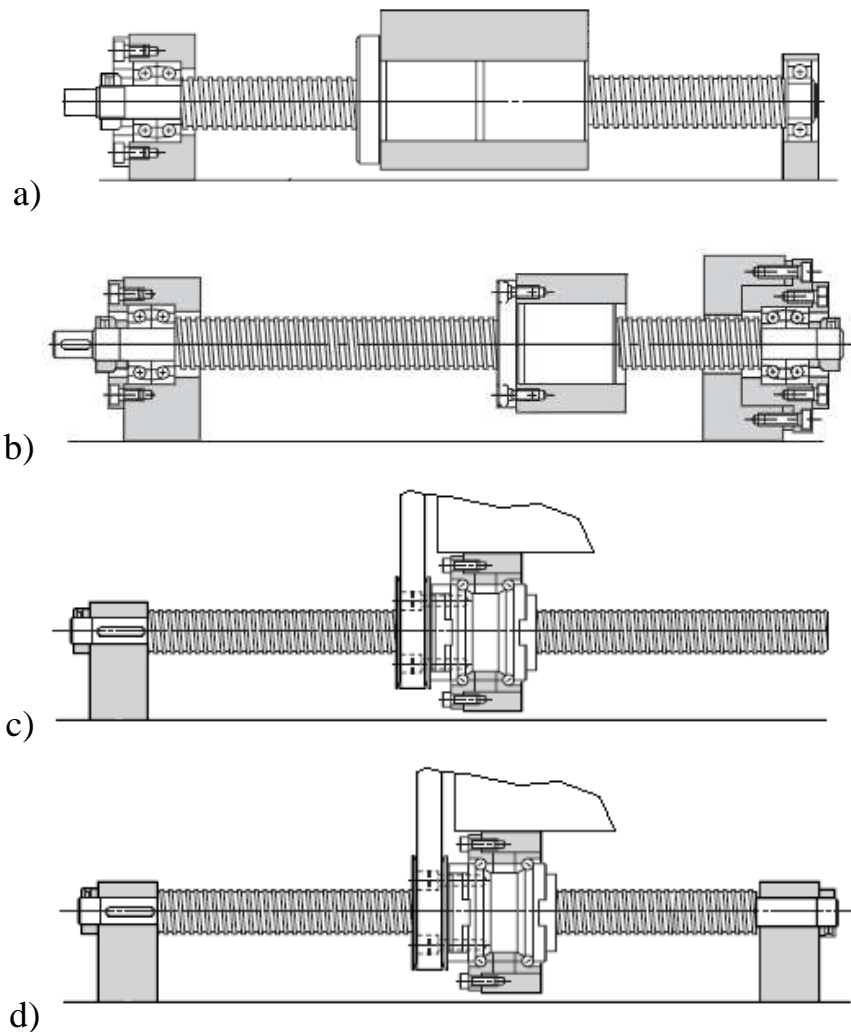
Tabulka 3. – Zadané předpokládané základní zátěžné spektrum pohonu pohybové osy Y

Režim	Řezná síla [N]	Posuv [m/min]	Využití [%]
Rychloposuv	0	40 - 60	25
Silové obrábění	10 000	5	15
Střední obrábění	3 000	10	20
Jemné obrábění	1 000	20	35
Nejtěžší obrábění (bez příslušenství)	15 000	5	5

4. Přístup k řešení a návrh variant pohonu

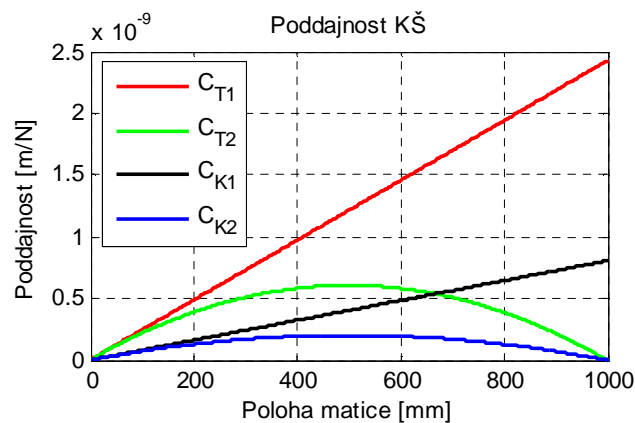
Podhajnost kuličkového šroubu závisí mimo jiné na způsobu jeho uložení a na poloze matice na šroubu.

Na obr. 9 a) je zobrazen jednostranně axiálně uložený rotační kuličkový šroub a oboustranně axiálně uložený rotační kuličkový šroub je zobrazen na obr. 9 b). Jednostranně vetknutý kuličkový šroub s rotující maticí je zobrazen na obr. 9 c) a oboustranně vetknutý kuličkový šroub s rotující maticí je zobrazen na obr. 9 d).



Obr. 9. Způsoby uložení kuličkového šroubu (THK) [5]

V grafu na obr. 10 je vynesena průběh poddajnosti v tahu a v krutu kuličkového šroubu v závislosti na způsobu jeho uložení a na poloze matice na šroubu.



Obr. 10. Průběh poddajnosti kuličkového šroubu v závislosti na poloze matice a typu uložení

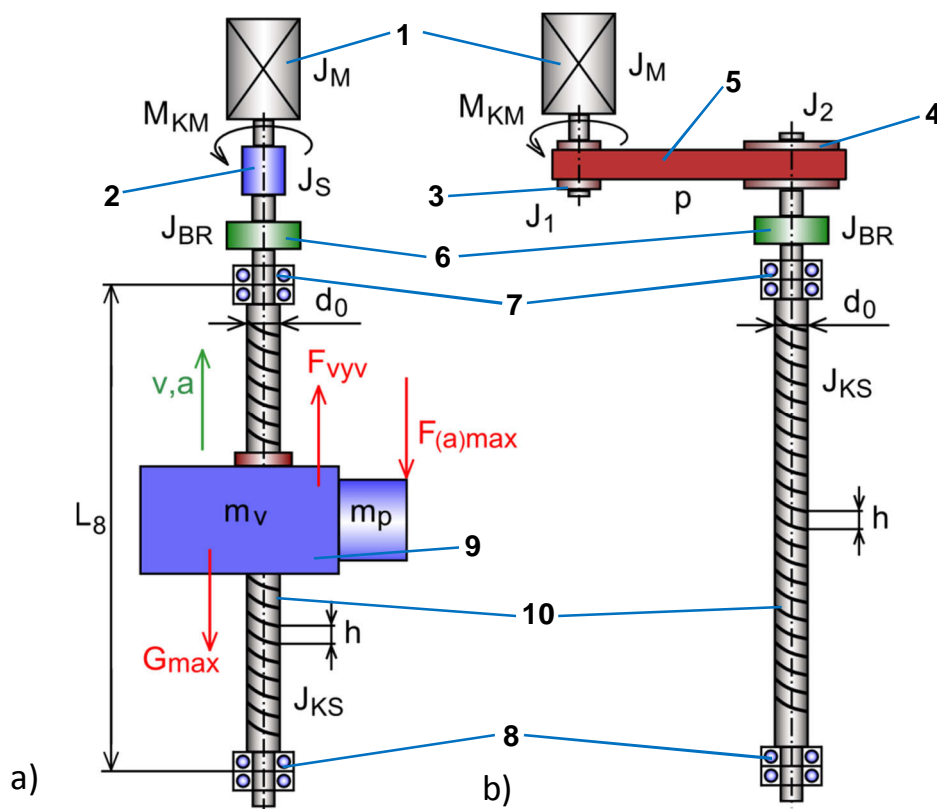
Tyto průběhy poddajností jsou využity při optimalizaci pohonu z hlediska dosažení maximálního zrychlení při zachování tuhosti kuličkového šroubu. Červené křivce odpovídá poddajnost v tahu kuličkového šroubu uloženého dle obr. 10 a) a c). Černé křivce odpovídá poddajnost v krutu redukovaná do osy kuličkového šroubu uloženého dle obr. 10 a), b) a c). Zelené křivce odpovídá poddajnost v tahu šroubu uloženého dle obr. 10 b) a d) a modré křivce odpovídá poddajnost v krutu redukovaná do osy šroubu uloženého dle obr. 10 d).

4.1 Navržené varianty pohonu

U řešení pohybové osy Y pro svislý pohyb vřeteníku obráběcího centra WHtec 100 přicházejí v úvahu tyto varianty řešení pohonu s kuličkovým šroubem:

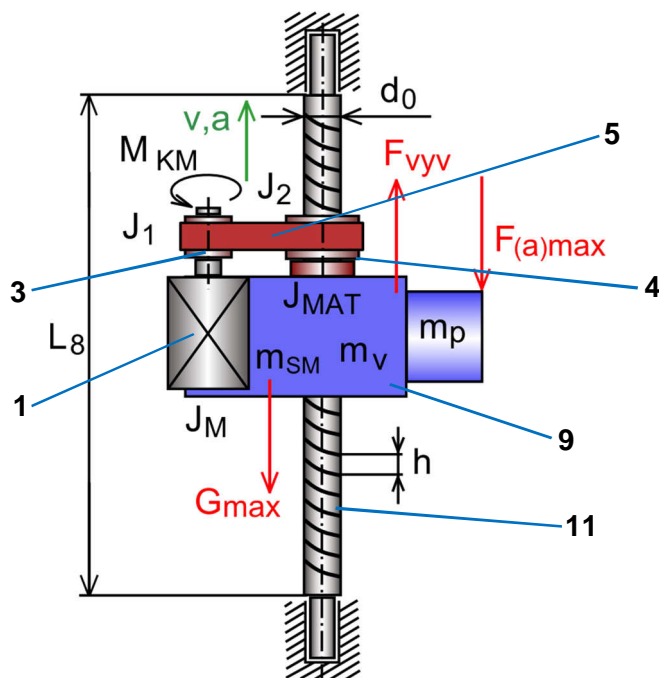
- pohon s jedním kuličkovým šroubem s přímým náhonem šroubu s vyvažováním hmotnosti vřeteníku,
- pohon s jedním kuličkovým šroubem s vloženým převodem mezi servomotor a kuličkový šroub s vyvažováním hmotnosti vřeteníku,
- pohon s dvěma kuličkovými šrouby s přímým náhonem kuličkových šroubů s vyvažováním hmotnosti vřeteníku,
- pohon s dvěma kuličkovými šrouby s přímým náhonem kuličkových šroubů bez vyvažování vřeteníku,
- pohon s jedním oboustranně pevně vetknutým kuličkovým šroubem a s rotační kuličkovou maticí s vyvažováním vřeteníku.

Na obr. 11 jsou schematicky znázorněny varianty pohonu a) s přímým náhonem kuličkového šroubu a b) s vloženým převodem. Oba obrázky mohou představovat jak variantu s jedním kuličkovým šroubem, tak se dvěma a to jak s jednostranným axiálním uložením kuličkového šroubu, tak s oboustranným axiálním uložením.



Obr. 11. Varianty pohonu pohybové osy Y stroje WHtec 100
a) s přímým náhonem kuličkového šroubu, b) s vloženým převodem

Na obr. 12 je zobrazena varianta pohonu s jedním oboustranně pevně vetknutým kuličkovým šroubem a s poháněnou rotační kuličkovou maticí.



Obr. 12. Varianta pohonu pohybové osy Y stroje WHtec 100 s rotační kuličkovou maticí

Jednotlivé uvažované komponenty jsou shrnuty v tabulce 4 a ke každému z nich je uvedena charakteristická veličina, se kterou se dále pracuje ve výpočtech.

Tabulka 4. – Komponenty variant pohonu

Poz.	Název	Řada	Charakteristická veličina	Značka
1	Servomotor AC	(Siemens) 1FT7	Moment setrvačnosti motoru	J_M
			Krouticí moment motoru	M_{KM}
2	Spojka	(R+W) BK2	Moment setrvačnosti spojky	J_S
3	Hnací řemenice	-	Moment setrvačnosti hnací řemenice	J_1
4	Hnaná řemenice	-	Moment setrvačnosti hnané řemenice	J_2
5	Ozubený řemen	-	-	-
6	Elektromagnetická brzda kulič. šroubu	(mayr) 891.114.2	Moment setrvačnosti brzdy	J_{BR}
7	Horní ložisko	(INA-FAG) ZARN	Třecí moment ložiska	M_{L0}
8	Dolní ložisko			
9	Vřeteník	-	Hmotnost vřeteníku	m_V
			Hmotnost příslušenství	m_P
10	Kuličkový šroub	(KSK Kuřim) APVR / APQR	Moment setrvačnosti šroubu	J_{KS}
			Délka šroubu Průměr šroubu	L_8 d_0
11	Kuličkový šroub s poháněnou maticí	(KSK Kuřim) RMV	Stoupání šroubu	h
			Moment setrvačnosti matice	J_{MAT}

4.2 Základní výpočty a optimalizace

Minimální teoretický průměr kuličkového šroubu se stanoví z maximální axiální síly působící v ose šroubu dle vztahu (1).

$$d_{0teor} = \sqrt[4]{\frac{F_{(a)max} \cdot f_v \cdot L_8^2}{0,33 \cdot \pi^3 \cdot 5 \cdot 10^8}} \quad (1)$$

Celkový statický moment zátěže redukovaný na hřídel motoru se stanoví dle vztahu (2) součtem dílčích momentů vznikajících na pohonu během statické zátěže.

$$M_{Cstat} = M_G + M_L + M_Z + M_{TP} \quad (2)$$

Celkový dynamický moment zátěže redukovaný na hřídel motoru se stanoví dle vztahu (3) součtem dílčích momentů vznikajících na pohonu během zrychlování pohybové osy. Setrvačný moment M_S se určí z požadovaného zrychlení dle vztahu (4).

$$M_{Cdyn} = M_S + M_G + M_L + M_{TP} \quad (3)$$

$$M_S = J_{RED} \cdot \frac{a_{poz} \cdot p}{H} \quad (4)$$

Redukovaný moment setrvačnosti J_{RED} se určí podle toho, o jaký typ pohonu jde. Pro pohon s přímým náhonem kuličkového šroubu se za J_{RED} dosadí redukovaný moment setrvačnosti $J_{RED,PN}$, který se vypočítá dle vztahu (5). Pro pohon s vloženým převodem se za J_{RED} dosadí redukovaný moment setrvačnosti $J_{RED,VP}$, vypočtený dle vztahu (6) a pro pohon s pevně uloženým kuličkovým šroubem a s rotační maticí se za J_{RED} dosadí $J_{RED,RM}$, vypočtený dle vztahu (7).

$$J_{RED,PN} = J_M + J_S + J_{BR} + J_{KS} + m_V \cdot H^2 \quad (5)$$

$$J_{RED,VP} = J_M + J_1 + \frac{J_2 + J_{BR} + J_{KS} + m_V \cdot H^2}{p^2} \quad (6)$$

$$J_{RED,RM} = J_M + J_1 + \frac{J_2 + J_{MAT} + (m_V + m_{SM}) \cdot H^2}{p^2} \quad (7)$$

Servomotor se zvolí podle maximálních požadovaných otáček pohonu n_M , stanovených dle vztahu (8) a podle maximálního momentu zátěže redukovaného na hřídel motoru M_{MAX} . Za M_{MAX} se ve vztahu (8) dosadí větší hodnota z obou celkových momentů zátěže daných vztahy (2) a (3). Potřebný krouticí moment servomotoru se určí ze vztahu (9).

$$n_M = \frac{v_{max} \cdot p}{h} \quad (8)$$

$$M_{KM} = \frac{M_{MAX}}{k_P} \quad (9)$$

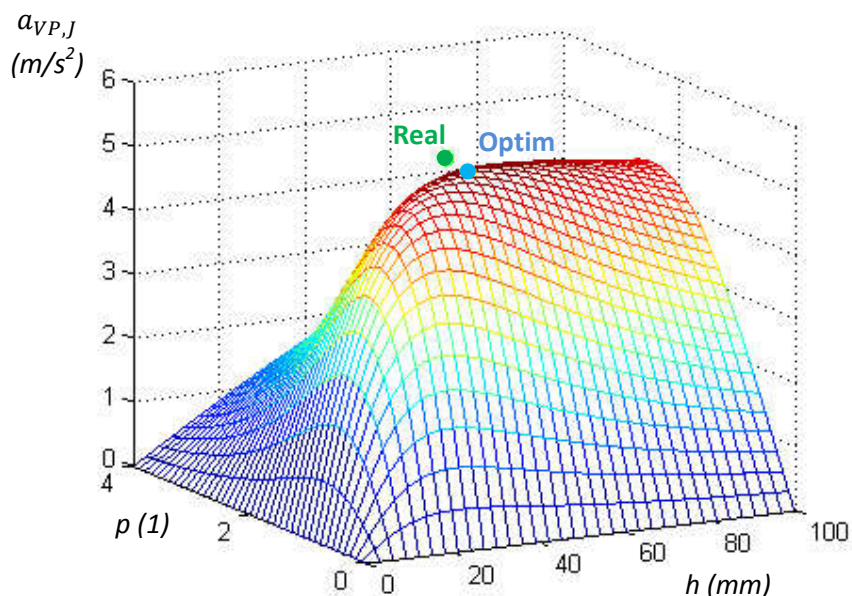
Dosažitelné zrychlení pohonu s vloženým převodem se vyjádří vztahem (10), do kterého se dosadí za moment setrvačnosti hnané řemenice J_2 vztah (11) a do momentu setrvačnosti kuličkového šroubu J_{KS} se za průměr kuličkového šroubu dosadí vztah (12), vyjadřující závislost optimálního průměru jednostranně axiálně uloženého kuličkového šroubu na stoupání šroubu, aby se zachovala tuhost šroubu při změně stoupání šroubu.

$$a_{VP,J} = \frac{(M_{KM} \cdot k_P - M_G - M_L - M_{TP}) \cdot p \cdot H}{(J_M + J_1) \cdot p^2 + J_2 + J_{BR} + J_{KS} + m_V \cdot H^2} \quad (10)$$

$$J_2 = J_1 \cdot p^4 \quad (11)$$

$$D_J = \sqrt{\frac{d_0^2 + d_0 \cdot \sqrt{d_0^2 + 32 \cdot H^2 \cdot E / G}}{2}} \quad (12)$$

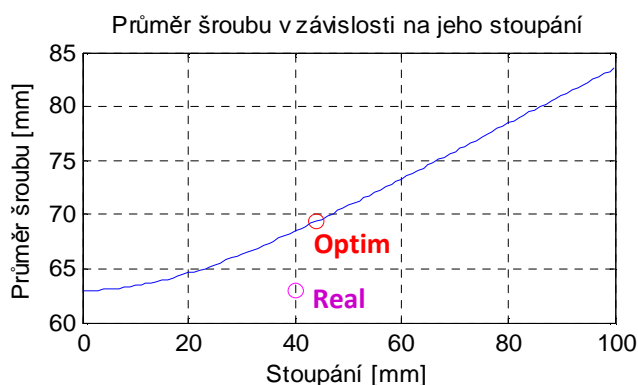
Průběh funkce $a_{VP,J}$ v závislosti na převodu p a na stoupání h je zobrazen v grafu na obr. 13. Závislost optimálního průměru kuličkového šroubu D_J na jeho stoupání h je zobrazena v grafu na obr. 14.



Obr. 13. Zrychlení pohonu v závislosti na převodovém poměru a stoupání kuličkového šroubu

Ke zjištění optimálních hodnot převodu p a stoupání kuličkového šroubu H se provedou parciální derivace podle p a podle H a dají se do rovnosti s nulou. Při optimálním p a H dosáhne pohon maximálního možného zrychlení při zachování tuhosti kuličkového šroubu.

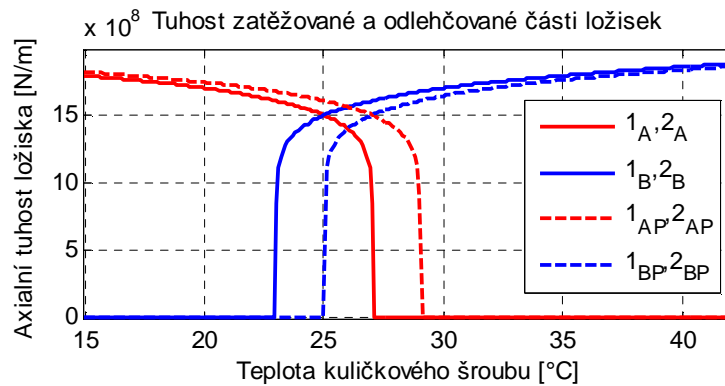
$$\frac{\partial a_{VP,J}}{\partial p} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial a_{VP,J}}{\partial H} = 0 \quad (13)$$



Obr. 14. Průměr jednostranně axiálně uloženého kuličkového šroubu v závislosti na jeho stoupání

U oboustranně axiálně uloženého kuličkového šroubu v ložiskách typu ZARN firmy INA-FAG je provedena analýza tuhosti ložisek v závislosti na teplotě a bylo zjištěno, že teplota T_S , která může u daného stroje na kuličkovém šroubu vzniknout, způsobí odlehnutí axiální části ložisek až destrukci ložisek. Průběh tuhosti v závislosti na teplotě kuličkového šroubu je zobrazen na obr. 15. Červeně je vykreslen průběh tuhostí vnějších částí ložisek a

modře průběh tuhosti vnitřních částí ložisek. Čárkovaně je vyjádřen průběh tuhosti ložisek s tahově předepnutým kuličkovým šroubem, který umožňuje kompenzaci teplotní dilatace šroubu do vyšší limitní teploty. Tuhost jedné axiální části ložiska k_L je vyjádřena vztahem (14) a síla $F_{\Delta T}$ vznikající v ose šroubu od teplotního rozdílu je dána vztahem (15).

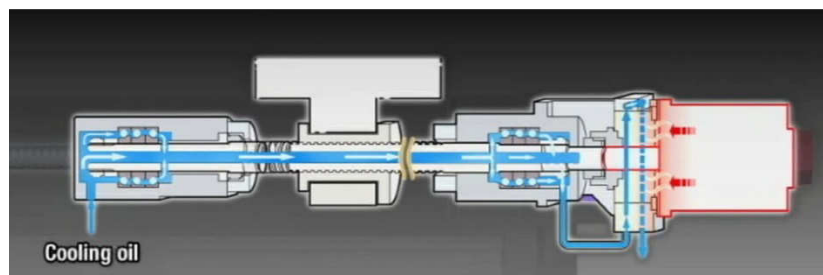


Obr. 15. Tuhost ložisek v závislosti na teplotě kuličkového šroubu

$$k_L = 7,235 \cdot 10^6 \cdot F_V^{0,1} \cdot C_L \quad (14)$$

$$F_{\Delta T} = \alpha \cdot (T_S - T_R) \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \quad (15)$$

Jako řešení pro eliminaci teplotního vlivu by se jevilo konstrukční řešení pohonu s vnitřně chlazeným kuličkovým šroubem, zobrazené na obr. 16, které však u stroje WHtec 100 nepřinese takové navýšení přesnosti, aby se nákladově vyplatilo.



Obr. 16. Vnitřní chlazení kuličkového šroubu (Mori Seiki)

4.3 Výsledky a volba typu pohonu

Vzhledem k rozložení teploty na šroubu lze uvažovat její střední hodnotu $T_S = 40 \text{ °C}$. V oboustranně axiálně uloženém kuličkovém šroubu K 63x40 vznikne síla od teplotního rozdílu $F_{\Delta T} = 117\,832 \text{ N}$. Takové zatížení by vedlo k destrukci ložisek nebo k výše uvedenému opatření.

Protože se u pohonu se dvěma kuličkovými šrouby bez vyvažování hmotnosti vřeteníku nepodařilo dosáhnout maximálního zadaného průměru šroubu 63 mm, je i tento typ pohonu zamítnut. Zároveň je nepřijatelná i varianta se dvěma kuličkovými šrouby a vyvažováním, neboť vyžaduje nepoměrně vyšší finanční náklady. Pohon s rotační kuličkovou maticí a pevně vetknutým šroubem by znamenal značné konstrukční úpravy, což by v případě tohoto stroje nemělo dostatečný technologicko-ekonomický přínos.

Po konzultaci s firmou TOS Varnsdorf a. s. byl zvolen pohon s vloženým převodem a s jednostranně axiálně a oboustranně radiálně uloženým kuličkovým šroubem typu K63x40-2,4/APVR-2. V předběžném výpočtu pohonu s vloženým převodem byl uvažován převod dvěma ocelovými řemenicemi a ozubeným řemenem za účelem použití optimalizace pohonu.

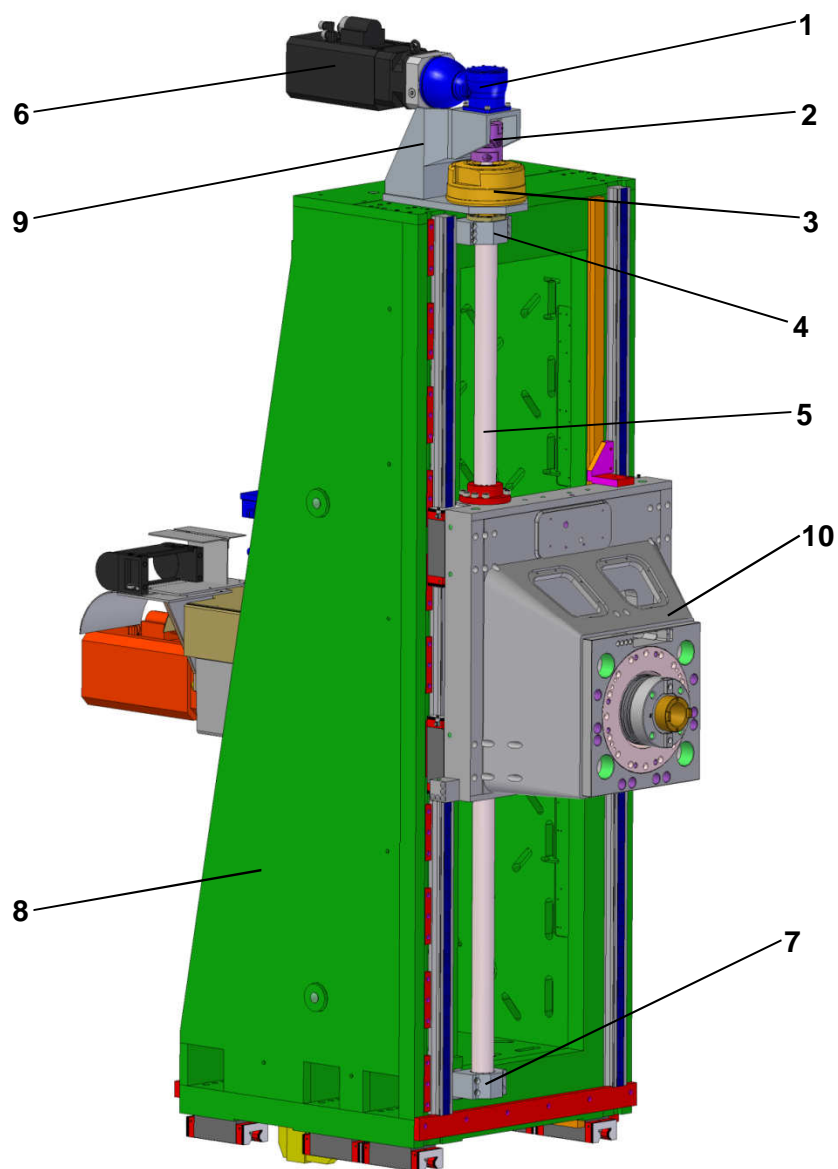
Po konzultaci s firmou, byla pro převod zvolena nakupovaná úhlová převodovka WITTENSTEIN alpha SK+ 100S-MF1-3-0K1.

5. Popis modelu navržené pohybové osy

Na obr. 17 je zobrazen 3D model navržené pohybové osy Y horizontálního obráběcího centra Whtec 100.

Svislý pohyb vřeteníku (poz. 10) je realizován pomocí jednoho kuličkového šroubu K63x40-2,4/APVR-2 (poz. 5), který je oboustranně radiálně uložen v horním a dolním ložiskovém domku (poz. 7), pouze v horním ložiskovém domku (poz. 4) je uložen i jednostranně axiálně pomocí ložiska ZARN 4580-TV.

Při vypnutí osy nebo při poruše stroje je kuličkový šroub zajištěn elektromagnetickou brzdou ROBA-stop-M M150-891.114.2/24/37 (poz. 3).



Obr. 17. 3D model navržené pohybové osy Y

Skrze torzní spojku BK2/200/105/32/32 (poz. 2) je kuličkový šroub spojen s převodovkou WITTENSTEIN alpha SK₊100S-MF1-3-0K1 (poz. 1). Převodovka je napřímo spojena se servomotorem Siemens 1FT6086-8SH71-3AG0 (poz. 6). Převodovka i brzda kuličkového šroubu jsou ke stojanu (poz. 8) připevněny pomocí svařované ocelové konzoly (poz. 9).

6. Závěr

Z průzkumu trhu horizontálních obráběcích center nebylo možno zcela relevantně srovnat všechny parametry, jelikož každý výrobce udával jen některé parametry a ne každý výrobce uveřejňoval vnitřní konstrukci svých strojů.

Ve výpočtech jednotlivých variant pohonů se ukázalo, že optimalizace pohonů z hlediska dosažení maximálního zrychlení pohonu nemusí být vždy efektivní, neboť vede v některých případech z důvodu hrubě odstupňovaných jmenovitých průměrů kuličkových šroubů ke zbytečně velkým momentům setrvačnosti, což má nepříznivý vliv na dynamiku pohonu a regulaci.

Dle požadavku firmy TOS Varnsdorf a. s. na ekonomicky výhodnou konstrukci pohonu byly zamítnuty varianty s oboustranně axiálně uloženým kuličkovým šroubem. Pro zvolený pohon byla provedena kontrola všech výpočtů s již reálnými parametry jednotlivých komponent pohonu a bylo potvrzeno, že pohon vyhovuje zadaným požadavkům. Takto navržená konstrukce je připravena pro vytvoření virtuálního prototypu pohybové osy, kterým se bude práce dále zabývat.

Seznam symbolů

C_L	konstanta ložiska	$(N^{0,9} \cdot m^{-1})$
D_J	optimální průměr kuličkového šroubu	(m)
$F_{(a)max}$	maximální axiální zatížení v ose kuličkového šroubu	(N)
F_V	výsledná axiální síla působící na ložisko	(N)
$F_{\Delta T}$	síla vzniklá v ose kuličkového šroubu od teplotního rozdílu	(N)
J_1	moment setrvačnosti hnací řemenice	$(kg \cdot m^2)$
J_2	moment setrvačnosti hnané řemenice	$(kg \cdot m^2)$
J_{BR}	moment setrvačnosti brzdy kuličkového šroubu	$(kg \cdot m^2)$
J_{KS}	moment setrvačnosti kuličkového šroubu	$(kg \cdot m^2)$
J_M	moment setrvačnosti rotoru servomotoru	$(kg \cdot m^2)$
J_{MAT}	moment setrvačnosti poháněné kuličkové matice	$(kg \cdot m^2)$
J_{RED}	moment setrvačnosti pohonu redukováný na hřídel servomotoru	$(kg \cdot m^2)$
J_S	moment setrvačnosti torzní spojky	$(kg \cdot m^2)$
L_B	výpočtová délka kuličkového šroubu	(m)
$M_{C_{dyn}}$	celkový dynamický moment redukováný na hřídel servomotoru	$(N \cdot m)$
$M_{C_{stat}}$	celkový statický moment redukováný na hřídel servomotoru	$(N \cdot m)$
M_G	moment od tíhové síly redukováný na hřídel servomotoru	$(N \cdot m)$
M_{KM}	jmenovitý moment servomotoru	$(N \cdot m)$
M_L	třecí moment v ložiskách redukováný na hřídel servomotoru	$(N \cdot m)$
M_{L0}	třecí moment ložiska	$(N \cdot m)$
M_{MAX}	maximální moment pohonu redukováný na hřídel servomotoru	$(N \cdot m)$
M_S	setrvačný moment pohonu redukováný na hřídel servomotoru	$(N \cdot m)$
M_{TP}	moment od tření mezi kuličkovým šroubem a maticí redukováný na hřídel servomotoru	$(N \cdot m)$
M_Z	moment od maximální zátěžné síly v ose kuličkového šroubu	

	redukovaný na hřídel servomotoru	(N · m)
T_R	referenční teplota kuličkového šroubu (25°C)	(°C)
T_S	střední teplota kuličkového šroubu během provozu	(°C)
$a_{VP,J}$	dosažitelné zrychlení pohonu s jednostranně axiálně uloženým kuličkovým šroubem	(m · s ⁻²)
a_{poz}	požadované zrychlení pohonu	(m · s ⁻²)
d_0	jmenovitý průměr kuličkového šroubu	(m)
d_{0teor}	minimální teoretický průměr šroubu	(m)
f_v	součinitel typu uložení	(1)
k_L	tuhost jedné poloviny axiální části ložiska	(N · m ⁻¹)
k_P	koeficient přetížitelnosti servomotoru	(1)
m_P	hmotnost příslušenství vřeteníku	(kg)
m_V	hmotnost vřeteníku	(kg)
n_M	požadované otáčky servomotoru	(min ⁻¹)
v_{max}	maximální posuvová rychlost vřeteníku	(m · min ⁻¹)
E	modul pružnosti materiálu v tahu	(Pa)
G	modul pružnosti materiálu ve smyku	(Pa)
H	stoupání kuličkového šroubu	(m/rad)
h	stoupání kuličkového šroubu	(mm)
ρ	převodový poměr	(1)
α	součinitel délkové teplotní roztažnosti	(K ⁻¹)

Seznam použité literatury

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vyd. Praha 10: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [2] PAMA SPA: Boring-milling machines and machining centers. *PAMA* [online]. [cit. 2012-12-07]. Dostupné z: <http://www.pama.it/en/machine-tools-manufacturing/1-0.html>
- [3] SMARTECH. *HMC and Grinding Machine*. Dostupné z: <http://www.zzsmartech.com/admin/upload/UploadFile/2011-9/20119161532797.pdf>
- [4] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 210 s. ISBN 80-010-2902-6.
- [5] THK. *General Catalog Linear Motion Systems: Technical Descriptions of the Products*. Acorn Industrial Services Ltd. Rotherham. Dostupné z: <http://www.acorn-ind.co.uk/Library/Default/Documents/thk-general-catalogue.pdf>
- [6] STÖBER. *Servo gearmotors*. Maysville, 2012. Dostupné z: <http://www.stober.com/pdf/EZMEZSALL.pdf>
- [7] TOS VARNSDORF. *Horizontální obráběcí centra: PRIMA, VARIA, OPTIMA*. 2011. Dostupné z: http://www.tosvarnsdorf.cz/files/machines/tostec_cz_2012_11.pdf