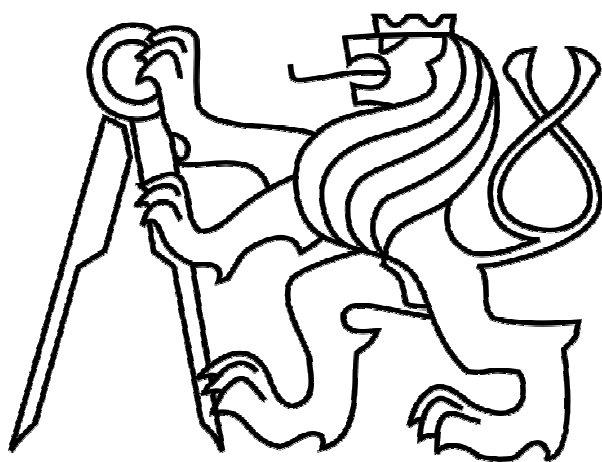


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

C – osa soustruhu s planetovou převodovkou

2015

Michal Vašát

Prohlášení

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

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

V Praze dne do 15.6.2015

.....

podpis

Anotace

Jméno autora:	Michal Vašát
Název DP:	C – osa soustruhu s planetovou převodovkou
Rozsah práce:	82 stran
Šk. rok vyhotovení:	2015
Ústav:	Výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	doc. Ing. Pavel Souček, DrSc.
Konzultant:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Zadavatel tématu:	ČVUT – FS
Využití:	Spojení planetové převodovky s vřeteníkem soustruhu
Klíčová slova:	planetová převodovka, vřeteník, Hirthova spojka, kloubový mechanismus

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá možností uplatnění vícestupňové planetové převodovky spojené s vřeteníkem soustruhu. Obsahuje kompletní konstrukční zpracování na úrovni 3D modelu doplněného o plošný výkres sestavy a výrobní výkres unašeče. Výpočtová část je zaměřena hlavně na stanovení účinnosti a samosvornosti planetové převodovky.

Annotation

Author: Michal Vašát

Title of thesis: C – axis of lathe with planetary gearbox

Extent: 82 pages

Academic year: 2015

University: CTU – Faculty of Mechanical Engineering

Department: Department of Production Machines and Equipment

Supervisor: doc. Ing. Pavel Souček, DrSc.

Consultant: Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.

Submitter of the Theme: CTU – Faculty of Mechanical Engineering

Application: Coaxial planetary gearbox with spindle of lathe

Key words: planetary gearbox, spindle, Hirth clutch, joint mechanism

Annotation:

The theme of this thesis is coaxial connection of planetary gearbox and spindle of CNC lathe with three gears. Here is complete 3D model of assembly and drawing of cage for satellites. The count section is focused on parameters of planetary gearbox.

Obsah

Prohlášení.....	2
Obsah.....	5
1. Úvod	7
2. Soustružnická centra	8
2.1 Tuzemští výrobci horizontálních soustruhů a center	8
2.1.1 SP430/110	8
2.1.2 Multicut 500.....	10
2.1.3 Tos TT75	14
2.2 Zahraniční výrobci horizontálních soustruhů a center	17
2.2.1 Mazak Integrex e420H II 1500	17
2.2.2 DMG CTX gama 1250 TC	20
2.2.3 Mazak Nexus QTNX 100 MSY	22
3. Typy pohonů C – osy.....	24
3.1 Přímý pohon	24
3.2 Nepřímý pohon	25
4. Planetové převodovky.....	29
4.1 Princip činnosti planetové převodovky	30
4.2 Výpočet převodových poměrů - Willisova metoda	31
4.3 Účinnost planetových převodovek.....	33
4.4 Výrobci planetových převodovek.....	35
5. Výpočtová část.....	37
5.1 Odvození poměrů v dvoustupňové převodovce	38
5.2 Stanovení počtu zubů převodovky pro zadané otáčkové rozsahy	40
5.3 Výpočet ozubení.....	44

5.4	Kontrola ozubení	46
5.4.1	Kontrola na ohyb	46
5.4.2	Kontrola na dotyk	48
5.5	Účinnost	51
5.5.1	Účinnost 1. stupně v přímém směru	51
5.5.2	Účinnost 2. stupně v přímém směru	52
5.5.3	Reciprokový režim planetové převodovky	53
5.5.4	Rozbor samosvornosti	55
5.6	Tuhost převodovky	56
6.	Konstrukční provedení	58
6.1	Hnací elektromotor	61
6.2	Princip řazení rychlostí (viz sestavný výkres)	62
6.3	Odměřování polohy	69
6.4	System mazání	70
6.5	Použitá ložiska	71
6.5.1	Ložiska unašeče	71
6.5.2	Ložiska v satelitech	72
6.5.3	Ložisko řazení	72
6.5.4	Ložisko na výstupním korunovém kole (poz. 5)	73
6.5.5	Hirthova spojka	73
6.6	Momentové omezení	74
7.	Závěr	75

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením vřeteníku soustružnického centra spojeného s planetovou převodovkou. Jedná se o studii použití převodovky, která umožňuje řazení tří rychlostních stupňů v rozsazích definovaných v zadání této práce. Bude vysvětleno a konstrukčně navrženo propojení těchto dvou celků včetně potřebných výpočtů.

V rešeršní části je uveden informativní přehled soustružnických center tuzemských a zahraničních výrobců obráběcí techniky s technickými parametry a pracovními možnostmi. Dále budou uvedeny typy pohonů C – osy, které jsou běžně používány výrobci obráběcí techniky. V závěru této části bude rozvedena teorie planetových převodovek.

Výstupem výpočtové části je stanovení kinematických poměrů planetové převodovky, dále návrh a kontrola ozubení a v poslední části rozbor účinnosti převodovky v přímém a recipročním režimu.

Z hlediska rozsahu největší část zaujímá konstrukční řešení zadání. Bude zde uveden princip činnosti řadičím mechanismu včetně potřebných výpočtů a dále seznam použitých normálí jako jsou ložiska a spojky. Bude zde i uveden princip mazání a odměřování polohy pro kompletní instalaci do obráběcího stroje. Příloha této práce bude obsahovat kompletní 3D model sestavy, výkres sestavy a výrobní výkres unašeče satelitů planetové převodovky.

2. Soustružnická centra

2.1 Tuzemští výrobci horizontálních soustruhů a center

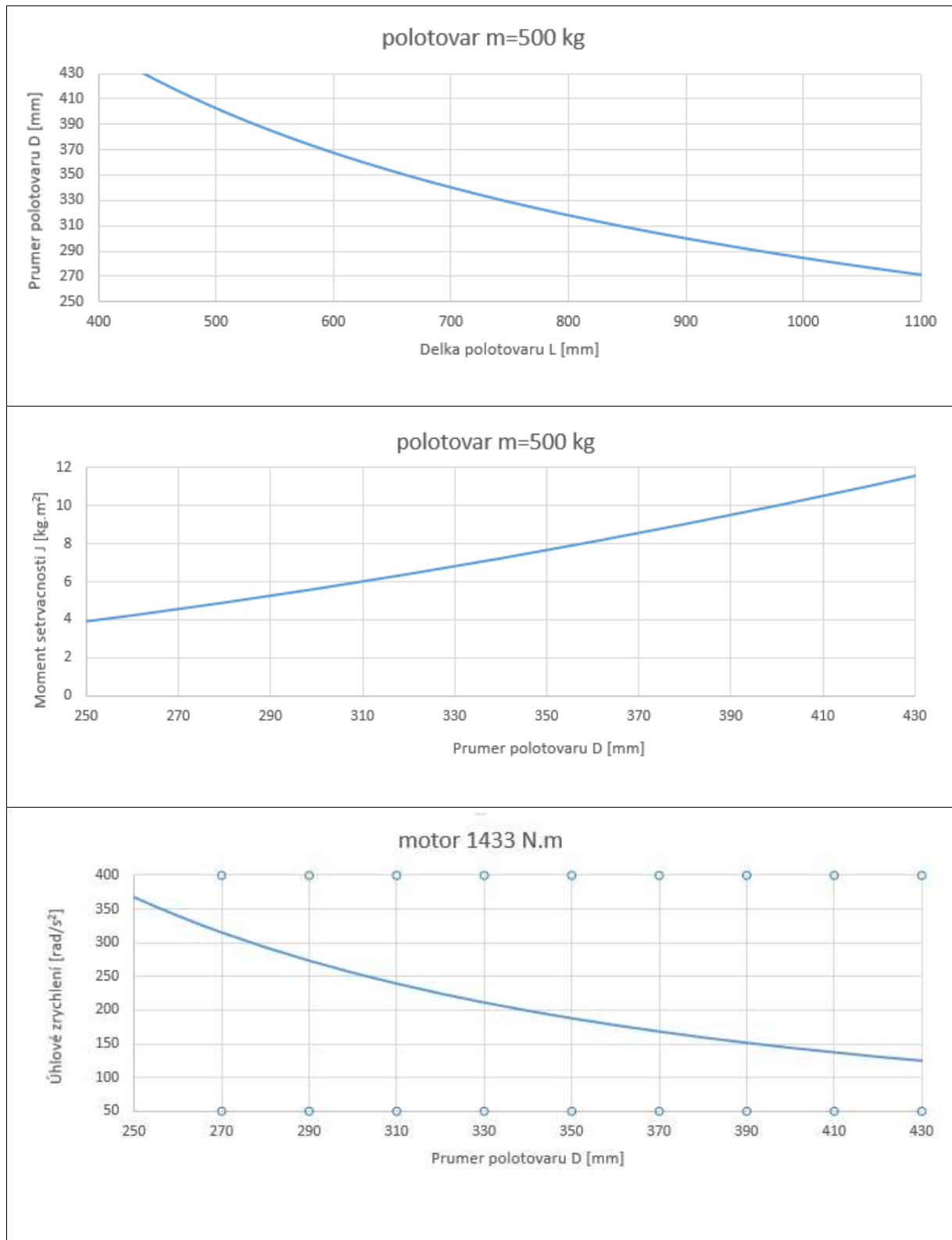
2.1.1 SP430/110

Stroj SP430 je CNC řízený soustruh modulární koncepce s možností rozšíření na celou řadu technologických variant dle konkrétních požadavků zákazníka. Základní upořádání s dvěma řízenými osami lze rozšířit např. o protivřeteník, druhou spodní revolverovou hlavu nebo řízenou osu Y. Dle pracovních možností lze vybírat ze dvou možných točných délek 1100 a 2500 mm se shodným maximálním průměrem soustružení 430 mm. Doménou tohoto stroje je vysoká tuhost a vysoký kroutící moment na vřetení zaručující výkonné soustružení velkých průměrů.



Obr. 1 - Kovosvit MAS – SP430/110 [8]

Použitím předepnutých valivých vedení je zaručena dlouhodobá přesnost stroje a dobré dynamické vlastnosti v řízených osách důležité k minimalizaci vedlejších výrobních časů. SP430 je standardně nabízen s řídicím systémem SIEMENS – SINUMERIK 840Dsl s pohony řady SINAMICS.



Tab. 1 - Rozbor parametrů pracovních možností stroje Kovosvit MAS SP430

Technické údaje stroje Kovosvit MAS SP430

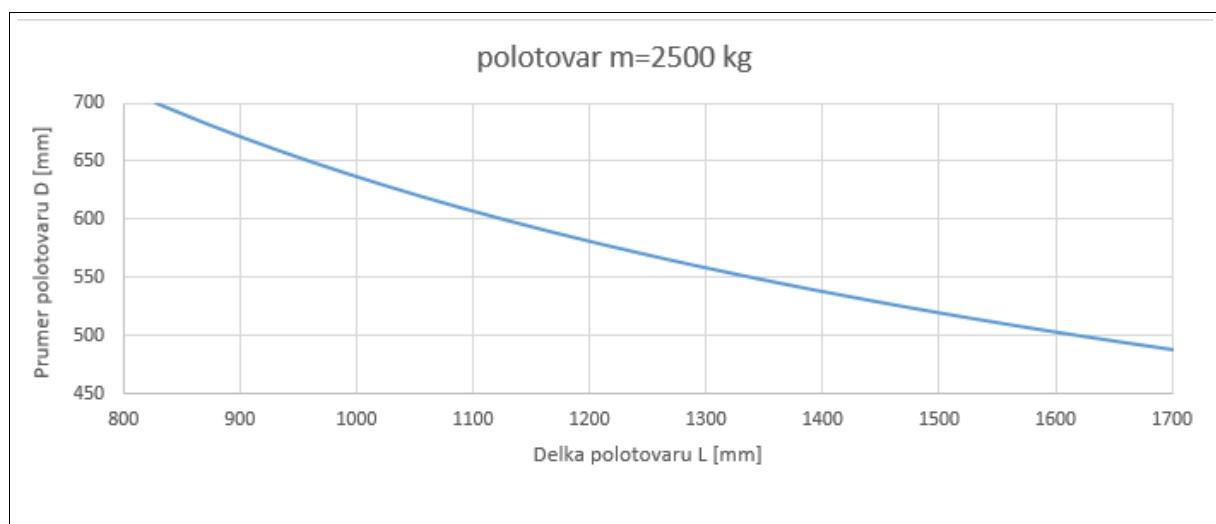
Oběžný průměr nad ložem	680 mm
Max. průměr soustružení	430 mm
Max. délka soustružení	1100 mm
Max. hmotnost obrobku	500 kg
Pojezdy os X/Y/Z	345/+100-80/1225/mm
Rychloposuv X/Y/Z	30/25/30 m/min
Hlavní vřeteno	
Max. otáčky	3800 ot/min
Výkon motoru	25 kW
Max. kroutící moment	1433 N.m
Nástrojová hlava	
Počet poloh	12
Max. otáčky nástrojového vřetena	4000 ot/min
Výkon nástrojového vřetena	18 kW
Koník	
Kužel dutiny	Morse 6
Rozměry stroje	
Délka x šířka x výška	5000 x 2200 x 2200 mm
Hmotnost	8300 kg

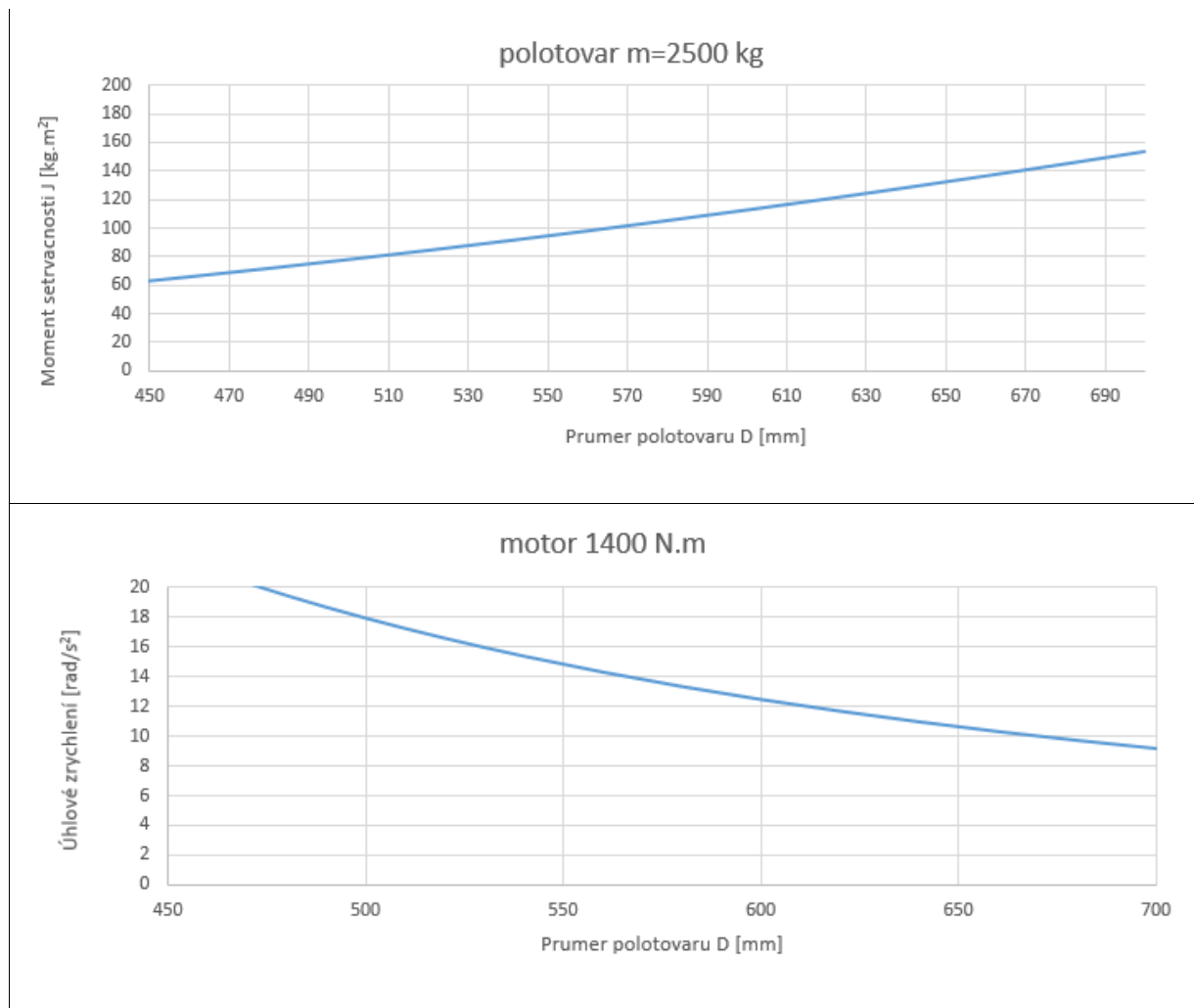
2.1.2 Multicut 500

Stroj Multicut 500 od předního českého výrobce obráběcí techniky Kovosvit MAS je soustružnicko – frézovací centrum vhodné pro kompletní výrobu složitých součástí rotačního charakteru na jedno upnutí. Využití těchto strojů je tak velmi rozmanité a nachází uplatnění napříč různými segmenty průmyslu. Standardním vybavením stroje je řízená osa B, která přináší možnost mimoosého vrtání a pětiosého frézování. Pohon obou obrobkových vřeten je řešen řemenovým náhonem od asynchronního motoru s dvoustupňovou převodovkou. Nástrojové vřeteno a osa „B“ jsou poháněny integrovanými průvlekovými motory, chlazenými vodou. Osa „C“ je řešena jako přítlačná se samostatným synchronním pohonem přes harmonickou převodovku. Stroj je nabízen v provedení s protivřetenem nebo opěrným hrotem. Použití stroje je vhodné především pro kusovou výrobu.



Obr. 2 - Kovosvit Mas- Multicut 500 [8]



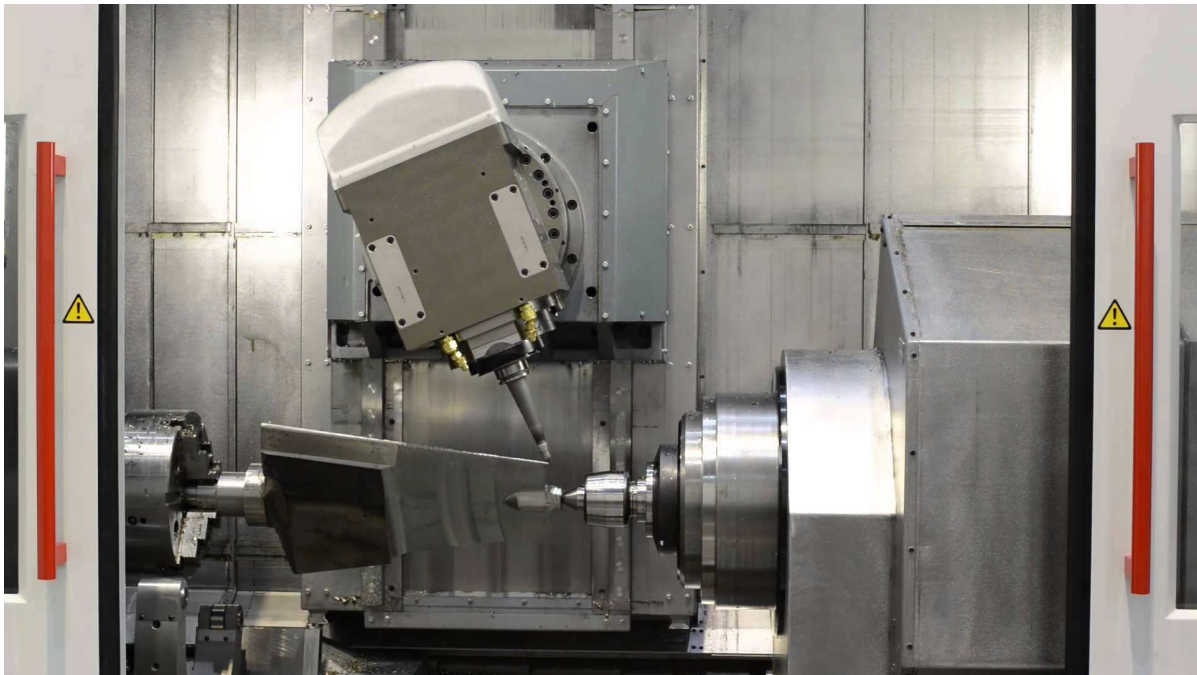


Tab. 2 - Rozbor parametrů pracovních možností stroje Kovosvit Multicut 500

Technické údaje stroje Kovosvit Multicut 500

Pracovní rozsah	
Geometrická a pracovní přesnost	ISO 13041
Maximální průměr soustružení	690 mm
Maximální délka obrábění	1693 mm
Maximální hmotnost obrobku letmo/hrot	1000/2500 kg
Obrobková vřetena	S1
Přední konec vřetena DIN 55026	A11
Max. průměr při obrábění z tyče	127 mm
Výkon vřetena S1	28 kW
Kroutící moment vřetena S1	2000 N.m

Max. otáčky vřetena S1	2800 ot/min
C-osa - vřeteno	C1
Kroutící moment S1	1400 N.m
Max. otáčky C1	43 ot/min
Nástrojové vřeteno	S3
Upínací kužel nástrojů	HSK-A63, Capto C6
Výkon vřetena	Trvalý 13,2 kW
Kroutící moment vřetena	Trvalý 60 N.m
Max. otáčky vřetena	12 000 ot/min
Osa B – nástrojové vřetena	B
Max. úhel natočení	-120/+150°
Kroutící moment	Trvalý 550 N.m
Kroutící moment přes brzdu	4000 N.m
Maximální otáčky osy B	100 ot/min
Osy X1/Y1/Z1	
Rychloposuv v ose X1/Y1/Z1/	50/40/50 m/min
Zdvih v ose X1/Y1/Z1	6640/370/3100
Přesnost opak. najetí dle ČSN ISO 230-2	
Osa z1	0,008 mm
Osa x1	0,004 mm
Osa y1	0,004 mm
Osa c1	0,005°
Zásobník nástrojů	
Počet míst v zásobníku	81
Max. průměr nástroje	90 mm
Max. hmotnost nástroje	8 kg
Koník	
Kužel pro hrot	Mo6
Zdvih pinoly	180 mm
Rozsah přítlačné síly	3,2 – 28,6 kN
Rozměry stroje	
Délka x šířka x výška	6500 x 3950 x 3760 mm
Hmotnost stroje	23 000 kg
Řídicí systém	Siemens Sinumerik 840D



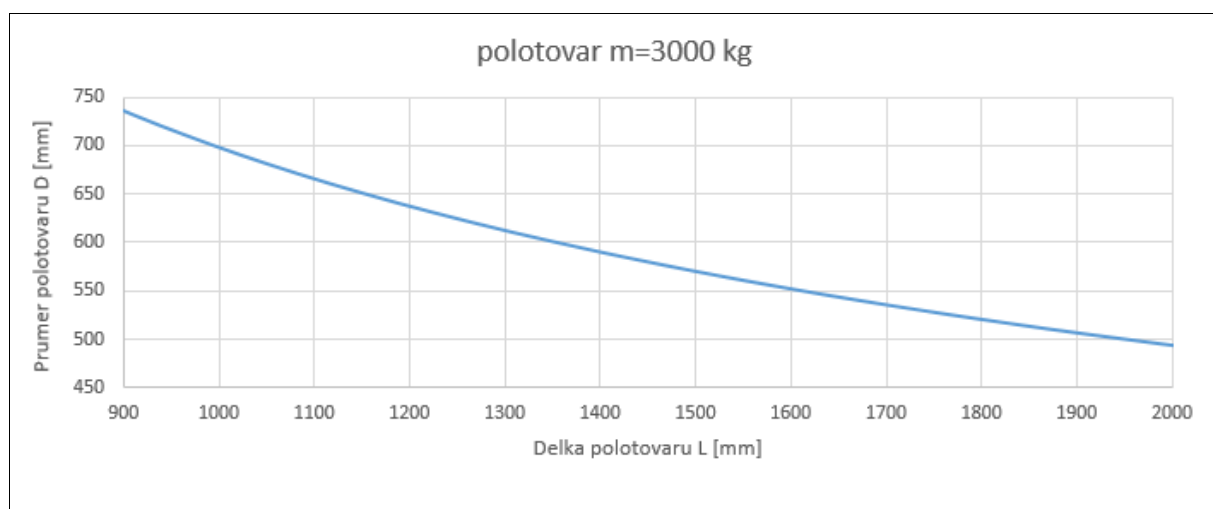
Obr. 3 - Pohled do pracovního prostoru stroje Kovosvit MAS Multicut 500 [8]

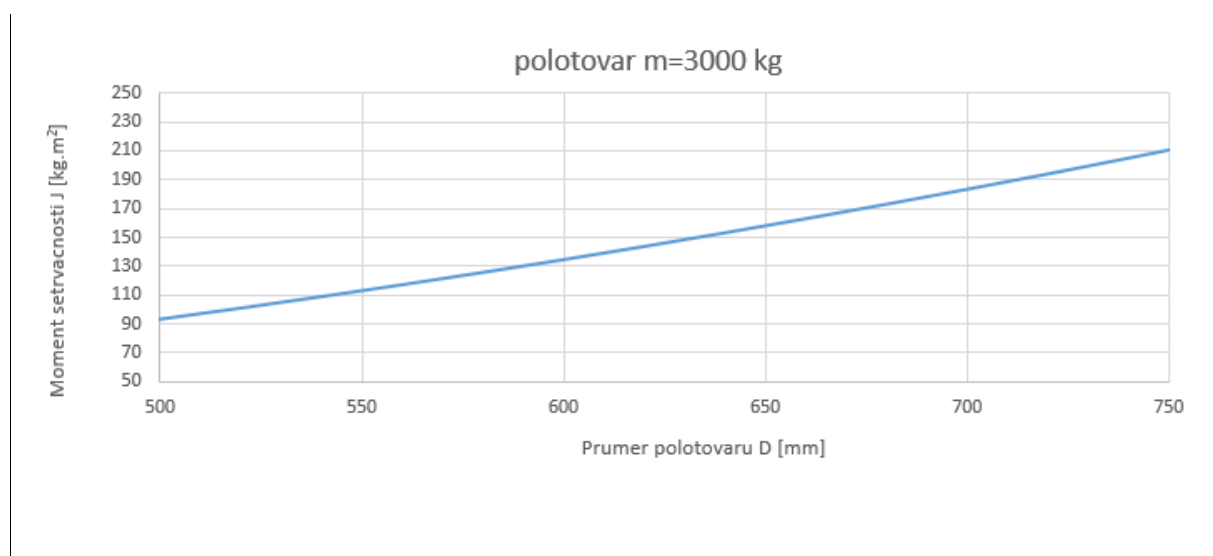
2.1.3 Tos TT75

Multifunkční soustružnické centru Tos Turn 75 je produkční stroj pro obrábění hřídelových a přírubových součástí s velmi vysokou přesností. Robustní lože zajišťuje vysokou tuhost stroje potřebnou pro přesné obrábění i pro silové obrábění ve dvou vřetenech a nezávislých suportech. Lze volit mezi točnými délkami od 2000 do 6000 mm. Stěžejním konstrukčním uzlem stroje je natáčecí nástrojová hlava s možností automatické výměny nástrojů systému Capto, která umožňuje upnutí soustružnického i frézovacího nástroje. Stroj TT75 je první „vlastovkou“ pohaslé slávy našeho bývalého největšího výrobce soustruhů v boji s tvrdou světovou konkurencí.



Obr. 4 - Tos TT 75 [9]





Tab. 3 - Rozbor parametrů pracovních možností stroje Tos TT75

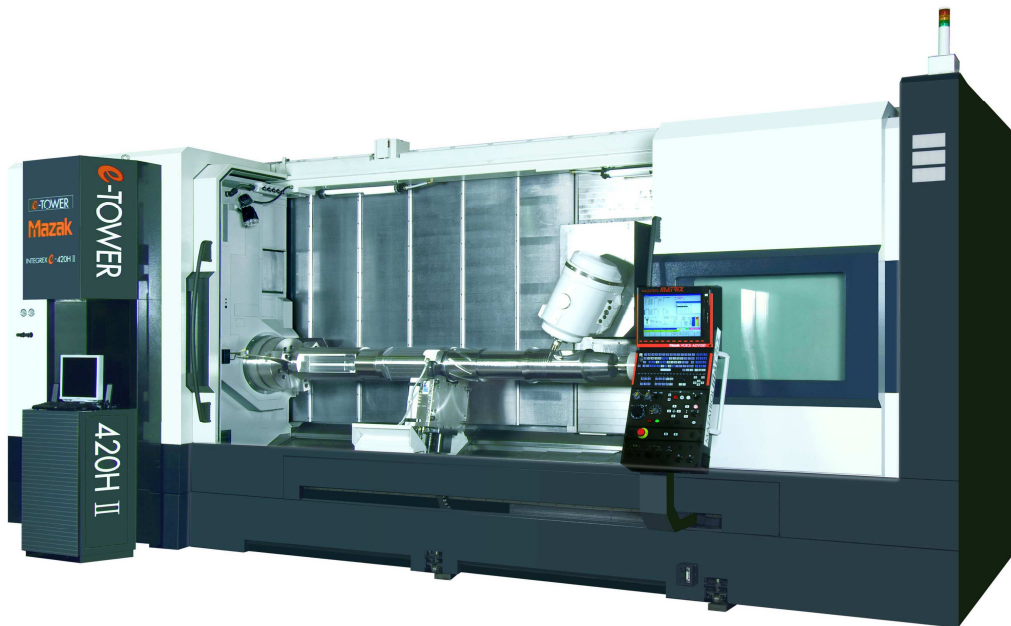
Technické údaje stroje Tos TT75

Oběžný průměr nad ložem	1000 mm
Maximální obráběný průměr	750 mm
Vzdálenost mezi hroty	2000 – 6000 mm
Maxi. hmotnost obrobku	3000 kg
vřeteno	
Přední konec vřetena dle DIN 55027	A15
Vrtání vřetene	128 mm
Rozsah otáček	0,5 – 2500 ot/min
Hlavní výkon motoru	70 kW
Koník	
Pinola – zdvih/průměr	180/220 mm
Rozjezdy x/y/z	782/210/dle délkové varianty
Nástrojový systém	Capto C6
Max. otáčky nástrojového vřetena	6500 ot/min
Výkon nástrojového vřetena	29,3 kW
Zdvih osy B	+/- 102,5°
Indexace osy B	Po 5°
Hmotnost základního provedení	42000 kg

2.2 Zahraniční výrobci horizontálních soustruhů a center

2.2.1 Mazak Integrex e420H II 1500

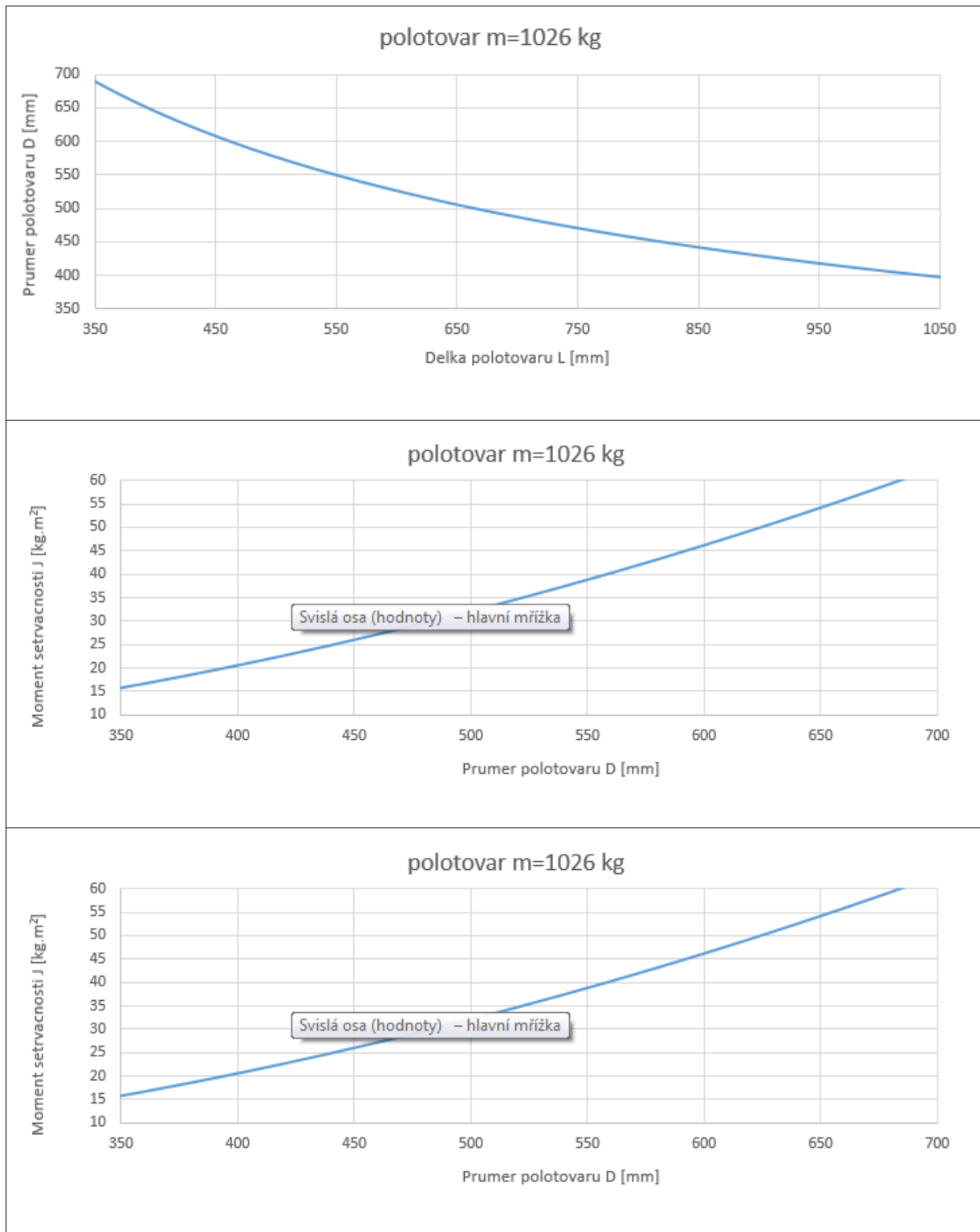
CNC řízené multifunkční centrum s automatickou výměnou nástrojů a osou Y/B pro soustružení, frézování, vrtání a řezání závitů, vybavené koníkem. Renomovaný japonský výrobce techniky Mazak je průkopníkem v kategorii soustružnicko – frézovacích center. Nabyté zkušenosti v konstrukci tohoto kinematického uspořádání se podepsaly na propracovanosti jednotlivých stěžejních uzlů, které vynikají přesností, tuhostí a provozní spolehlivostí. Velkou výhodou oproti konkurenci nabízených strojů je bohatá výbava různých podpůrných systémů v čele s řídicím systémem Mazatrol Matrix, pracujícím na dialogovém principu programování, který výrazným způsobem eliminuje přípravné časy výroby. Z podpůrných systémů bych určitě zmínil např. elektronickou kompenzaci tepelné roztažnosti rámu, inteligentní bezpečnostní štít nebo aktivní kontrolu vibrací. Díky těmto přednostem je řada strojů Integrex nejrozšířenější a nejoblíbenější v kategorii soustružnicko – frézovacích center.



Obr. 5 - Mazak Integrex e420H II 1500 [10]

Technické údaje stroje Mazak Integrex e-420H II 1500

Max. oběžný průměr	670 mm
Max. obráběný průměr	670 mm
Max. obráběná délka	1530 mm
Hlavní vřeteno	
Rozsah otáček	35 – 4000 ot/min
Vrtání vřetene	77 mm
Přední konec vřetena	A8
Max. hmotnost obrobku	450 (1026 opřeno hrotem) kg
Výkon hlavního motoru	22 W
Max. kroutící moment	724 N.m
Nástrojová hlava	
Rozsah otáček	35 – 12000 ot/min
Upnutí nástroje	Capto C6
Výkon motoru	22 kW
Max. kroutící moment	326 N.m
Koník	
Dráha pojezdů	
Osa X/Y/Z	845/420/1583 mm
Otáčení v ose B	-30 - 210°
Rychlost pojezdů	
Rychloposuv v ose X/Y/Z	50/50/50 m/min
Rychloposuv v ose C	555 ot/min
Rozměry stroje	
Délka x šířka x výška	5070 x 2980 x 2950 mm
hmotnost	18350 kg



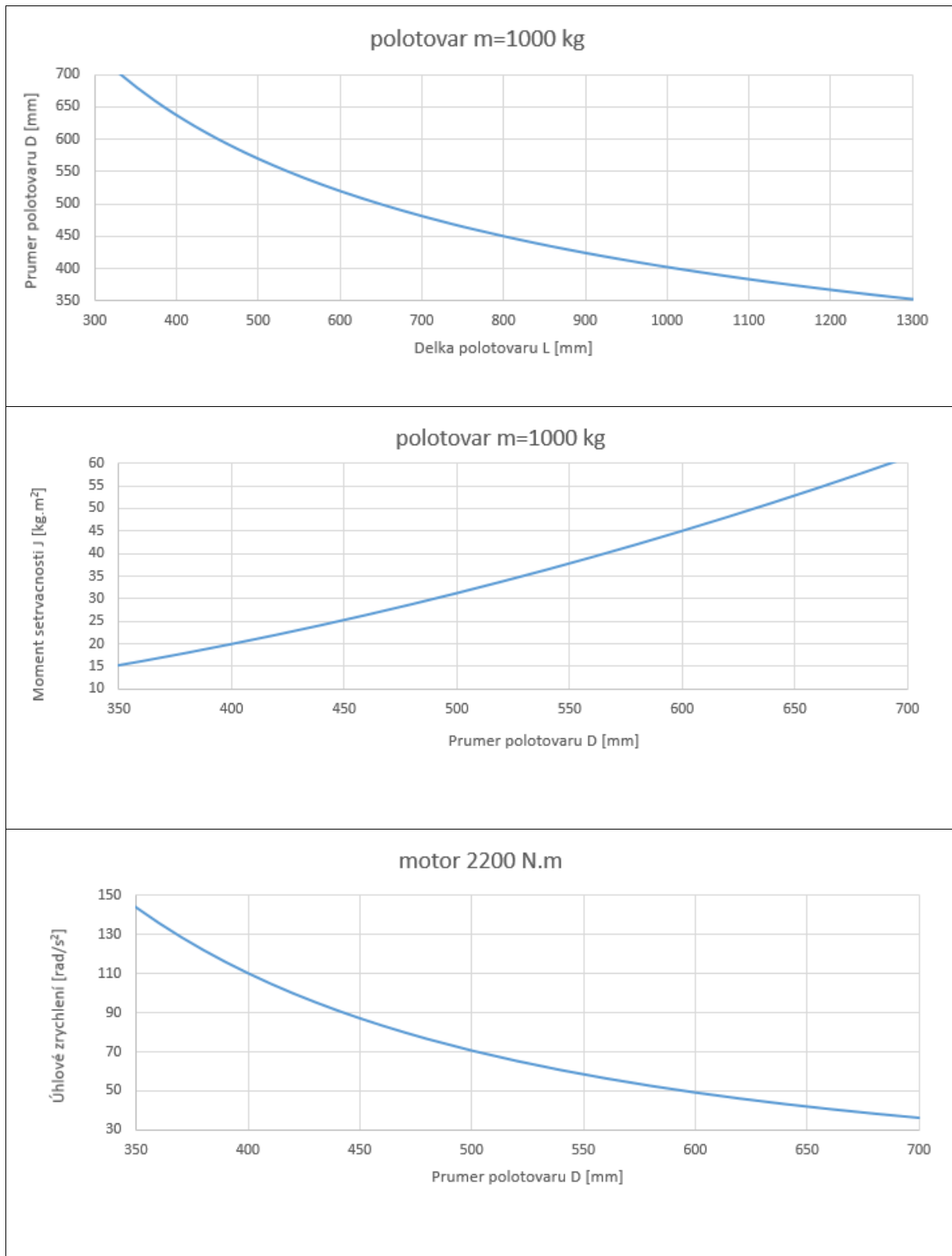
Tab. 4 - Rozbor parametrů pracovních možností stroje Mazak Integrex e420 II 1500

2.2.2 DMG CTX gama 1250 TC

Největší evropský výrobce obráběcích strojů je odvěkým rivalem strojů japonské výroby. Soustružnicko – frézovací centrum CTX gama je odpovědí na stroje řady Mazak Integrex. Stroj vyniká tuhostí a přesností polohování. Maximální točná délka stroje činí 1300 mm a maximální obráběný průměr je 700 mm. Natáčecí nástrojová hlava s říditelnou B osou je obsluhována nástrojovým zásobníkem o kapacitě až 36 nástrojů. Dle přání zákazníka lze kinematiku stroje doplnit o spodní revolverovou nástrojovou hlavu pro podélné soustružení. Stroje CTX jsou standardně vybaveny pohony a řídicími systémy od firmy Siemens. K pohodlnému a rychlému programování společně s dobrým uživatelským rozhraním přispívá nástavba řídicího systému zvaná Shop Turn.



Obr. 6 - DMG CTX gama 1250 TC [11]



Tab. 5 - Rozbor parametrů pracovních možností stroje DMG CTX 1250 TC

Technické údaje stroje DMG CTX 1250 TC

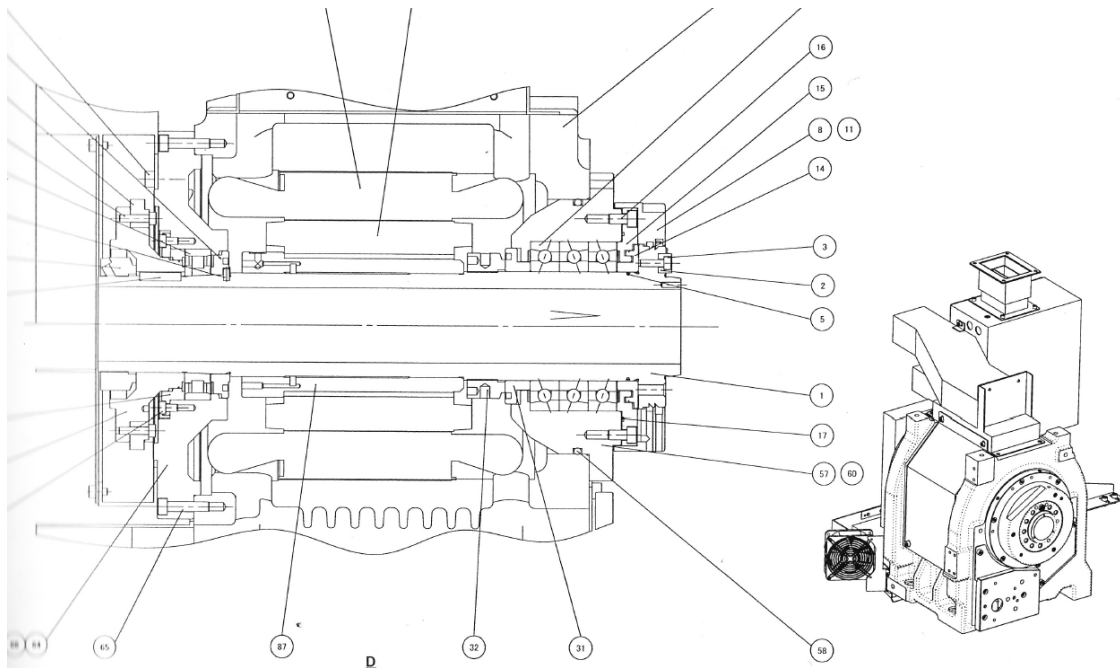
Max. oběžný průměr	900 mm
Max. obráběný průměr	700 mm
Max. obráběná délka	1300 mm
Hlavní vřeteno	
Rozsah otáček	0 – 2500 ot/min
Vrtání vřetene	102 mm
Přední konec vřetene	A15
Max. hmotnost obrobku	1000 k
Výkon hlavního motoru	35 kW
Max. kroutící moment	2200 N.m
Nástrojová hlava	
Max. otáčky	12000 ot/min
Upnutí nástroje	Capto C6
Výkon motoru	22 kW
Max. kroutící moment	105 N.m
Koník	
Zdvih pinoly	1160 mm
Dráha pojezdů	
Osa X/Y/Z	480/80/1300 mm
Rychlost pojezdů	
Rychloposuv v ose X/Y/Z	40/28/30 m /min
Rychloposuv v ose C	
Rozměry stroje	
Délka x šířka x výška	5717 x 2609 x 2580 mm
hmotnost	18500 kg

Výše uvedené stroje patří do kategorie „těžkých“. Do lehčí kategorie lze zařadit následující stroj Mazak Nexus.

2.2.3 Mazak Nexus QTNX 100 MSY

Soustružnické centrum Mazak QTNX 100 MSY je stroj menších rozměrů pro výrobu přírubových dílů. Stroj vychází ze základního dvouosého provedení QTNX 100, které je doplněné o revolverovou hlavu s poháněnými nástroji, Y osou a protivřetenem. Na stroji lze vyrábět velice přesné díly jak v

kusové sérii, tak ve větších sériích pomocí automatického podavače tyčí a řídicího systému Mazatrol Matrix. **Vřeteník o podobném uspořádání a rozměrech jako u stroje Mazak QTNX 100 bude dále použit pro studii použití dvojstupňové planetové převodovky s možností řazení tří rychlostních stupňů.** Hlavním rozdílem však je skutečnost, že Mazak používá zabudovaný pohon, kdy rotor elektromotoru je pevně spojen s vřetenem. V našem případě bude však použito klasického ustavení elektromotoru na rámu stroje mimoose k vřeteníku.



Obr. 7 - Řez vřeteníkem stroje Mazak QTNX 100 [12]

Max. průměr soustružení	250 mm
Max. obráběná délka	310 mm
Rozsah otáček	35 – 6000 ot/min
Max. výkon hlavního motoru	11 kW
Max. kroutící moment	184 N.m
Průchod vřetene	42 mm

3. Typy pohonů C – osy

Konstrukční provedení pohonu C – osy horizontálních soustruhů lze v současné době rozdělit na přímé a nepřímé. Nelze jednoznačně říci, které provedení je lepší. Každé s sebou nese určité výhody a nevýhody. Záleží vždy na konkrétní aplikaci a požadavku výrobního stroje.

3.1 Přímý pohon

Instalace přímého pohonu C – osy do vřeten horizontálního soustruhu musí splňovat podmínku vysokých otáček především kvůli dosažení potřebné řezné rychlosti pro klasické soustružení a také požadavku velkého točivého momentu v oblasti velmi malých otáček pro možnost frézovacích operací. To přináší velké požadavky na pohon samotný a hlavně na jeho regulaci. Je všeobecné známo, že řízení přímých pohonů je náročnější z důvodu absence vloženého převodu, který motor chrání před vnějšími silovými projevy. V konstrukcích horizontálních soustruhů se přímý pohon realizuje prstencovým motorem nebo použitím elektrovřeten s možností polohování.

Elektrovřeten s možností polohování

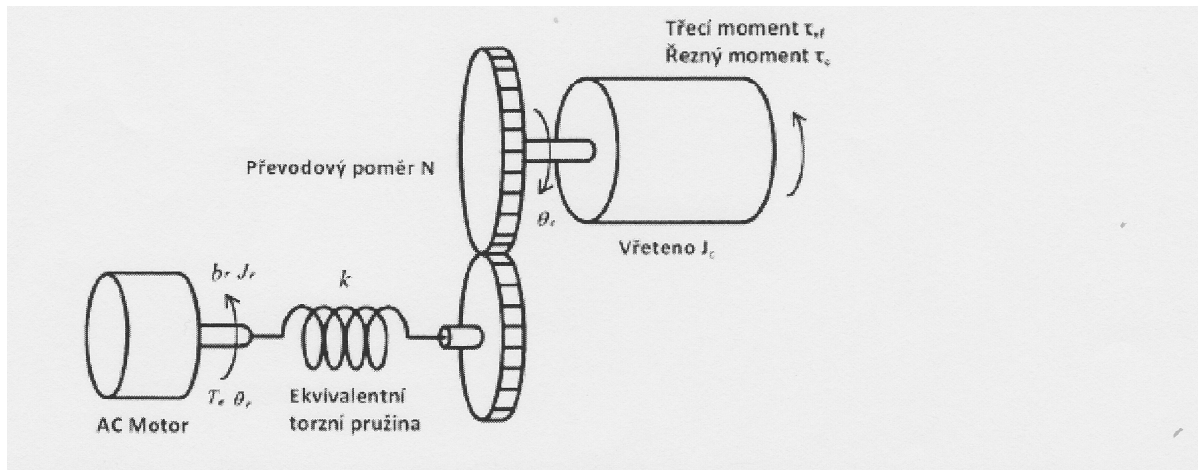
Jedná se o speciální provedení elektrovřeten zabudovaného do vřeteníku stroje, které je polohově řízeno při aktivaci C – osy. Ruku v ruce s již výše zmíněným problémem regulace se vyskytuje nedostatek v podobě malé tuhosti pohonu k zajištění přesnosti obrábění. Ke zlepšení této situace slouží hydraulické brzdy umístěné přímo na vřetení. V hojně míře tento princip využívají výrobci obráběcích strojů jako např. firma Mazak nebo Hardinge.



Obr. 8 - Provedení C – osy soustruhu s elektrovřetenem [13]

3.2 Nepřímý pohon

Nepřímý pohon je v dnešní době nejčastějším provedením pohonu C – osy. Toto řešení se hojně používá především kvůli nízké ceně. Výrobci obráběcích strojů se snaží hledat řešení, splňující účel a pořizovací cenu mechanismu. Dle mého názoru je největším problémem výskyt vůlí ve vloženém převodu a s tím související opotřebení mechanických částí. Převod má své mechanické vlastnosti, jako je tuhost a setrvačné momenty, což velice komplikuje vlastní řízení (obr.9). Tyto skutečnosti je nutno kompenzovat vhodným druhem řízení, do kterého zohledníme vlastní provedení pohonu. Zde je nutné řešit dynamiku pohonu a nelinearitu tření při nízkých rychlostech otáčení. Výpočtový model osy C je na obr. 9.



Obr. 9 - Kinematické schéma nepřímého pohonu

Pohon přes ozubený věnec

Jde o asi nečastější provedení nepřímého pohonu C – osy. Ozubený věnec koaxiálně uložený na vřetení je poháněn servomotorem s převodovkou o velkém převodovém poměru. Přepínání mezi režimem klasického soustružení a řízení C – osy je provedeno příklopným elementem. Ve většině případů se jedná o dvoupolohový přímočarý hydraulický válec. Konkrétní aplikace na soustruhu výrobce Goodway je zobrazena na obr. 10.



Obr. 10 - Provedení C – osy soustruhu Goodway [14]

Pohon pomocí řemene a hydraulické brzdy

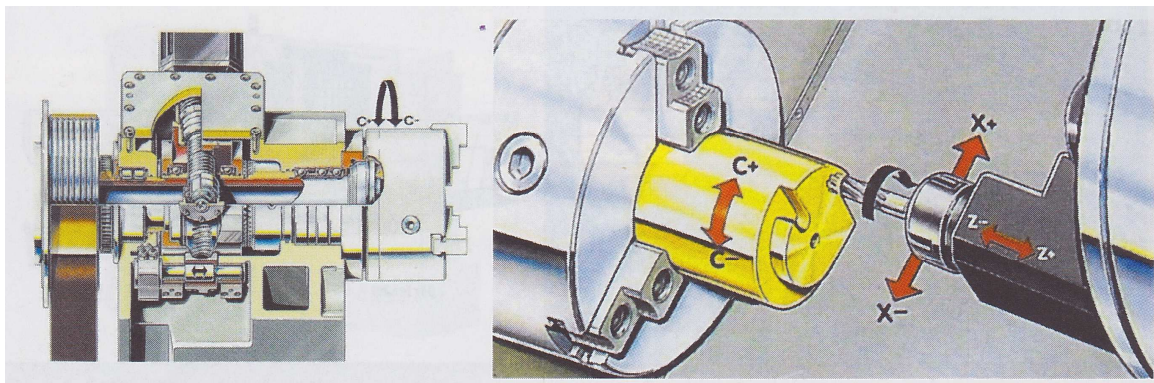
Výrobci soustruhů, nabízející cenově výhodné stroje, realizují pohon C-osy pomocí řemenového převodu přímo od hlavního motoru. Nejslabším článkem mechanismu je podle očekávání poddajnost řemene, což vede k nepřesnosti polohování. Tento jev lze do určité míry eliminovat použitím již zmíněné hydraulické brzdy. Řídicí systém stroje rozlišuje nejčastěji 2 režimy této brzdy. „Tvrdá“ brzda se používá k rozvrtání děr na roztečné kružnici přírubových součástí. „Měkká“ brzda je vhodná pro frézovací operace, kdy je řízeno 2 a více os.



Obr. 11 - Provedení C – osy s řemenovým převodem a hydraulickou brzdou [13]

Šnekový převod

Někteří výrobci stále preferují provedení C-osy pomocí šnekového soukolí. Výhodou mechanismu je velký převodový poměr a samosvornost, která zachytí vnější řezné síly a z tohoto důvodu není nutné použití hydraulické brzdy. Pro zvýšení účinnosti musí být šnekové soukolí mazáno. S tímto se tudíž musí počítat při konstrukci vřeteníku. Přiklápěcí mechanismus šneku ke šnekovému kolu slouží k vymezení vůle převodu. To sice snižuje účinnost, ale zvyšuje přesnost polohování a řeší problém při reverzaci otáček.

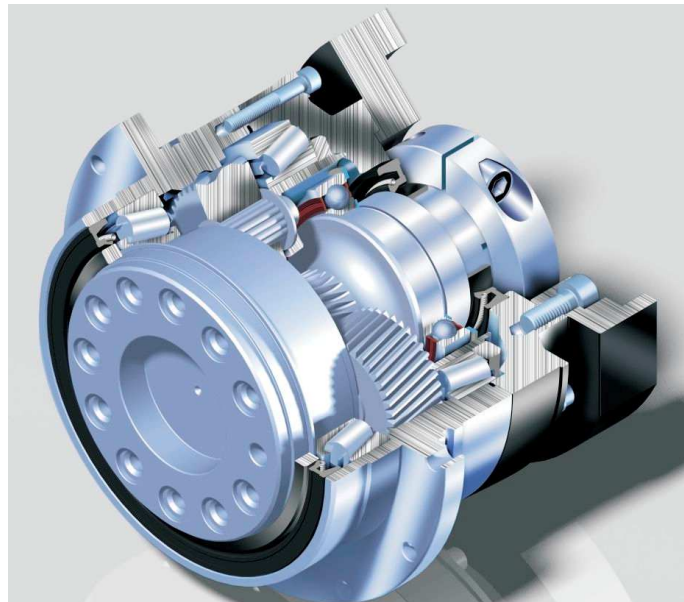


Obr. 12 - Provedení C – osy soustruhu Traub [7]

4. Planetové převodovky

Princip planetových převodovek umožňuje dosažení velkých převodů do pomala s menším počtem převodových stupňů. Na rozdíl od klasických vícestupňových převodovek, které mají tu nevýhodu, že se sériově sčítají vůle a deformace, mají tyto nedostatky planetové převodovky potlačeny na minimum. Důvodem je větvení toku výkonu přes několik paralelních větví – satelitů. Dochází tak hlavně k poklesu zatížení a tím i deformací jednotlivých větví. Téměř vždy je použito alespoň jedno kolo s vnitřním ozubením, což přispívá ke zvětšení koeficientu záběru a zmenšení skluzů. Další velkou výhodou v použití těchto principů je kratší axiální zástavba, která snižuje průhyby hřídelí. Celá konstrukce převodovky je středově symetrická, což vede ke kompenzaci vzniklých radiálních sil. K výhodám lze ještě přidat lepší využití vnitřního prostoru převodové skříně, které vede k poklesu vnějších zástavbových rozměrů i celkové hmotnosti.

Celkem zajímavá je skutečnost, že lze dokázat v určitých případech energetické úspory ve srovnání s převodovkou klasického uspořádání (lepší účinnost).



Obr. 13 - Řez planetovou převodovkou 2K-U, použitou na obráběcím stroji Okuma [15]

4.1 Princip činnosti planetové převodovky

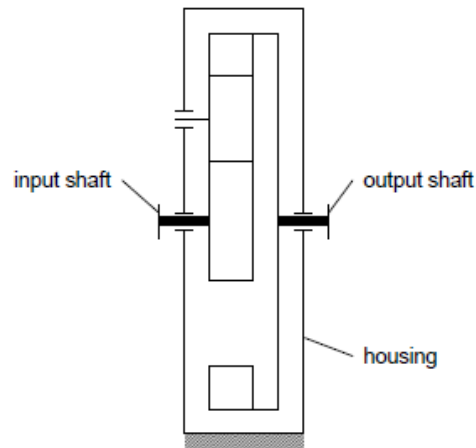
Tok výkonu ze vstupního korunového (též „centrálního“) kola je paralelně rozveden na několik satelitů. Satelity zabírají s dalším korunovým kolem, které v nejčastějším uspořádání 2K-U je pevně spojeno s rámem převodovky. Osy satelitů jsou uloženy v unašeci. V případě velkých krouticích momentů lze pevnostní návrh modulu ozubení podřídít počtu satelitů. U většího počtu satelitů vzniká problém se smontovatelností.

Výhody planetových převodovek

- realizace velkých převodových stupňů
- možnost využití více vstupů a výstupů
- vysoká účinnost vzhledem k dosaženým velkým převodovým stupňům
- malý počet dílů, ze kterých se převodovka skládá
- malé zástavbové rozměry převodovky
- vysoká hustota přenášeného výkonu vzhledem k hmotnosti a rozměrům převodovky.

Nevýhody planetových převodovek

- přesnější geometrické tolerance vyrobených komponent
- unašeče nemohou mít vysoké otáčky z důvodu dynamických účinků odstředivých sil.



Obr. 14 - Ilustrace základního převodu, kdy unašeč U je fixován [16]

4.2 Výpočet převodových poměrů - Willisova metoda

Willisova metoda je způsob výpočtu kinematických poměrů v planetové převodovce. Vychází z principu relativních úhlových rychlostí.

1) převod ze členu i na j při stojícím členu k

$$P_{ij}^k = \frac{\omega_{ik}}{\omega_{jk}} = \frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_j - \omega_k} = \frac{\pm z_j}{z_i}$$

Směr toku výkonu je $(i \rightarrow j)^k$

2) reciproký převod

$$P_{ji}^k = \frac{1}{P_{ij}^k} = \frac{\pm z_i}{z_j}$$

Směr toku výkonu je $(j \rightarrow i)^k$

3) záměna pohyblivosti mezi členy j, k

$$P_{ik}^j = \frac{\omega_{ij}}{\omega_{kj}} = \frac{\omega_i - \omega_j}{\omega_k - \omega_j} = \frac{\omega_i - \omega_j + \omega_k - \omega_k}{\omega_k - \omega_j} = 1 - \frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_j - \omega_k} = 1 - P_{ij}^k$$

Směr toku výkonu je $(i \rightarrow k)^j$

Převodovka 2K-U

Základním a nejběžnějším typem planetové převodovky je jednostupňové uspořádání 2K-U podle obr. 15. Symbolem $(1-U)^3$ označujeme tok výkonu z kola 1 na unašeč U při stojícím kole 3.

Základní (vnitřní) převod z kola 1 na kolo 3 při zpevněném unašeči U lze vypočítat pomocí vztahu

$$p_V = p_{13}^U = \frac{\omega_1 - \omega_U}{\omega_3 - \omega_U} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{-z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = \frac{-z_3}{z_1} < 0$$

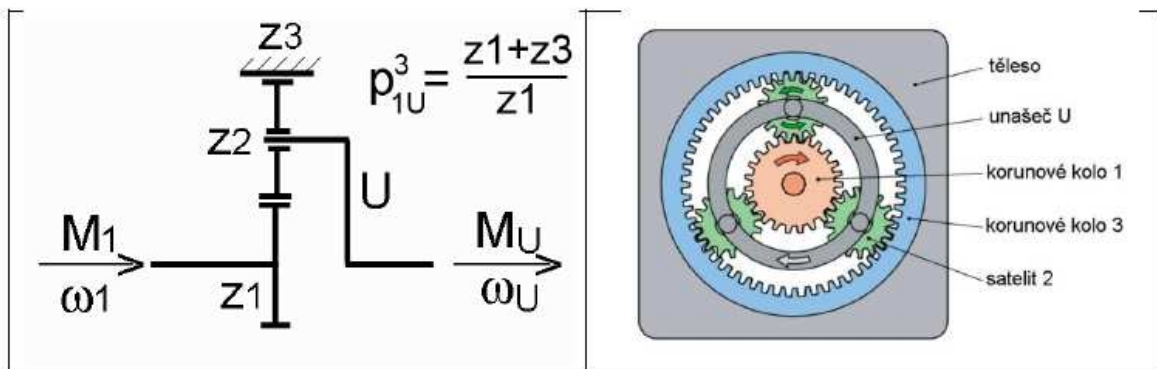
Znaménko + platí pro záběr s vnitřním ozubením, znaménko – pro vnější ozubení.

Planetový převod z kola 1 na unašeč U při zpevněném kole 3 je

$$p_{1U}^3 = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_U - \omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_U} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_1 + z_3}{z_1} > 0$$

a zároveň určuje převodový poměr celé planetové převodovky.

Základní převod je záporný $p_{13}^U < 0$, takže planetový převod zachovává smysl otáčení při libovolné kombinaci vstupu a výstupu.



Obr. 15 - Jednostupňová planetová převodovka 2K-U [4]

4.3 Účinnost planetových převodovek

Všeobecně respektovaným pravidlem pro vyjádření energetické účinnosti pro všechny typy převodů je, že:

- příkon P je kladný
- výkon N je záporný
- ztráty Z jsou záporné.

Zákon zachování energie:

$$P+N+Z=0$$

Účinnost je vždy kladné číslo a u reálných soustav se pohybuje v rozmezí:

$$0 < \eta < 1$$

Rozlišujeme účinnost základního (vnitřního) převodu η_z (též η_v), kdy je zpevněn unašeč, a převodu v planetovém režimu η_p .

V případě planetové převodovky lze napsat momentovou rovnováhu

$$M_1 + M_U + M_3 = 0 (\cdot \omega_U)$$

$$M_1 \cdot \omega_U + M_U \cdot \omega_U + M_3 \cdot \omega_U = 0$$

Dále definujeme výkonovou rovnováhu:

$$M_1 \cdot \omega_U + M_U \cdot \omega_U + M_3 \cdot \omega_U + Z = 0$$

Při zastavení unašeče je ω_U nulové a odečtením posledních dvou rovnic vyjde.

$$M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_U) + M_3 \cdot (\omega_3 - \omega_U) + Z = 0$$

V případě zastavení korunového kola 3 je $\omega_3 = 0$ a vyjde vztah.

$$M_1 \cdot \omega_1 + M_U \cdot \omega_U + Z = 0$$

Z toho vyplývá, že ztráty jsou při zachování momentů stejné pro základní i planetový převod.

Poměrný potencionální výkon μ je poměr výkonu resp. příkonu na daném členu po a před zastavením unašeče.

Pro korunové kolo 1 platí:

$$\mu_1 = \frac{M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_U)}{M_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{\omega_U}{\omega_1} = 1 - p_{U1}^3 = 1 - \frac{1}{p_{1U}^3} = 1 - \frac{z_1}{z_1 + z_3} > 0$$

V planetovém režimu je $M_1 \cdot \omega_1$ příkonem a v případě, že platí $\mu_1 > 0$ je i výraz $M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_U)$ také příkonem. Tato skutečnost znamená, že přenos výkonu se v případě zachování momentů přechodem ze základního na planetový režim nemění.

Jak již bylo zmíněno výše, ztráty základního převodu jsou stejné jako u planetového tj.

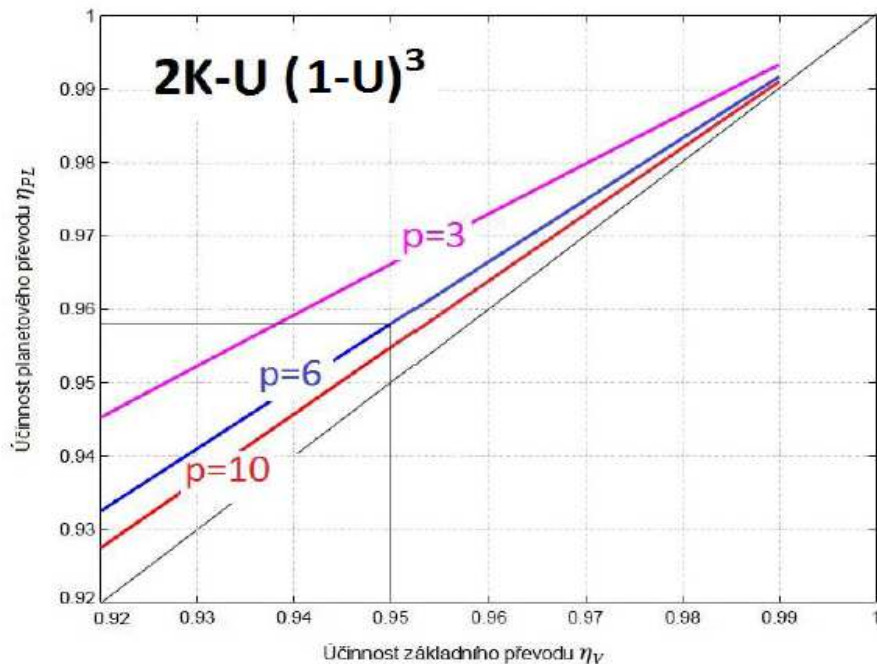
$$Z = -P \cdot (1 - \eta_Z) = -M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_U) \cdot (1 - \eta_Z)$$

Tento výraz lze použít pro stanovení vztahu mezi účinnostmi základního převodu η_Z a planetového η_P tj.

$$\eta_P = \frac{P+Z}{P} = 1 + \frac{Z}{P} = 1 - \frac{M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_U) \cdot (1 - \eta_Z)}{M_1 \cdot \omega_1} = 1 - (1 - p_{U1}^3) \cdot (1 - \eta_Z) = \eta_Z + p_{U1}^3 \cdot (1 - \eta_Z) > \eta_Z$$

Platí tedy, že $\eta_P > \eta_Z$

Tato závislost je vynesena na obrázku níže. Někdy se základní převod označuje jako vnitřní a stejně tak účinnost, tj. η_Z nebo η_V .

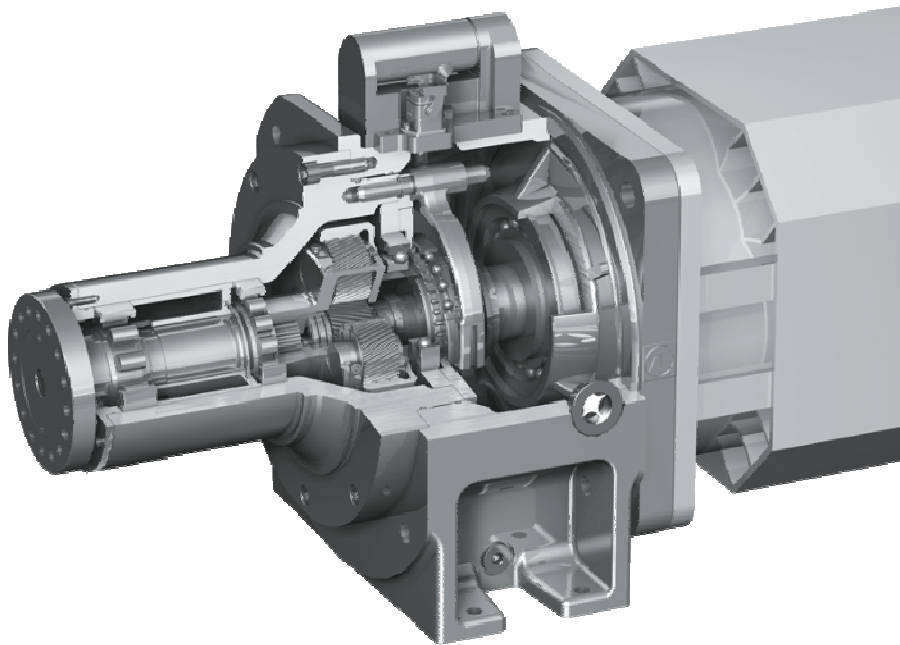


Obr. 16 - Porovnání účinnosti základního a planetového převodu 2K-U převodovky [4]

4.4 Výrobci planetových převodovek

ZF Friedrichshafen AG

Německá společnost ZF Friedrichshafen byla založena roku 1915 jako výrobce mechanických převodovek do vzducholodí a automobilů. Postupem času se z této firmy stal strojírenský kolos, který zaměstnává ve 26 zemích světa 27 tis. lidí. V současné době je hlavním zaměřením firmy produkce a vývoj převodovek pro automobilový průmysl. ZF se drží v popředí skupiny firem dodávajících do automobilového průmyslu. Pro použití v obráběcích strojích jsou určeny planetové převodovky řady Servoplan a Duoplan. Jak již z názvu druhé zmíněné vyplývá, je tato planetová převodovka dvourychlostní. Primární aplikací jsou pohony vřeten velkých obráběcích strojů, kde je zapotřebí velkých kroutících momentů. V nabídce výrobce je provedení přímé montáže na vřeteno, nebo s klasickým řemenovým převodem. Rozsah možných převodů je v rozmezí 1:1 pro klasické obrábění až 1:20 pro extrémní aplikace vyžadující maximální kroutící moment. Řazení obou převodových stupňů je provedeno pomocí elektromagnetu.



Obr. 17 - Planetová převodovka výrobce ZF řady Servoplan [17]

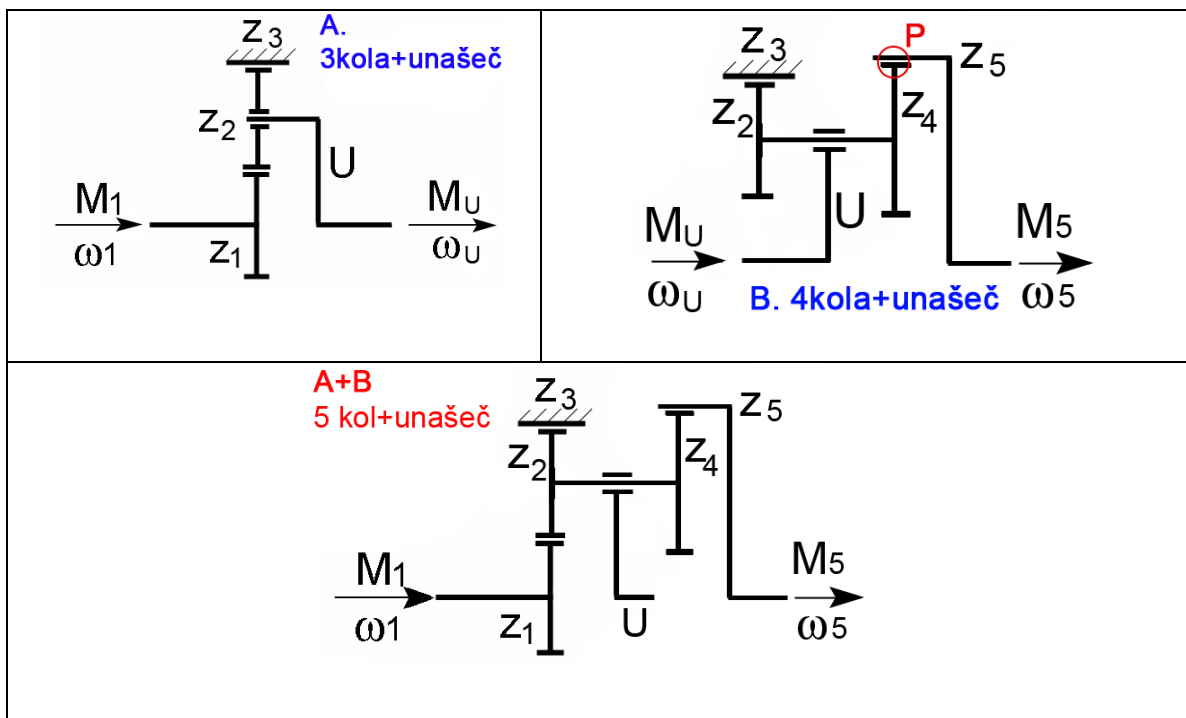
5. Výpočtová část

Dle zadání práce je požadován konstrukční návrh pohonu včetně soustružnického obráběcího centra s planetovou převodovkou. Požadavkem je možnost využití tří řaditelných rychlostních stupňů, které jsou definovány takto:

- vysoké otáčky, max. 4000 – 6000 ot/min (planetová převodovka vyřazena)
- střední otáčky, max. 1000 – 1500 ot/min (planetový převod v prvním stupni)
- pomaloběžný režim pro řízení C – osy, max. 50 ot/min (planetový převod ve druhém stupni)

Výpočetní část je zaměřena na odvození kinematických poměrů planetové převodovky včetně návrhu a kontroly ozubení. Dále je zde podrobně rozveden rozbor účinnosti převodovky v přímém a recipročním režimu, doplněný o problematiku samosvornosti převodovky.

Bylo zvoleno dvojstupňové uspořádání s prvním stupněm 2K-U v režimu toku výkonu $(1-U)^3$ podle obr.17a vlevo a druhým stupněm též 2K-U, ale v režimu $(U-5)^3$ podle obr.17a vpravo. Spojením obou stupňů lze využít společný unašeč včetně satelitů z_2 a společné korunové kolo 3. Jako výstup může sloužit unašeč nebo kolo 5 a toky výkonu budou $(1-U)^3$ nebo $(1-5)^3$. Vzniká tak velmi kompaktní sestava s minimálním počtem ozubených kol podle obr.17a dole, která má 3 korunová kola a jeden unašeč – tzv. typ 3K-U.



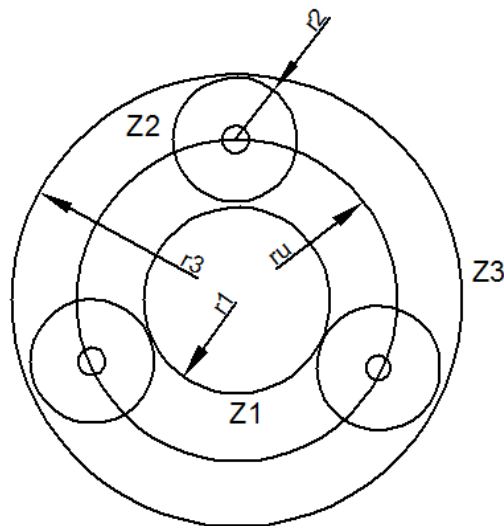
Obr. 17a – Sériové spojení dvou převodovek 2K-U, přechod na typ 3K-U [4]

5.1 Odvození poměrů v dvoustupňové převodovce

Byl zvolen klasický způsob výpočtu, který musí dát stejné výsledky jako Willisova metoda popsaná v rešerši. Základní převod prvního stupně podle obr. 17a vlevo nahoře je $p_V = -\frac{z_3}{z_1}$

Základní převod druhého stupně podle obr. 17a vpravo nahoře je $p_{53}^U = \frac{z_4}{z_5} \cdot \frac{z_3}{z_2}$

Pro odvození poměrů v prvním stupni převodovky se vychází z rozkladu obvodové rychlosti na centrálním kole z_1 na obvodovou rychlost satelitu z_2 a unašeče U . Lze tedy psát:



Obr. 18 - Odvození poměrů prvního stupně převodovky

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 + \omega_U \cdot r_U$$

$$\omega_U \cdot \frac{r_1 + r_3}{2} - \omega_1 \cdot r_1 = -\omega_2 \cdot \frac{r_3 - r_1}{2}$$

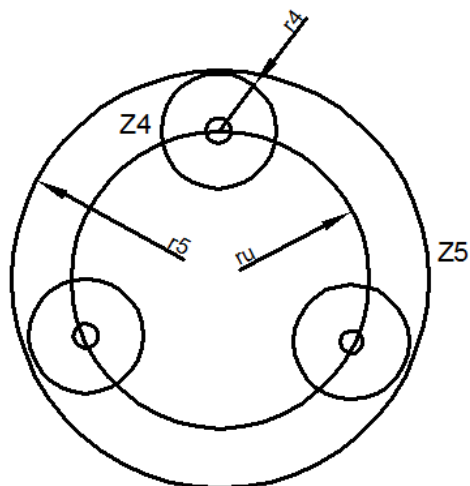
Platí rovnost obvodových rychlostí $\omega_2 \cdot r_2 = \omega_U \cdot r_U$, ze které dosadíme za ω_2 do vztahu

$$2 \cdot \omega_1 \cdot r_1 - \omega_U \cdot (r_3 + r_1) = \omega_U \cdot (r_3 + r_1)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_U} = \frac{r_3 + r_1}{r_1} \text{ a lze napsat}$$

$$p_1 = \frac{z_3 + z_1}{z_1}$$
 což je vztah pro výpočet převodového poměru na 1. stupni převodovky, který již známe z popisu Willisovy metody.

Odvození převodu 2. stupně vychází ze stejného principu rozkladu obvodových rychlostí jednotlivých částí planetové převodovky. V tomto případě je:



Obr. 19 - Odvození poměrů druhého stupně převodovky

$$\omega_U \cdot r_U - \omega_4 \cdot r_4 = \omega_5 \cdot r_5$$

$$\omega_U = \frac{\omega_1 \cdot r_1}{r_3 + r_1}$$

Z předešlého vztahu pro 1. stupeň dosadíme

$$\frac{\omega_1 \cdot r_1}{r_3 + r_1} \cdot r_U - \omega_4 \cdot r_4 = \omega_5 \cdot r_5$$

Z geometrických poměrů lze dosadit $r_U = r_5 - r_4$

$$\frac{\omega_1 \cdot r_1}{r_3 + r_1} \cdot (r_5 - r_4) - \omega_4 \cdot r_4 = \omega_5 \cdot r_5$$

dále platí $\omega_2 = \omega_4$ a také z poměrů 1. stupně
$$\omega_2 = \frac{\omega_U \cdot (r_3 + r_1)}{r_3 - r_1}$$

po dosazení

$$\frac{\omega_1 \cdot r_1}{r_3 + r_1} \cdot (r_5 - r_4) - \frac{\omega_U \cdot (r_3 + r_1)}{r_3 - r_1} \cdot r_4 = \omega_5 \cdot r_5$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{(r_3 - r_1) \cdot (r_3 + r_1) \cdot r_5}{r_1 \cdot (r_5 - r_4) \cdot (r_3 - r_1) - r_1 \cdot r_4 \cdot (r_3 + r_1)}$$

Analogie s počty zubů dává vztah

$$p_C = \frac{z_5 \cdot (z_3^2 - z_1^2)}{z_1 \cdot z_5 \cdot (z_3 - z_1) - 2 \cdot z_1 \cdot z_4 \cdot z_3}$$

5.2 Stanovení počtu zubů převodovky pro zadané otáčkové rozsahy

Pro výpočet počtu zubů ozubených kol byl použit program v prostředí Matlab, který z prvotních hrubých rozsahů generuje výsledné převodové poměry a odpovídající počty zubů korunových kol a satelitů. Přepis programu včetně jednotlivých okomentovaných podmínek je uveden v tabulce č. 6. Výstup hodnot programu pak v tabulce č. 7.

Srovnáním s firemními údaji o planetových převodovkách různých výrobců (např. ZF, Alpha) byl pro předběžné úvahy a výpočty a pro zvolenou velikost soustruhu uvažován modul ozubení $m=1,5$ mm a varianta se čtyřmi satelity, tj. větvením celkového výkonu na čtvrtiny.

Z hlediska zachování zástavbových rozměrů tělesa převodovky je zapotřebí, aby maximální hodnoty počtu zubů korunových kol 3 a 5 nepřekračovaly 100. Program je založen na generování náhodných hodnot počtů zubů jednotlivých kol a následné filtraci variant.

I když bude použit elektromotor s možností reverzace, je žádoucí, aby převodovka ve všech režimech zachovávala smysl rotace na výstupu kvůli snadnějšímu řazení.

```
clear all;
clc;

% hruby nastrel poctu zubu prevodovky s ohledem na rozmery
z1min=25;
z1max=30;

z3min=90;
z3max=100;

z4min=30;
z4max=45;
```



```
z5min=90;
z5max=100;

n=0;

for i=1:100000 % pocet kroku, kdy se nahodne generuji pocty zubu

    nah_cislo=rand(1);
    z1=round((z1max-z1min)*nah_cislo+z1min);

    nah_cislo2=rand(1);
    z3=round((z3max-z3min)*nah_cislo2+z3min);

    nah_cislo3=rand(1);
    z4=round((z4max-z4min)*nah_cislo3+z4min);

    nah_cislo4=rand(1);
    z5=round((z5max-z5min)*nah_cislo4+z5min);

    z2=(z3-z1)/2;
    z2round=round(z2);

    if z2 == z2round % zjistení, jestli je z2 celé číslo nebo ne, v
    pripade rozdilu z3 a z1 muze vzniknout liche číslo, ktere po vydeleni není
    cele. tato podminka tuto skutecnost eliminuje

    if z1+z2 == z5-z4 % podminka smontovatelnosti unasece

    if (z2*z5-z3*z4)>0 % podminka kladneho prevodu 2. stupne

    prevod1=(z1+z3)/z1;

    if prevod1<4.5 % z duvodu pozadavku prevodu na 1. stupni prevodovky

    prevod2=z2*z5/(z2*z5-z3*z4);
    prevod=prevod1*prevod2;

    if prevod<120 && prevod>110

    n=n+1;

    data(n,1) = prevod; % vypis nalezenych prevodu + pocty zubu v matici
    data(n,2) = z1;
    data(n,3) = z2;
    data(n,4) = z3;
    data(n,5) = z4;
```

```
data(n,6) = z5;

end
end
end
end
end
end

% trideni dat, protoze pri velkem mnozstvi kroku vyleze nekolik stejných
% prevodu najednou

p=1;

d=1;
data2(d)=data(p,1); % pocatek slevce, kdy prvni polozce data2 priradim
polozku data

for p=2:length(data) % 2 cykly for, ve kterých se porovnávají data, tak
aby se nalezené převody neopakovaly. porovnání pomocí prikazu if

    for d=1:length(data2)
        if data(p,1) ~= data2(d)
            pom=data(p,1);
            spinac=1; % protoze jsem nikde nenasel prikaz GOTO, pouzil jsem pri
prubehu cyklu promenu spinac, tak aby pri uspesnem pruchodu cyklem se
promena pom zapsala do dalsi polozky vektoru data2
        else
            spinac=0;
            break % v pripade, ze neni splnena podminka, smycka se prerusi
        end

    end
    if spinac==1
        data2(d+1)=pom; % zapis dalsi polozky vektoru data2 v pripade
kompletneho pruchodu smycky
    end
end

data
data2' % vystup v prikazovam radku
soubor=fopen('c:\users\pc\documents\prevodovka.txt','w'); % takova
drobnost, kde se prevody zapisi do souboru txt
fprintf(soubor,'%10.5f\n',data2);
fclose(soubor);
```

Tab. 6 - Zdrojový kod pro výpočet ozubených kol planetové převodovky

V tabulce níže jsou uvedeny následující kombinace počtů zubů pro zvolená rámcová kritéria:

p_1	p_c	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5
4,3448	111,3793	29	34	97	32	95
4,4137	117,0690	29	35	99	33	97
4,4286	114,1429	28	34	96	32	94
4,4444	111,2222	27	33	93	31	91
4,3333	114,3333	30	35	100	33	98

Tab. 7 - Vygenerované převodové poměry a počty zubů jednotlivých ozubených kol

Byla zvolena a barevně vyznačena varianta $p_c = 111,2222$ s odpovídajícími počty zubů ozubených kol.

Převod prvního stupně je 4,4444, převod druhého stupně 25,02.

Dále je nutné uvažovat kritérium smontovatelnosti satelitů s korunovými koly, které vychází ze skutečnosti, že všechny satelity by měly jít do záběru ve stejném okamžiku. To je splněno, když vztah

$$\frac{z_1 + z_3}{q}, \text{ dá celé číslo. Zde jsou :}$$

z_1 a z_3 počty zubů korunových kol a q = počet satelitů.

Tuto podmínku však stačí splnit pouze pro 1. stupeň převodovky, protože ve 2. stupni není dle navrženého principu použito vnitřní centrální kolo. Výkon je totiž odebírán z korunového kola z_5 . Smontovatelnost libovolného počtu satelitů druhého stupně lze dosáhnout jejich pootočením vůči ozubení korunového kola z_5 při výrobě.

Pro případ námi výše zvoleného celkového převodového stupně lze pro první stupeň použít počet satelitů $q = 4$, protože při dosazení do vzorce vyjde

$$\frac{z_1 + z_3}{q} = \frac{27 + 93}{4} = 30$$

5.3 Výpočet ozubení

Je proveden rutinní výpočet ozubení podle normy ČSN 01 4686, ve které jsou uvedeny fyzikální rozměry příslušných veličin.

Návrh modulu pro přímé ozubení

Z předběžných propočtů, údajů u použitého motoru Siemens 1PH 8083 a porovnání se srovnatelnými soustruhy vyplývá potřeba krouticího momentu 700 N.m.

Návrh je založen na předpokladu 4 satelitů, které v případě plného zatížení korunového kola 5

přenášejí moment
$$M_{K4} = \frac{M_K}{n} = \frac{700}{4} = 175 \text{ Nm}$$

$$m_n = f_p \cdot \sqrt{\frac{K_F \cdot M_{K4}}{b_{WF/m} \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot 175}{20 \cdot 27 \cdot 560}} = 1,54$$

Volím normalizovanou hodnotu modulu ozubení dle ČSN 01 4608, $m_n = 1,5$

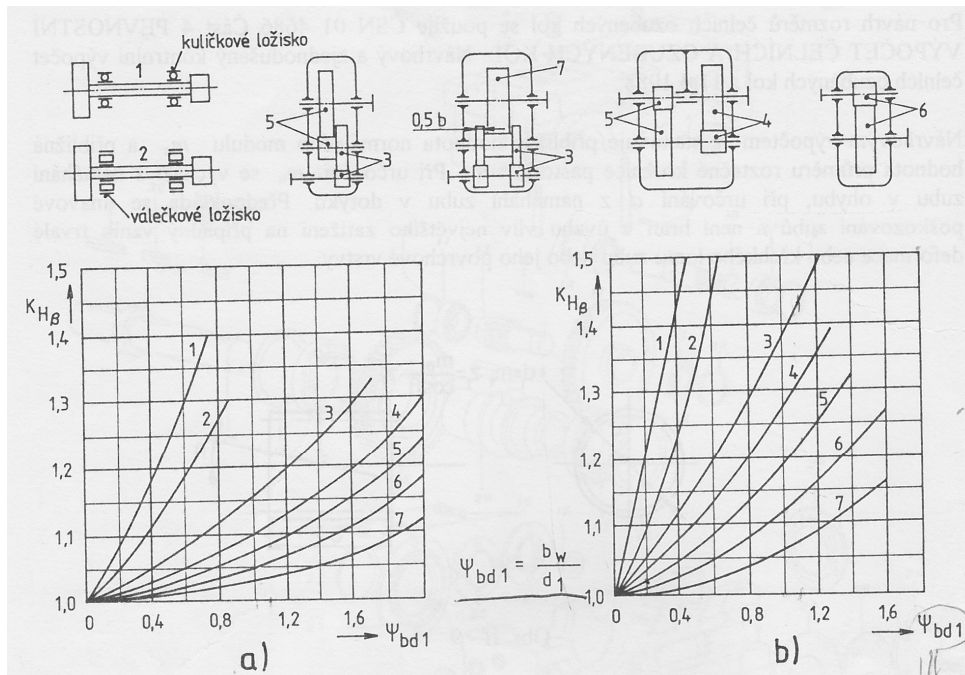
kde

$f_p = 18$ pro ozubená kalená kola

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,1, 1 = 1,1$$

$K_A = 1$ pro pohon převodovky elektromotorem

$K_{H\beta} = 1,1$ součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce se vyhledá v diagramu pro tvrdost boku zubů $V_{HV} > 350 \text{ HV}$



Obr. 20 - Diagram pro stanovení hodnoty $K_{H\beta}$ [18]

Pro případ uspořádání č. 6 volím parametr $\Psi_{bd1} = 0,9$ kde po odečtení z grafu vychází $K_{H\beta} = 1,1$,
 $b_{WF/m} = 20$ je poměrná šířka, která se zvolí pro obě kola povrchově tvrzená

	$(b_{WH} / d_1)_{max}$	b_{WF} / m_n		
		u		
		2	4	8
obě kola zušlechťená	1,4	41 - 77	35 - 70	31 - 63
pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	1,4	28 - 50	24 - 45	21 - 40
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	1,1	15 - 23	13 - 29	11 - 18
obě kola nitridovaná	0,8	17 - 28	15 - 25	13 - 21

Tab. 8 - Diagram pro stanovení parametru b_{WH} [18]

$z_1 = 27$ je počet zubů pastorku, tj. 1 satelitního kola,

$$\sigma_{FP} = 0,8 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,8 \cdot 700 = 560 \text{ MPa} \text{ pro cementovanou a kalenou ocel dle ČSN 14220.}$$

5.4 Kontrola ozubení

Vychází se z předpokladu situace, kdy vstupní kolo 1 je fixováno a na výstupním kole 5 působí maximální moment $M_K = 700 \text{ N} \cdot \text{m}$. Unášec je společný pro satelity 2 a 4, takže působící moment v 1. i 2. stupni převodovky je stejný. To znamená, že navržený modul ozubení musí být v obou případech shodný.

5.4.1 Kontrola na ohyb

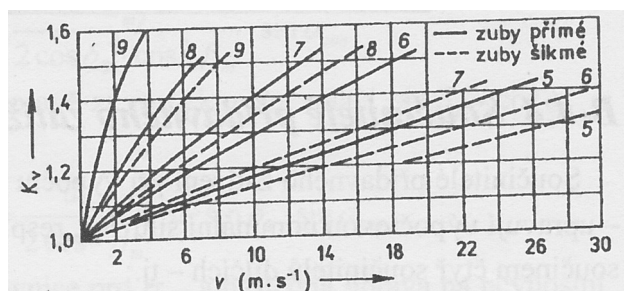
$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_F}{b_w \cdot m} = \frac{1,067 \cdot 2564 \cdot 1,15}{18 \cdot 1,5} = 116,5 \text{ MPa}$$

kde $Y_F = \frac{2 \cdot z}{z + 20} = 1,15$ je součinitel tvaru zubu a jeho hodnotu lze stanovit ze vzorce pro vnitřní ozubení

$$K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,05 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,016 = 1,067$$

kde $K_A = 1,05$ je součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem,

$K_V = 1$ je součinitel vnitřních dynamických sil pro případ fixovaného vstupu.



Obr. 21 - Graf pro stanovení parametru K_V [18]

$K_{F\alpha} = 1$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů v záběrovém poli (volen dle tabulky 9)

Měrné zatížení $F_t/b \cdot K_A$			> 100 N/mm						≤ 100 N/mm	
Jakost soukolí (dle ISO 1328 –1975)			5	6	7	8	9	10	11 – 12	5 a horší
Cementovaná či povrchově nitridovaná nebo nitrokarbonovaná kola	Přímé ozubení	$K_{H\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$			
		$K_{F\alpha}$								$1/Y_\epsilon \geq 1,2$
	Šikmé ozubení	$K_{H\alpha}$	* 1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
		$K_{F\alpha}$								
Kola nekalená, nenitridovaná, necementovaná	Přímé ozubení	$K_{H\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$			
		$K_{F\alpha}$								$1/Y_\epsilon \geq 1,2$
	Šikmé ozubení	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
		$K_{F\alpha}$								

Tab. 9 - Tabulka pro stanovení hodnoty $K_{f\alpha}$ [18]

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{NF} = 1,02^{0,817} = 1,016$$

Exponent NF se vypočítá ze vztahu

$$NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{3,375}{18} + \left(\frac{3,375}{18}\right)^2} = 0,817$$

$h = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 1,5 = 3,375$ je výška zubu.

Nominální napětí σ_F je podkladem pro určení maximální hodnoty σ_{Fmax} , které vzniká v patě zubu

$$\sigma_{Fmax} = Y_S \cdot \sigma_F = 2.116,5 = 233 \text{ MPa}$$

$Y_S = 2$ je hodnota pro vnitřní ozubení, která udává teoretický součinitel koncentrace napětí v patě zubu.

Dovolené napětí na ohyb

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_A \cdot Y_T = 700 \cdot 1 \cdot 0,7 = 490 \text{ MPa}$$

$Y_A = 1$ je součinitel charakteru cyklu

$Y_T = 0,7$ při broušení patního přechodu

$\sigma_{Flimb}^0 = 700 \text{ MPa}$ hodnota trvalé únavové pevnosti pro cementovanou a kalenou ocel ČSN 14220

a dále

$$\sigma_{Fkrit} = \sigma_{Flimb} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X = 490 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 647 \text{ MPa}$$

kde

$Y_\delta = 1,2$ je součinitel vrubové citlivosti, pro kola povrchově kalená

$Y_R = 1$ je součinitel jakosti povrchu pro jemné broušení

$Y_X = 1$ součinitel vlivu velikosti pro moduly $m < 5$

Únavová bezpečnost na ohyb

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{Fkrit}}{S_{Fmin}} = \frac{647}{1,3} = 498 \text{ MPa}$$

kde $S_{Fmin} = 1,3$ je hodnota minimální bezpečnosti pro vysokocyklovou únavovou bezpečnost.

Pevnostní podmínka je

$$\sigma_{FD} > \sigma_{Fmax}$$

Podmínka vyhovuje.

5.4.2 Kontrola na dotyk

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u-1)}{b_w \cdot d \cdot u}} = 195 \cdot 0,832 \cdot 2,495 \cdot \sqrt{\frac{1,071 \cdot 2564 \cdot 1,935}{18,46,5 \cdot 2,935}} = 595 \text{ MPa}$$

$Z_E = \sqrt{\frac{E_H}{2 \pi (1 - \mu^2)}} = 195 \sqrt{\text{MPa}}$
 kde je součinitel mechanických vlastností materiálu pro kombinaci ocel x ocel podle následující tabulky.

Materiál	E_H [MPa]	μ	Z_E [$\sqrt{\text{MPa}}$]
ocel – ocel	$2,15 \cdot 10^5$	0,30	195
ocel – litina	$1,06 \cdot 10^5$	0,28	155
litina – litina	$1,00 \cdot 10^5$	0,25	130
ocel – bronz	$0,135 \cdot 10^5$	0,25	50

Tab. 10 - Tabulka pro stanovení parametru Z_E [18]

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,922}{3}} = 0,832$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_4}{2\pi} \cdot [(tg \alpha_{a1} - tg \alpha_{tw}) - \frac{z_5}{z_4} \cdot (tg \alpha_{a2} - tg \alpha_{tw})] = \frac{31}{2\pi} \cdot [(0,5323 - 0,3639) - \frac{91}{31} \cdot (0,2885 - 0,3639)] = 1,922$$

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \frac{43,695}{49,5} = 0,8827 \quad \text{pro } tg \alpha_{a1} = 0,5323$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \frac{128,268}{133,5} = 0,9608 \quad \text{pro } tg \alpha_{a2} = 0,2885$$

$Z_H = 2,495$ je součinitel tvaru spoluzabírajících kol pro $\alpha = 20^\circ$, $K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,05 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 10,2 = 1,071$

Dovolené napětí na dotyk

$\sigma_{Hlim} = 1270 \text{ MPa}$ je hodnota trvalé únavové pevnosti pro cementovanou a kalenou ocel dle ČSN 14220. Krtické napětí je

$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X \cdot Z_W = 1270 \cdot 1 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1130 \text{ MPa}$$

$Z_N = 1$ je součinitel životnosti pro statickou pevnost z Wohlerovy křivky

$Z_L = 0,6 \cdot \sqrt[3]{v} = 0,6 \cdot \sqrt[3]{35} = 0,89$ kde $v = 35 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je kinematická viskozita oleje

$Z_R = 1$ je součinitel vlivu jakosti povrchu pro 6. stupeň přesnosti

$Z_V = 1$ je součinitel vlivu obvodové rychlosti

$Z_X = 1$ je součinitel velikosti

$Z_W = 1$ je součinitel vlivu párování materiálu

Únavová bezpečnosti na dotyk

$$\sigma_{HD} = \frac{\sigma_{Hkrit}}{S_{Hmin}} = \frac{1130}{1,1} = 1027 \text{ MPa}$$

kde $S_{Hmin} = 1,1$ je minimální hodnota vysokocyklové únavové bezpečnosti.

Pevnostní podmínka

$$\sigma_{HD} > \sigma_H$$

je splněna.

5.5 Účinnost

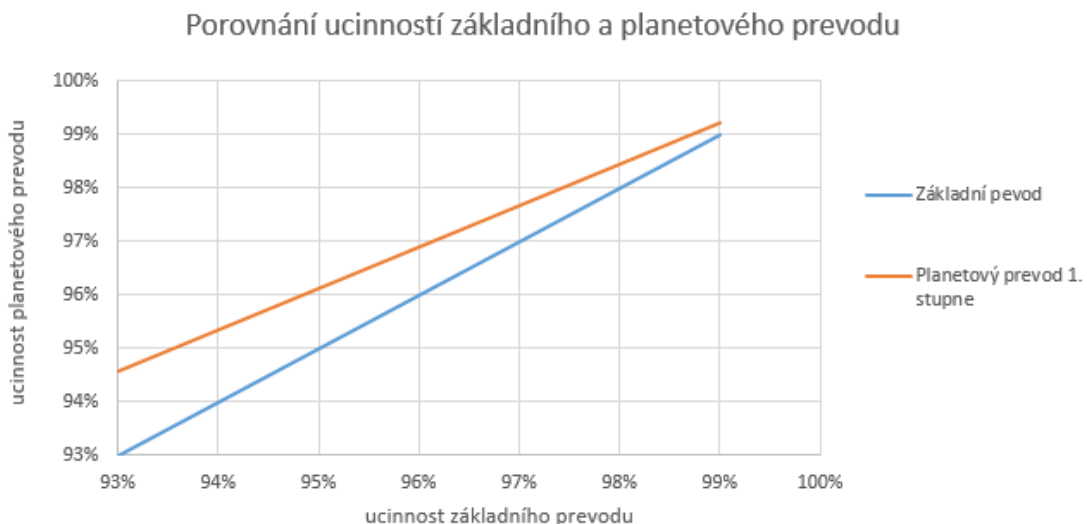
5.5.1 Účinnost 1. stupně v přímém směru

Účinnost základního převodu η_V lze stanovit na základě odhadu, že účinnost jednoho vnějšího zubového záběru včetně ložisek se pohybuje kolem hodnoty $\eta_{VE} = 0,97$. U vnitřního záběru se ve většině případů uvažuje $\eta_{VI} = 0,98$. Tento rozdíl je dán především menšími skluzy ve vnitřním ozubení. Protože satelity jsou v záběru s korunovým kolem 1 a 3, je nutné hodnoty pro stanovení výsledné účinnosti základního převodu vynásobit. Tj. $\eta_V = \eta_{VE} \cdot \eta_{VI} = 0,97 \cdot 0,98 = 0,95$ bez ohledu na počet satelitů. V kap. 4.3 byl odvozen vztah

$$\eta_{1U}^3 = \frac{P+Z}{P} = 1 + \frac{Z}{P} = 1 - \frac{M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_U) \cdot (1 - \eta_V)}{M_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{M_1 \cdot (\omega_1 - \frac{\omega_1}{U}) \cdot (1 - \eta_V)}{M_1 \cdot \omega_1} =$$

$$1 - (1 - \frac{1}{3}) \cdot (1 - \eta_V) = 1 - (1 - \frac{1}{4,444}) \cdot (1 - 0,95) = 0,961$$

Je pozoruhodné, že účinnost základního převodu η_V je menší, než účinnost planetového převodu η_{1U}^3 , viz. obr. 22.



Obr. 22 - Porovnání účinnosti základního a planetového převodu

5.5.2 Účinnost 2. stupně v přímém směru

Základní převod druhého „diferenciálního stupně“, kdy je fixován unašeč:

$$p_{53}^U = \frac{z_4}{z_5} \cdot \frac{z_3}{z_2} = \frac{31}{91} \cdot \frac{93}{33} = 0,96$$

Účinnost základního převodu s vnitřním ozubením je odhadnuta na $\eta_V = 0,99$ (má jen vnitřní záběr).

Poměrný potencionální výkon členu 5:

$$\mu_5 = \frac{M_5 \cdot (\omega_5 - \omega_U)}{M_5 \cdot \omega_5} = 1 - p_{U5}^3 = 1 - 25 = -24 < 0$$

Protože jmenovatel je výkonem, čítec je příkonem a ztráty je třeba počítat z příkonu:

$$Z = -P(1 - \eta_V) = -M_5(\omega_5 - \omega_U)(1 - \eta_V)$$

$$\eta_{U5}^3 = \frac{N}{N+Z} = \frac{M_5 \cdot \omega_5}{M_5 \cdot \omega_5 - M_5(\omega_5 - \omega_U) \cdot (1 - \eta_V)} = \frac{\omega_5}{\omega_5 - (\omega_5 - \omega_U) \cdot (1 - \eta_V)} \quad \text{a po úpravě}$$

$$\frac{1}{1 - (1 - p_{U5}^3) \cdot (1 - \eta_V)} = \frac{1}{1 - (1 - 25,02) \cdot (1 - 0,99)} = 0,806$$

a v procentech $\eta_{U5}^3 = 80,6 \%$

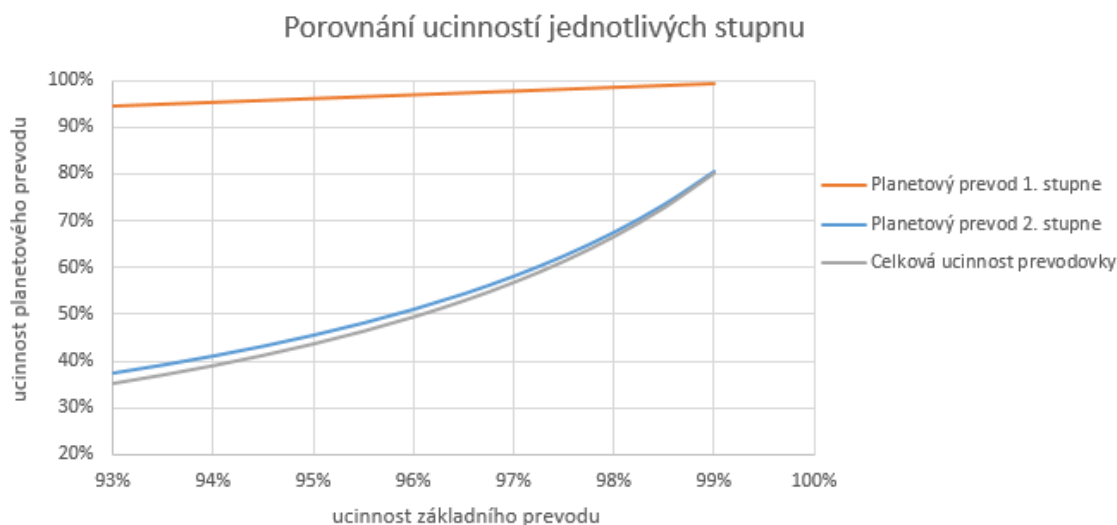
Celková účinnost převodovky:

Celková účinnost převodovky je dána součinem účinností jednotlivých převodových stupňů.

$$\eta_{15}^3 = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{U5}^3 = 0,961 \cdot 0,806 = 0,774$$

$$\eta_{15}^3 = 77,4 \%$$

Vychází sice nízká hodnota, ale ta se uplatní pouze v režimu 111krát dopomala. Zmenšení výstupního momentu o čtvrtinu zde bude nepodstatné a pro tento režim bude stejně nutno omezit moment (tedy proud) hnacího elektromotoru zásahem do řídicího systému.



Obr. 23 - Porovnání účinnosti jednotlivých stupňů

5.5.3 Reciprokový režim planetové převodovky

Stanovení účinnosti pro reciprokový režim je důležité pro kontrolu samosvornosti planetové převodovky v případě, kdy při výpadku proudu budou zpětně působit setrvačné hmoty stroje. Tento nepříznivý stav může nastat pouze u druhého stupně, protože stupeň první nemůže být nikdy samosvorný. Je to z důvodu větší účinnosti planetového převodu η_{PL} než základního η_V . Tuto skutečnost ilustruje graf na obrázku č. 22.

Hlavním parametrem, pro určení účinnosti 2. stupně v recipročném režimu η_{PLinv} , je znaménko poměrného potenciačního výkonu na členu 5:

$$\mu_5 = \frac{M_5 \cdot (\omega_5 - \omega_U)}{M_5 \cdot \omega_5} = \frac{\omega_5 - \omega_5 \cdot p_{U5}^3}{\omega_5} = 1 - p_{U5}^3 = 1 - 25,02 = -24,02 < 0$$

Poměrný potencionální příkon μ_5 vyšel záporný. To vyjadřuje skutečnost, že čítec zlomku není v reciprokém režimu příkonem, ale výkonem. Velikost ztrát se tedy musí počítat ze vzorce, vycházejícího z výkonu. Ztráty jsou

$$Z = \frac{N(1-\eta_V)}{\eta_V} = \frac{M_5(\omega_5 - \omega_U) \cdot (1-\eta_V)}{\eta_V} = \frac{M_5(\omega_5 - p_{U5}^3)(1-\eta_V)}{\eta_V}$$

Účinnost 2. stupně převodovky v reciprokém režimu (kolo 5 je vstupní) vypočteme ze vztahu pro příkon:

$$\eta_{PL2inv} = \frac{P+Z}{P} = \frac{M_5 \cdot \omega_5 + \frac{M_5 \cdot (\omega_5 - p_{U5}^3 \cdot \omega_5) \cdot (1-\eta_V)}{\eta_V}}{M_5 \cdot \omega_5} = 1 + \frac{(1 - p_{U5}^3) \cdot (1-\eta_V)}{\eta_V}$$

Kritérium samosvornosti vychází z podmínky, kdy $\eta_{PL2inv} = 0$

$$1 + \frac{(1 - p_{U5}^3) \cdot (1-\eta_V)}{\eta_V} = 0$$

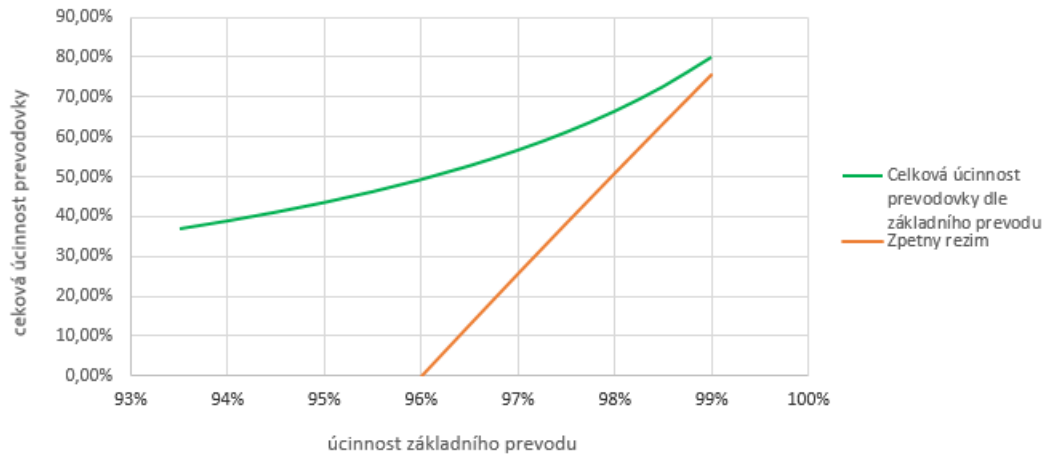
$$\eta_V = \frac{p_{U5}^3 - 1}{p_{U5}^3}$$

Po dosazení převodu 2. stupně do tohoto vztahu dostaneme účinnost základního převodu, kdy je převodovka na mezi samosvornosti. Tato hodnota se shoduje s hodnotou odečtenou v grafu na obrázku č. 25.

$$\eta_V = \frac{p_{U5}^3 - 1}{p_{U5}^3} = \frac{25,02 - 1}{25,02} = 0,96$$

v procentech $\eta_V = 96 \%$

Srovnání účinností dopředného i reciprokého režimu je na obrázku 24. Hodnota 0,96 je reálně dosažitelná, takže samosvornost nehrozí.



Obr. 24 - Porovnání účinností zpětného a dopředného režimu

5.5.4 Rozbor samosvornosti

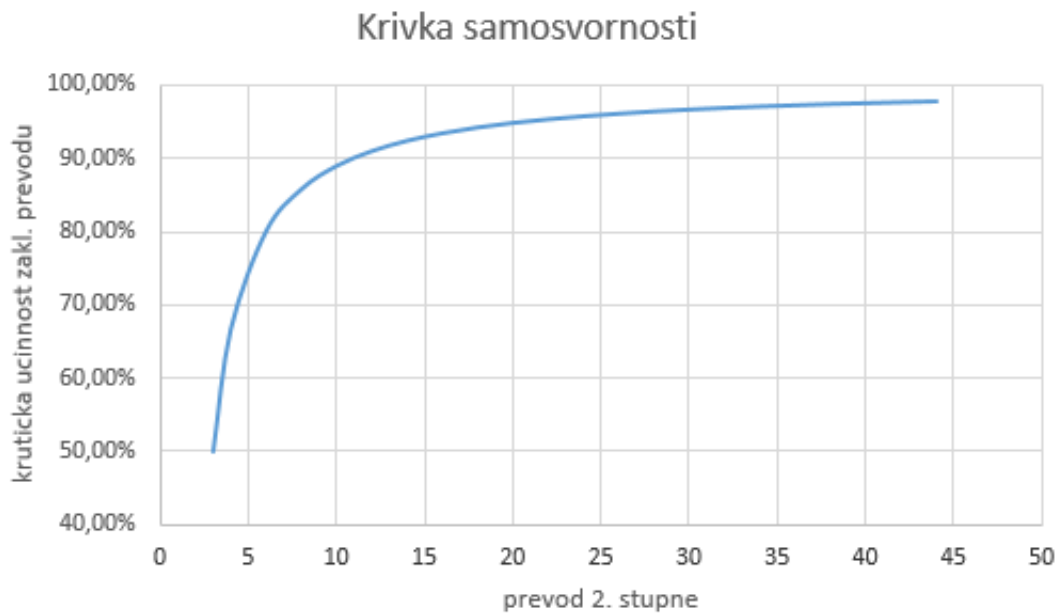
Hodnota účinnosti η jednoho zubového záběru se významně promítá do vypočtených výsledků a funkčnosti mechanického ústrojí. Existuje mnoho více či méně složitých vztahů, které se snaží přiblížit realitě. Pro ilustraci uveďme jeden z nich, který udává tzv. činitel ztrát ξ :

$$\xi = 1 - \eta = \frac{f \pi \epsilon_E}{4 \cos \beta} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$$

- kladné znaménko platí pro vnější ozubení, záporné pro vnitřní
- f = koeficient tření, pro kalenou a broušenou ocel běžně 0,04 ÷ 0,08
- ϵ_E = koeficient záběru
- β = úhel šikmého ozubení (u přímého ozubení $\beta = 0^\circ$)

Nejistota odhadů ϵ_E a f ale omezuje věrohodnost tohoto vztahu.

V grafu na obrázku 25 je zobrazena křivka meze samosvornosti v závislosti na převodovém poměru druhého stupně. Např. pro převod druhého stupně 40 by již vyšla hodnota $\eta_v = 0,99$.

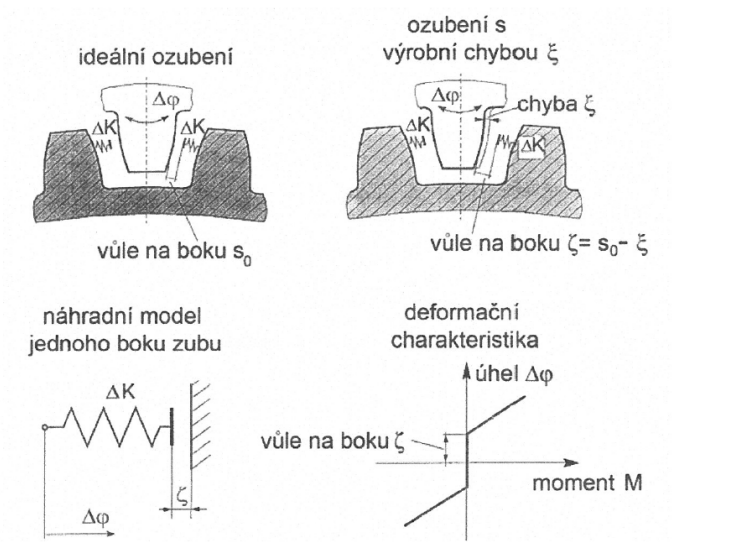


Obr. 25 - Křivka samosvornosti dvoustupňové převodovky v reciprokém režimu

5.6 Tuhost převodovky

Stanovení tuhosti planetové převodovky je v důsledku velkého počtu zubů v záběru statistickým problémem. Musí se přihlídnout k výskytu náhodných výrobních chyb a zatížení převodovky. Bez těchto vstupních parametrů nelze tuhost věrohodně vypočítat.

Pro základní představu lze využít lineární model deformace jednoho zubu podle [4].



Obr. 26 - Náhradní model tuhosti jednoho zubového záběru ozubení [4]

ζ = skutečná zubová vůle na jednom boku

$s_0 = \zeta_{stř}$ = střední hodnota zubové vůle

ξ = náhodná výrobní odchylka na jednom boku zubu

$$\zeta = s_0 - \xi = \zeta_{stř} - \xi$$

při $\xi = s_0$ je $\zeta = 0$, nastává dotek boků zubů

při $\xi > s_0$ je $\zeta < 0$, nastává předpětí.

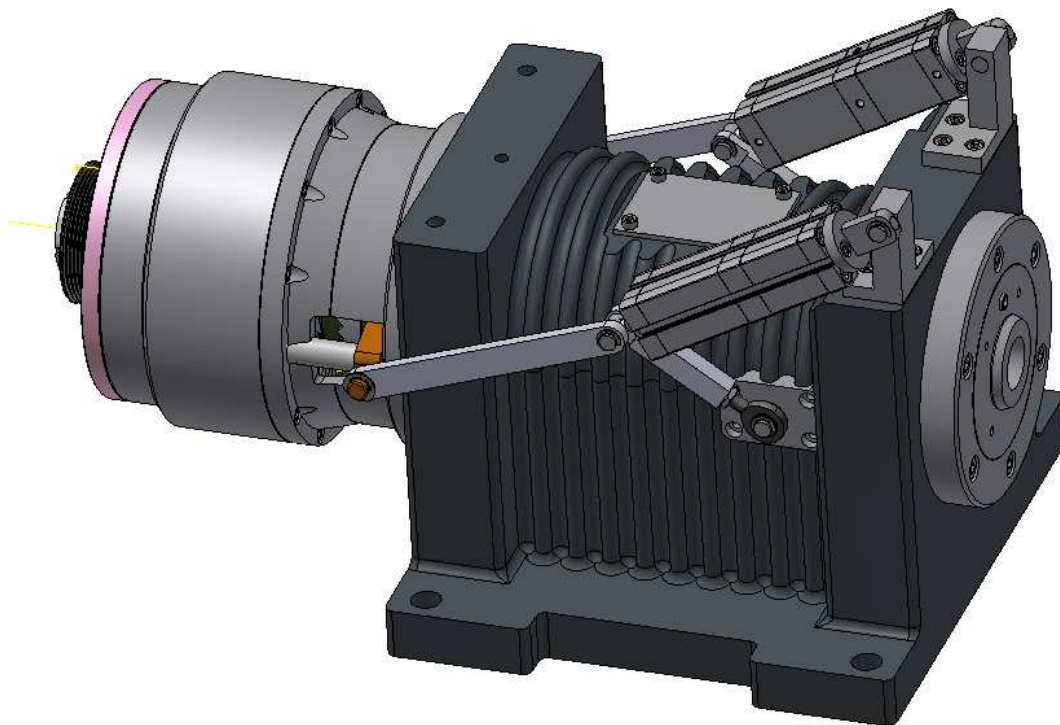
Řešení tohoto problému se vymyká rozsahu diplomové práce, a proto byla reálná tuhost převodovky odhadnuta pomocí katalogové hodnoty parametrově srovnatelné převodovky od německého výrobce planetových převodovek Alpha. Pro srovnání byl zvolen typ TP+ 050 MF s převodovým poměrem 100 a hodnotou $C_T = 115 \text{ Nm/arcmin}$. Je tedy pravděpodobné, že hodnota tuhosti bude podobná i pro převodovku, která je předmětem této práce.

6. Konstrukční provedení

Dále bude popsán konstrukční návrh spojení dvojstupňové třírychlostní planetové převodovky s vřetenem soustruhu. I když byla diplomová práce zadána jako studie určitého principu, kompletní 3D dokumentace dokazuje, že lze uvažovat o jeho reálném využití:

- vysoké otáčky - dokončovací operace soustružením – požadavek na vysokou jakost obrobku, docílení vhodných řezných podmínek tj. především vysoká řezná rychlost
- střední otáčky - hrubovací operace soustružením – požadavek na velký odběr materiálu za jednotku času. Velké řezné síly dané velkým posuvem na otáčku a hloubkou řezu.
- velmi malé otáčky - operace použitím C-osy – možnost frézářských operací na stroji soustružnického charakteru. Výhoda výroby tvarově složitěho mechanického dílu s předepsanými geometrickými tolerancemi na jedno upnutí. Nutnost přesného polohování s tuhou mechanickou vazbou.

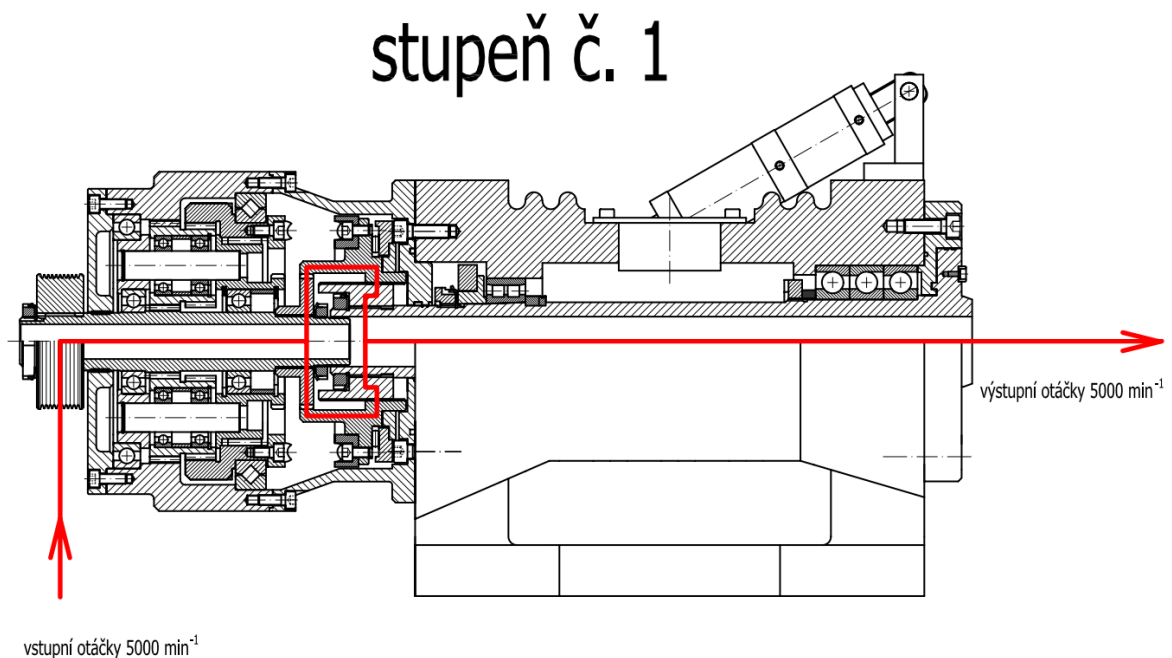
Celkový pohled je na obrázku 27, detailní pohledy na dalších obrázcích, konstrukční řez je v příloze.



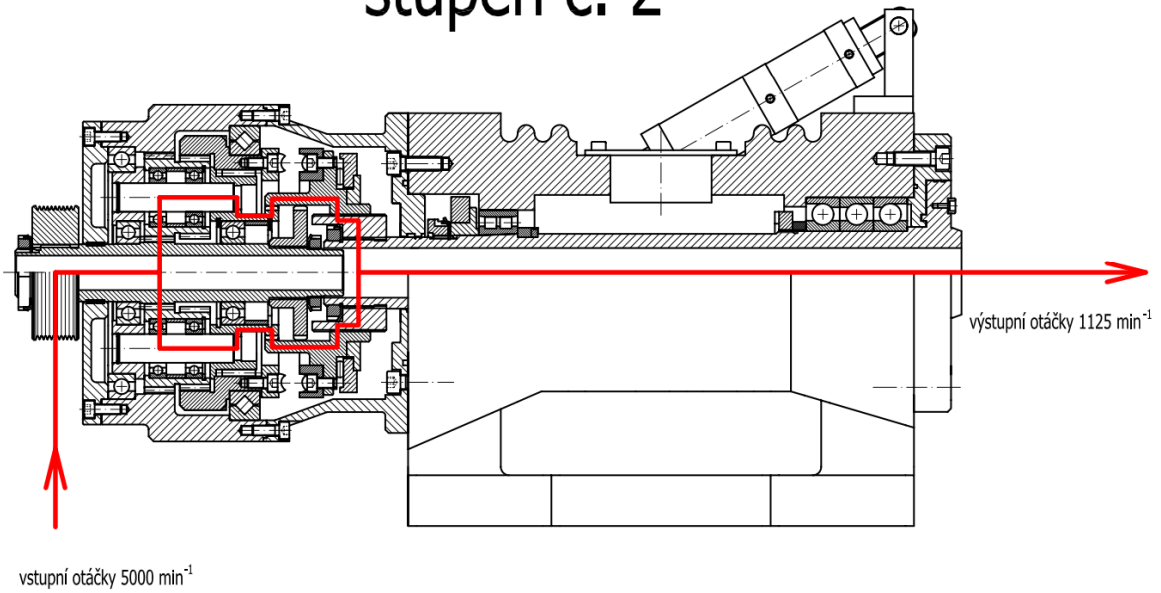
Obr. 27 – Pohled na převodovku s vřeteníkem a řazení bez krytování

Dvoustupňová planetová převodovka je koaxiálně spojena se zadní částí vřeteníku tělesem 3 s vnitřním ozubením z3. Pro řazení jednotlivých stupňů je použit kloubový mechanismus 15, který je vložen mezi převodovku a vřeteník. Pro operace soustružení je přenos výkonu zajištěn spojkami s evolventním drážkováním. Pro operaci s C – osou je z důvodu snížení vlivu vůlí na přesnost polohování použita Hirthova spojka 9, jejíž jedna část je pevně spjata s nejpomalejším členem převodovky, tj. korunovým kolem 5. Vstupním členem je centrální hřídel 1 s kolem z1, který je přímo poháněn vstupní řemenicí 14. Pro automatické operace, kdy je polotovarem tyč, je centrální hřídel průchozí, stejně jako vlastní vřeteno soustruhu.

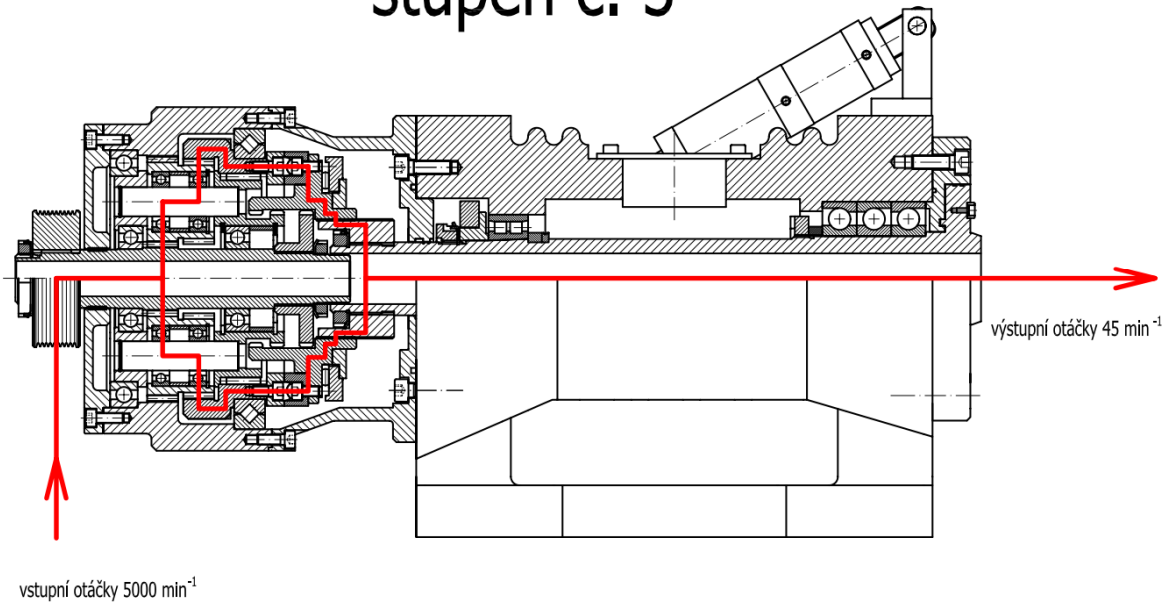
Pro znázornění toku výkonu v jednotlivých režimech jsou předpokládány vstupní otáčky 5000 ot/min. Další jemné odstupňování je možné regulací otáček hnacího elektromotoru.



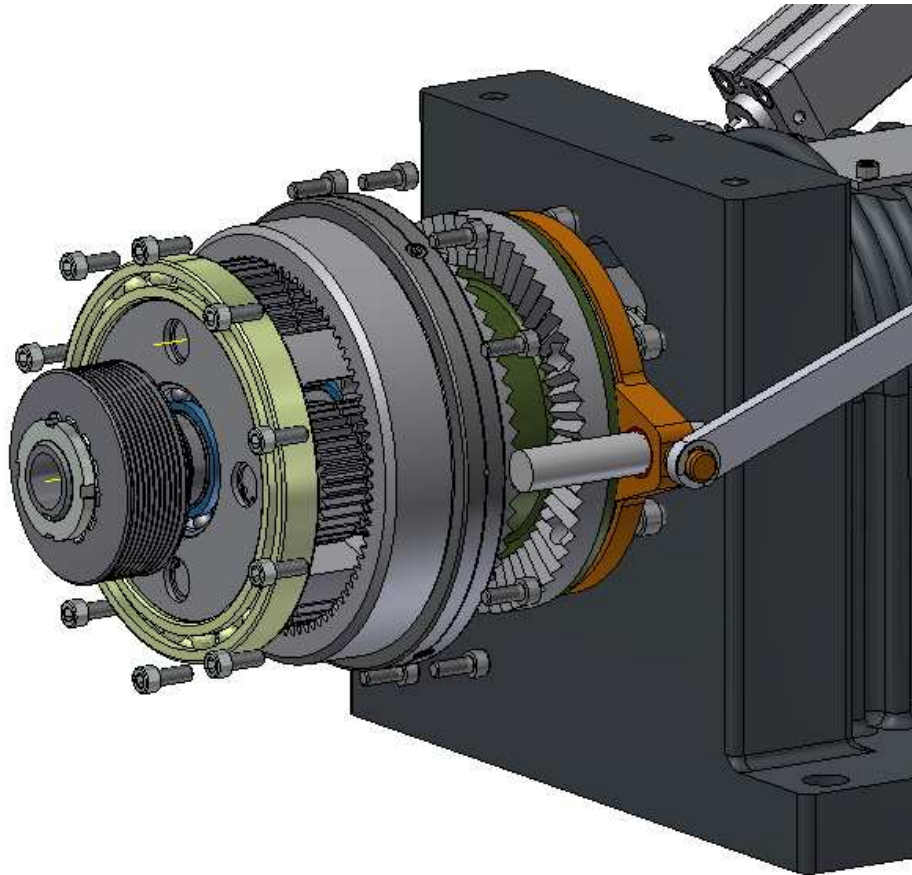
stupeň č. 2



stupeň č. 3




Tab. 11 - Znárodnění toku výkonu v jednotlivých režimech



Obr. 28 - Zobrazení vnitřku planetové převodovky a mechanismu řazení

6.1 Hnací elektromotor

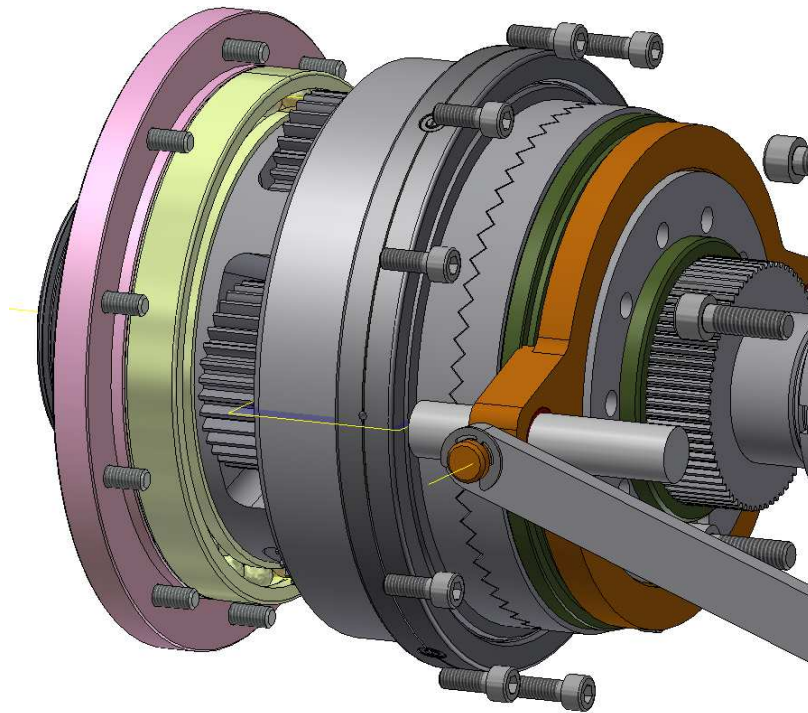
Byl zvolen vřetenový elektromotor od německého výrobce Siemens s označením 1PH 8083. Hlavní předností motoru je vysoká provozní spolehlivost a široké spektrum využitelných otáček. Motor je uložen mimoose k vřeteníku na rámu obráběcího stroje. Výkon z motoru na vřeteník je přenášen přes pryžový plochý řemen s podélnými klínovitými drážkami. Převodový poměr mezi těmito členy je v poměru 1:2. Alternativou k tomuto způsobu přenosu výkonu může být převod ozubenými koly nebo ozubeným řemenem.

Označení motoru	Siemens 1PH 8083	
výkon [kW]	4,1	
jmenovité otáčky [1/min]	3000	
max. otáčky [1/min]	10000	
Kroutící moment [N.m]	13	
převod motor → vřeteník [1]	2	

Tab. 12 - Základní parametry motoru Siemens

6.2 Princip řazení rychlostí (viz sestavný výkres)

Ke změně rychlostních stupňů dochází pomocí přítlačného talíře 7 s čepy a přestavovacího tělesa 6, které je s vřetenem soustruhu spojeno pomocí evolventního drážkování. Aby byla zajištěna správná funkce ve všech režimech obrábění, bylo zapotřebí navrhnout mechanismus, který zajistí přestavení členu v režimech soustružení a potřebnou axiální sílu ke spojení Hirthovy spojky pro režim C – osy. Na obrázku níže je schématicky zobrazen princip činnosti s pohonem přímočarého pneumotoru od firmy Festo s katalogovým označením ADNМ-25-A-P-A-18Z1-42Z2 (poz. 16). Jelikož je převodový poměr kloubového mechanismu proměnný, byl použit třípolohový válec, jehož jednotlivé zdvihy jsou odvozeny od převodového poměru. Na sestavě jsou použity dva tyto mechanismy, upevněné na obou stranách vřeteníku z důvodů silové symetrie. Oba pneumatory jsou napájeny paralelně a případné odchylky polohy, které by mohly zapříčinit vzpříčení přestavovacího členu, jsou zachyceny vedením v tělese převodovky.



Obr. 29- Detail přestavovacího členu řazení

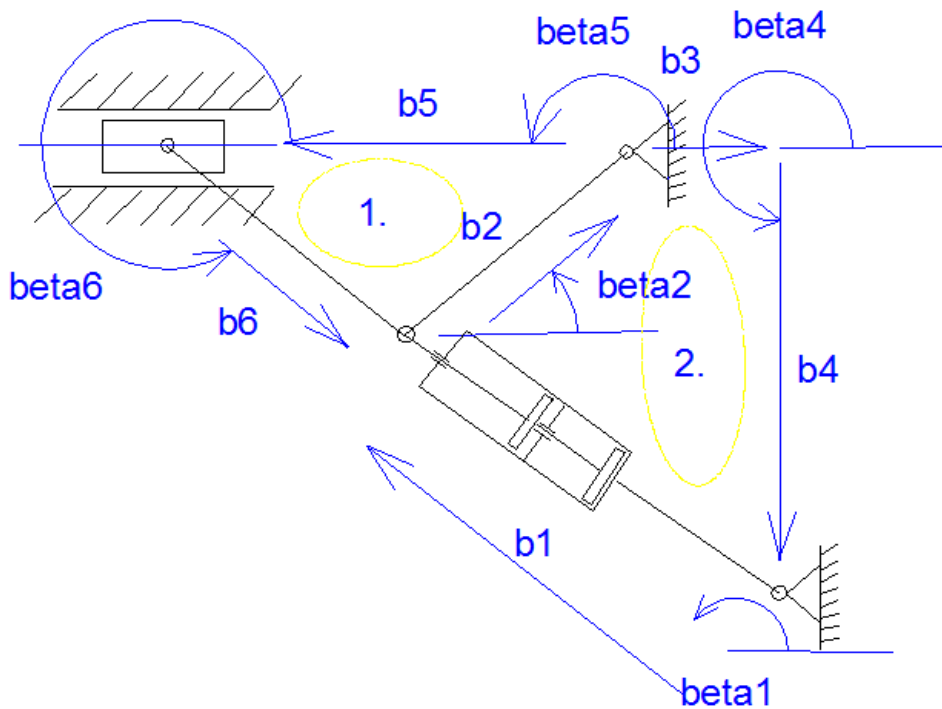
Důležitou součástí planetové převodovky je unašeč satelitů – pozice 4. V našem případě je unašeč jedním z výstupů pro druhý režim soustružení. Přenos výkonu je zajištěn evolventním drážkováním, které je součástí tělesa. Dvojsatelity s počty zubů z_2 a z_4 – pozice 2 - jsou umístěny v zafrézovaných kapsách po obvodě, které mají kalené a broušené čelní vodící plochy. Pravý vnější průměr unašeče zároveň tvoří valivou dráhu pro radiální jehlové ložisko (pozice 12).



Obr. 30- Model unašeče a přestavovacího členu

Přenos výkonu z jednotlivých stupňů planetové převodovky na vřeteník je prováděn pomocí spojek s evolventním drážkováním. Změna rychlostních stupňů musí probíhat v klidu stroje, kdy vřeteník není zatížen momentem. Oba kloubové mechanismy působí na přestavovací člen 6 přes axiální jehlové ložisko 11 a přítlačný talíř 7.

Návrh kloubového mechanismu řazení pomocí vektorové metody.



Obr. 31- Znáznornění smyček pro výpočet vektorovou metodou

Vazbové rovnice

1. smyčka

$$x: b_2 \cdot \cos \beta_2 + b_5 \cdot \cos \beta_5 + b_6 \cdot \cos \beta_6 = 0$$

$$y: b_2 \cdot \sin \beta_2 + b_5 \cdot \sin \beta_5 + b_6 \cdot \sin \beta_6 = 0$$

2. smyčka

$$x: b_1 \cdot \cos \beta_1 + b_2 \cdot \cos \beta_2 + b_3 \cdot \cos \beta_3 + b_4 \cdot \cos \beta_4 = 0$$

$$y: b_1 \cdot \sin \beta_1 + b_2 \cdot \sin \beta_2 + b_3 \cdot \sin \beta_3 + b_4 \cdot \sin \beta_4 = 0$$

kde

$q = [b_1]$ je nezávislá proměnná

a Z vektor závisle proměnných:

$$Z = \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ b_5 \\ \beta_6 \end{bmatrix}$$

Jacobiho matice závislých proměnných $J_z =$

$$\begin{bmatrix} 0 & -b_2 \cdot \sin\beta_2 & \cos\beta_5 & -b_6 \cdot \sin\beta_6 \\ 0 & -b_2 \cdot \cos\beta_2 & \sin\beta_5 & -b_6 \cdot \cos\beta_6 \\ -b_1 \cdot \sin\beta_1 & -b_2 \cdot \sin\beta_2 & 0 & 0 \\ b_1 \cdot \cos\beta_1 & b_2 \cdot \cos\beta_2 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Protože se jedná o soustavu nelineárních rovnic, řešení bude probíhat Newtonovou iterační metodou pomocí skriptu napsaného v programu Matlab.

Postup iterace je:

$$X_{k+1} = X_k - J_{Xk}^{-1} \cdot f_{Xk}$$

```

clear all, close all, clc;

global bl;

%Parametry mechanismu - konstanty
parametry;

poloh=300;
blvychozi=0.19;
zdvih=0.043;

xx=[];

for vysuv=0:zdvih/poloh:zdvih
    bl=vysuv+blvychozi;

    %odhad reseni (hodnoty z linearniho reseni)
    if(vysuv==0)
        %odhad reseni
        reseni=[2.6, 0.35, 0.2, 5.9]';
    else
        %odhad reseni vezmeme z predchoziho kroku reseni
        reseni=reseni_new;
    end;

    %iterace
    kroku_max=200;
    presnost=1e-5;
    eps=1;
    kroku=0;
    while((eps>presnost) && (kroku<kroku_max))
        reseni_new=reseni-inv(jacobi(reseni))*vazby(reseni);
        eps=max(abs(vazby(reseni)-vazby(reseni_new)));
        reseni=reseni_new;
        kroku=kroku+1;
    end;
    if(kroku==kroku_max)
        disp('neni reseni');
    end;
    xx=[xx, reseni_new]
end;

function hodnoty=vazby(zavisle_souradnice)

%globalni parametry - nezavisle souradnice
global bl;

%nacteni parametru mechanismu
parametry;

```

```

beta1=zavisle_souradnice(1);
beta2=zavisle_souradnice(2);
b5=zavisle_souradnice(3);
beta6=zavisle_souradnice(4);

f1=b2*cos(beta2)+b5*cos(beta5)+b6*cos(beta6);
f2=b2*sin(beta2)+b5*sin(beta5)+b6*sin(beta6);
f3=b1*cos(beta1)+b2*cos(beta2)+b3*cos(beta3)+b4*cos(beta4);
f4=b1*sin(beta1)+b2*sin(beta2)+b3*sin(beta3)+b4*sin(beta4);

hodnoty=[f1 f2 f3 f4]';

function J=jacobi(zavisle_souradnice)

global b1;
%nacteni parametru mechanismu
parametry;

beta1=zavisle_souradnice(1);
beta2=zavisle_souradnice(2);
b5=zavisle_souradnice(3);
beta6=zavisle_souradnice(4);

J=[0 -b2*sin(beta2) cos(beta5) -b6*sin(beta6);0 b2*cos(beta2) sin(beta5)
b6*cos(beta6);-b1*sin(beta1) -b2*sin(beta2) 0 0;b1*cos(beta1)
b2*cos(beta2) 0 0];

%parametry soustavy

b6=0.16;
b2=0.1;
b3=0.085;
b4=0.1472;
beta5=pi;
beta3=0;
beta4=1.5*pi;

```

Tab. 13 - Zdrojový kod pro výpočet soustavy nelin. rovnic

Výstupem výše uvedeného zdrojového souboru pro prostředí Matlab je matice vypočtených závislých proměnných, které definují geometrii kloubového mechanismu v jednotlivých polohách. V tabulce č. 14 je uvedena závislost zdvihu pneumotoru b1 na poloze b5. Každá hodnota b5 představuje polohu přestavovacího členu řazení. Kloubový mechanismus byl použit z důvodu potřeby velké přitlačné síly Hirthovy spojky v režimu C -osy a malých zástavbových rozměrů při použití pneumotoru. Síla vyvozená pneumotorem v této poloze je násobena převodem 5,35, což umožňuje použití válce s menším průměrem pístu, než v případě přímého pohonu 1:1.

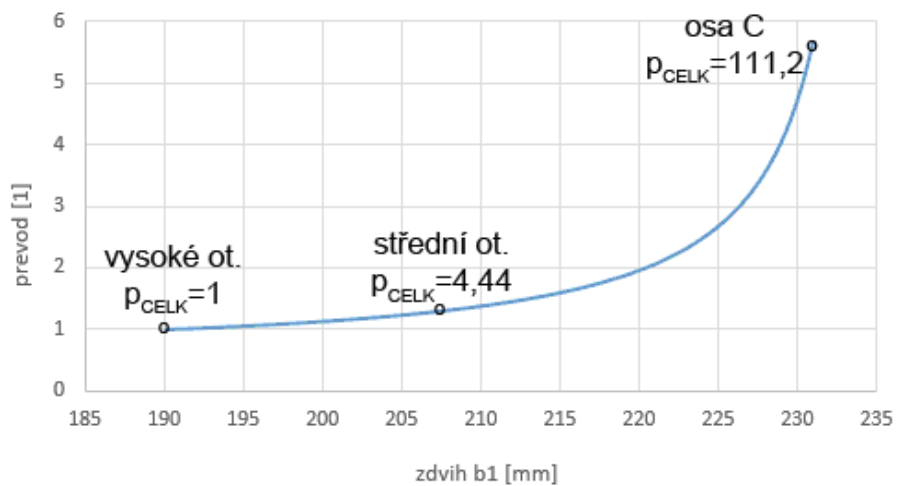
Celkový převod	Provozní režim	b1 [mm]	b5 [mm]	Pákový převod pm [1]
$p_c=111,22$	pohon C-osy	230,7	259,5	5,35
$p_c=4,44$	soustružení hrub.	207,5	247,5	1,28
$p_c=1$	soustružení finiš.	190	230,5	0,98

Tab. 14 - Pracovní režimy vřeteníku s planetovou převodovkou

Na následujícím obrázku jsou tři funkční polohy pneumotoru.



Prevod. kloub. mechanismu



Obr. 32 - převodová charakteristika kloubového mechanismu

6.3 Odměřování polohy

K odměřování polohy v režimu zapnuté C – osy a snímání úhlové rychlosti vřetene v obou zařazených stupních pro soustružení je použit rotační magnetický snímač od firmy Renishaw - typ LM13IC , jehož kroužek je kvůli eliminaci vůlí v převodovce a snadné demontáži umístěn za zadním radiálním válečkovým ložiskem NN30K. Snímání zajišťuje hlava umístěná v tělese vřeteníku stroje 8. Digitální signál ze snímací hlavy je přes protokol RS422 zaveden do řídicího systému stroje.

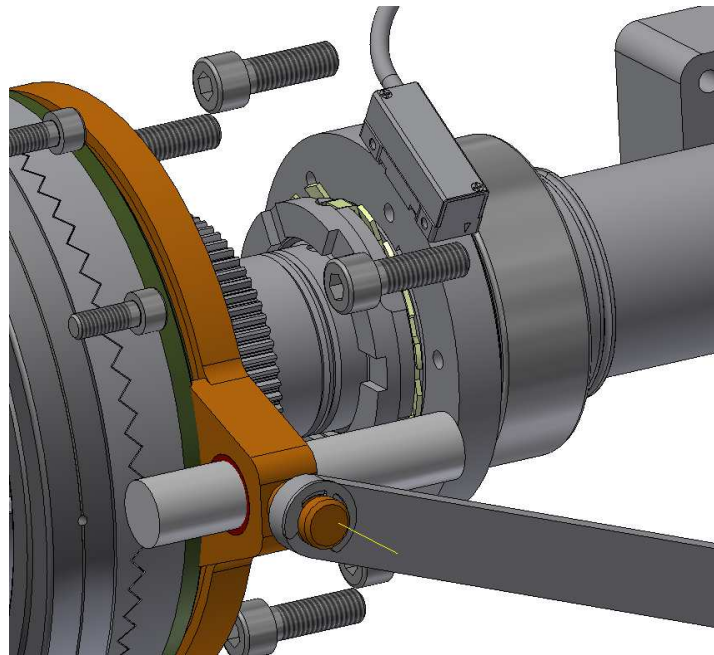


Obr. 33 – Magnetický snímač polohy Renishaw LM13IC [19]

Při montáži těchto dvou komponent je důležité dodržet:

- 1) vzduchovou mezeru mezi kroužkem a snímací hlavou v rozmezí 0,1 – 1 mm
- 2) obvodovou házivost kroužku do hodnoty 0,02 mm.

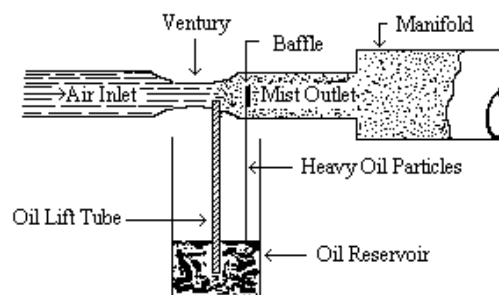
Snímací hlava enkodéru je navržena tak, aby odolávala vysokým provozním teplotám a proti případnému vniknutí kapaliny má krytí IP68. Magnetický prstenec kroužku je odolný vůči celé řadě chemických látek včetně oleje.



Obr. 34- Detail umístění magnetického snímače polohy

6.4 Systém mazání

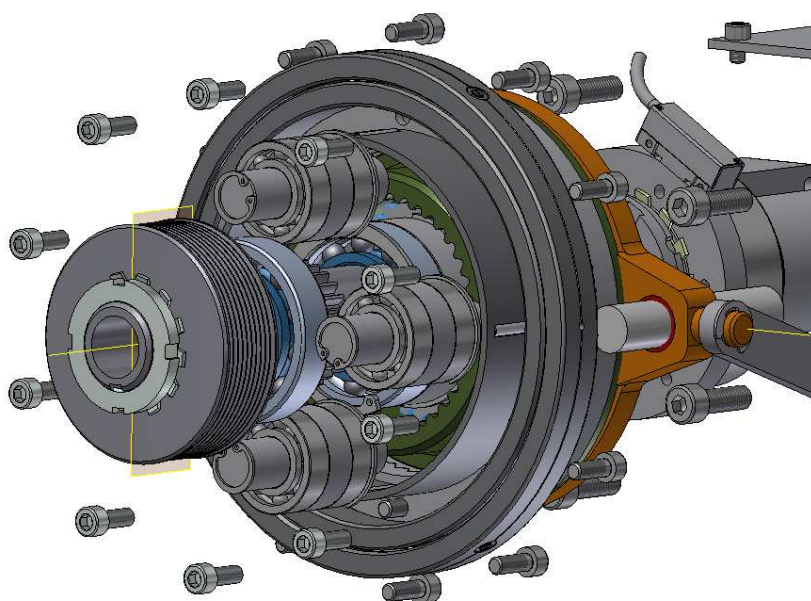
Ke spolehlivému přenosu výkonu v místech mechanického kontaktu je zapotřebí toto místo ke snížení tření přimazávat. U použitých ložisek, ať už se jedná o kuličková ložiska nebo válečková se zkříženými válečky, je použita stálá tuková náplň, která si udržuje mazací vlastnosti po dobu životnosti ložiska. Satelity a korunová kola planetové převodovky jsou napojeny na systém mazání olejovou mlhou, který je napojen na směšovač umístěný na celém soustruhu. Nutnou podmínkou pro spolehlivý provoz tohoto zařízení je řádně filtrovaný vzduch zbavený vlhkosti.



Obr. 36- Princip vzniku olejové mlhy pro mazání součástí převodovky [20]

6.5 Použitá ložiska

Použití planetové převodovky s e třemi rychlostními stupni, kde je v pohybu velké množství komponent o různých úhlových rychlostech, vyžaduje přesné a tuhé uložení. V celé sestavě je použito několik různorodých typů valivých ložisek. Široké spektrum produktů, vhodných pro tuto aplikaci, nabízí německý výrobce FAG –INA.



Obr. 37 - Zobrazení rozložení valivých ložisek planetové převodovky

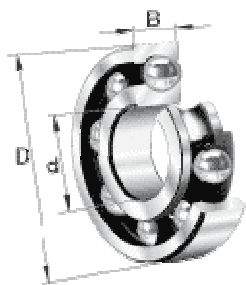
6.5.1 Ložiska unašeče

Srdcem planetové převodovky je unašeč – pozice 4. Tento díl vazbí satelity vůči všem třem korunovým kolům. Sám však slouží jako výstup jednoho převodového stupně. Unašeč je uložen vůči vstupní průchozí hřídeli 1 na dvou kuličkových ložiskách s označením 6007. Na vnějším průměru je veden vzhledem k tělesu planetové převodovky z levé strany v kuličkovém ložisku 61824 (pozice 13) a z pravé strany v jehlovém (poz. 12). Použití jehlového ložiska K115x123x27 s valivými elementy v kleci je vynuceno zástavbovými rozměry. Protože je výkon v převodovce převáděn pomocí ozubených kol s přímými zuby, není zapotřebí brát v potaz axiální síly vzniklé v případě ozubení šikmého. Zvolená ložiska tak vyhovují z hlediska únosnosti, přesnosti a povolených mezních otáček.

Označení dle DIN 5405	6007	61824	K115x123x27
Výrobce	FAG - INA	FAG - INA	FAG - INA
Ref. otáčky [1/min]	11 600	3 750	2 850
Příp. dyn. zatížení [N]	17000	30 500	63 000
Příp. stat. zatížení [N]	10300	33 000	170 000

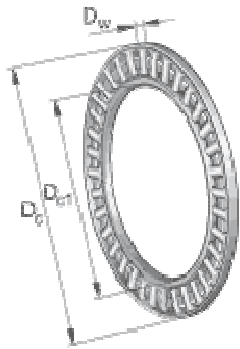
6.5.2 Ložiska v satelitech

Každý dvojsatelit – pozice 2 je v unašeči uložen na čepu a jednom páru kuličkových ložisek.

Označení dle DIN 5405	6003	
Výrobce	FAG - INA	
Ref. otáčky [1/min]	20 300	
Příp. dyn. zatížení [N]	6 400	
Příp. stat. zatížení [N]	3250	

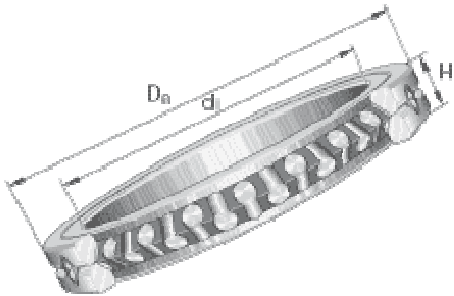
6.5.3 Ložisko řazení

Řazení jednotlivých převodových stupňů převodovky je provedeno axiálním pohybem přestavovacího členu, který je suvně neotočně spojen s vřetenem soustruhu. V obou režimech soustružení je výkon přenášen evolventním drážkováním, které nedovoluje vznik axiálních sil. V režimu použití C – osy je k eliminaci vůlí použita Hirthova spojka. Velké momentové zatížení v tomto režimu je dáno vysokým převodovým poměrem druhého stupně planetové převodovky. Tímto vzniklou axiální sílu je zapotřebí zachytit přestavovacím talířem 7, který je poháněn řadicím mechanismem vně převodovky. Jelikož jsou otáčky druhého stupně relativně malé, lze dle katalogu FAG – INA použít axiálního jehlového ložiska AXK100135 s valivými elementy uloženými v kleci.

Označení dle DIN 5405	AXK100135	
Výrobce	FAG - INA	
Ref. otáčky [1/min]	980	
Příp. dyn. zatížení [N]	91 000	
Příp. stat. zatížení [N]	560 000	

6.5.4 Ložisko na výstupním korunovém kole (poz. 5)

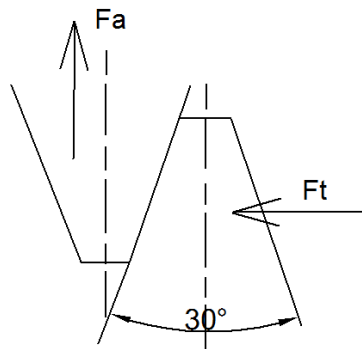
Axiální síla působící přes Hirthovu spojku (poz. 9) na korunové kolo a také radiální síla od ozubení jsou vůči tělesu převodovky zachyceny tuhým křížovým válečkovým ložiskem SX011828 (poz. 10).

Označení dle DIN 5405	SX011828	
Výrobce	FAG - INA	
Ref. otáčky [1/min]	485	
Příp. dyn. zatížení [N]	45 000	
Příp. stat. zatížení [N]	96 000	

6.5.5 Hirthova spojka

Velkou předností spojky je bezvůlový spoj, který snese vysoké momentové zatížení. V principu se jedná o dva ocelové prstence, jejichž čela jsou rovnoměrně osazena kalenými a broušenými zuby. V případě spojení dojde i k jejich samočinnému ustředění.

V sestavě je použita spojka pro režim C – osy se zatížením $M_k = 700 \text{ N} \cdot \text{m}$. K bezpečnému zachycení tohoto momentu je zapotřebí vyvodit axiální sílu $F_A = 3100 \text{ N}$. Byla použita spojka o vrcholovém úhlu zubů 30° .



Obr. 38 – Rozklad sil na Hirthově spojce

kde

$$F_t = \frac{M_k}{r_H} = \frac{700}{0,064} = 11\,500\,N$$

$$F_a = \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2} \cdot 11\,500 = 3\,100\,N$$

$r_H = 64\,mm$ střední poloměr Hirthovy spojky.

První část Hirthovy spojky je uložena na přesném osazeném průměru přestavitelného členu 6. Druhá část je axiálně uchycena šrouby ke korunovému kolu 5 a ustavena pomocí dvou středících kolíků.

6.6 Momentové omezení

Přepoččet vstupního momentu elektromotoru v režimu C-osy na výstupní moment na korunovém kole 5 dává hodnotu, která převyšuje dovolený moment $M_k = 700\,N \cdot m$, na který je pevnostně dimenzováno ozubení planetové převodovky. Kvůli případnému poškození převodovky je nutné omezit proud motoru v řídicím systému obráběcího stroje.

7. Závěr

Cílem této práce podle zadání je studie použití dvojstupňové planetové převodovky pro třírychlostní pohon vřeteníku CNC soustruhu. Práce obsahuje konkrétní konstrukční řešení, které se skládá z dvojstupňové planetové převodovky 2 x 2K-U, zjednodušené na 3K-U, přestavovacího členu s ozubenými spojkami a kloubového mechanismu a pneumatickým pohonem řazení. Kloubový mechanismus byl použit z důvodu proměnného převodu a požadavku velké přítlačné síly Hirthovy spojky v režimu použití C – osy. Byl zvolen vícepolohový pneumotor přijatelných rozměrů z portfolia výrobků firmy Festo s označením ADN-25-A-P-A-18Z1-42Z2. Jednotlivé zdvihy pneumotoru odpovídají potřebným polohám přestavovacího členu, uloženého mezi převodovkou a vřeteníkem.

Vřeteno soustruhu je uloženo standartně vpředu na trojici předepnutých kosoúhlých ložisek, vzadu na radiálně předepnutém válečkovém ložisku typu NN30K. Tento typ uložení doporučuje firma FAG – INA pro střední otáčky 5000 /min. Pro řešenou úlohu ale není provedení vřetena důležité a může být použit i jiný způsob uložení.

První řaditelný stupeň je uvažován pro operace soustružení tam, kde je potřeba velká řezná rychlost, např. u lehkých slitin nebo pro dosažení dobré jakosti povrchu. Vřeteno soustruhu je přímo spojeno se vstupním hřídelem převodovky, převod je 1.

Druhý stupeň umožňuje hrubovací operace menšími řeznými rychlostmi, kde je zapotřebí velkého odběru materiálu. V tomto případě je vřeteno propojeno s unašečem planetové převodovky, který má převod vůči jejímu vstupnímu hřídeli 4,44.

Třetí a poslední stupeň slouží pro režim C - osy, kdy lze na CNC soustruhu provádět frézovací operace a je nutné dodržet přesnost polohování a celkovou tuhost systému. Z tohoto důvodu byla ke spojení převodovky a vřetena použita bezvůlová Hirthova spojka. Celkový převod je 111,22.

Otáčkové rozsahy je možno ve všech třech případech dále plynule upravovat pomocí hnacího regulačního elektromotoru, který pohání převodovku přes vložený převod. Z různých možností je naznačeno provedení s plochým řemenem typu „Poly-V“, je možný ale i ozubený řemen nebo ozubená kola.

Všechny části sestavy jsou axiálně řazeny za sebou s možným průchodem pro automatický režim obrábění z tyčového polotovaru.

Ke snímání polohy vřetene a jeho otáček slouží magnetický rotační snímač Renishaw LM13IC, jehož snímací hlava je uložena ve vřeteníku a magnetický kroužek přímo na tubusu vřetene. Signál snímače je protokolem RS422 posílán do řídicího systému stroje.

Výpočtová část práce obsahuje návrh a pevnostní výpočet ozubení na ohyb a dotyk. Výkon je přenášen čtyřmi satelity uloženými v unašeči. Přímé ozubení o modulu 1,5mm je dimenzováno pro přenos max. momentu $M_k = 700Nm$. První stupeň převodovky má klasické uspořádání typu 2K-U

a směr toku výkonu je $(1-U)^3$, převod je 4,44. Druhý stupeň, označovaný někdy jako diferenciální, je propojen s prvním stupněm pomocí dvojsatelitů, které pohánějí korunové kolo z 5 a směr toku výkonu je $(U-5)^3$, jeho převod je 25,02. Vzniká tak varianta 3K-U. Toto relativně neobvyklé řešení má oproti sériovému zařazení dvou samostatných převodovek typu 2K-U nesporné klady v podobě menších zástavbových rozměrů při dosažení podstatně větších převodových poměrů. Zároveň dochází k úspoře počtu ozubených kol a jednoho unašeče. Vhodné počty zubů ozubených kol byly vygenerovány skriptem v prostředí Matlab při zadání rámcových okrajových hodnot, které odpovídají zadání diplomové práce. Dále je v práci proveden podrobný rozbor účinnosti planetové převodovky jak v přímém, tak i v recipročním režimu, kdy je v případě výpadku elektrické energie převodovka poháněna setrvačností rotoru motoru. Celková účinnost dvojstupňové převodovky činí $\eta_{15}^3 = 77,4\%$, z čehož 96,1 % připadá na první stupeň a 80,6 % na druhý při uvažovaných účinnostech základních převodů $\eta_{V1}=95\%$ a $\eta_{V2}=99\%$. Podrobně je i rozvedena samosvornost převodovky a její závislost na účinnosti základního převodu druhého stupně. Účinnost 77,4% snižuje výstupní moment pouze v režimu osy C, kde je velká momentová rezerva (převod je 111,22), takže tam bude stejně nutné softwareové omezení proudu hnacího motoru.

Problém bezvůlovosti

Na výkresu sestavy je pro napojení hnacího elektromotoru a převodovky schematicky naznačen řemenový převod s plochým klínovým řemenem (tzv. typ „Poly-V“), není to však jediná možnost.

V režimu C – osy, kdy je žádoucí (nikoliv však bezpodmínečně nutná) pevná kinematická vazba, je možno plochý řemen nahradit:

- ozubeným řemenem
- axiální montáží motoru k převodovce přímo 1:1 pomocí spojky
- převodem ozubenými koly.

Tyto alternativy nebyly podrobně rozkreslovány, neboť jde o rutinní konstrukční skupiny, které neovlivňují vlastní návrh planetové převodovky. Ze stejného důvodu nebyla rozkreslena brzda na vřetení, potřebná v režimu C-osy, kdy je nežádoucí vůle v ozubení mezi satelity a korunovými koly.

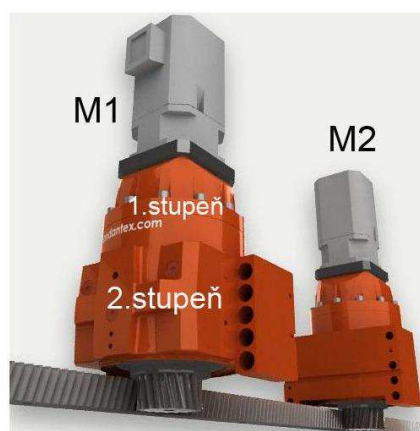
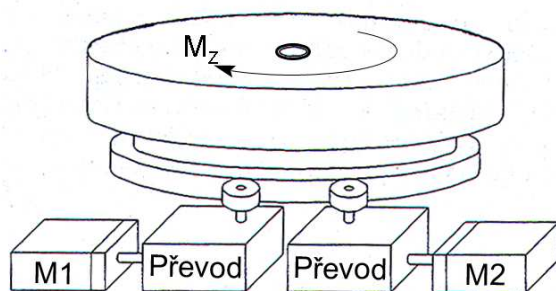
Problém vůlí je typický pro převodovky v pohonech např. kloubových robotů, kde připadá v úvahu jen nepřímé odměřování na výstupu planetové převodovky a poloha koncového členu – chapadla je nejistá. Výrobci se snaží vůle převodovek minimalizovat a nároky na přesnost ozubení rostou.

V této diplomové práci je použito přímé odměřování na vřetení a vůle lze v určitých režimech kompenzovat zásahem řídicího systému. Prvořadým a samozřejmým předpokladem u planetových převodovek pro tyto účely je však vždy přesná výroba.

Další možnosti využití třírychlostního převodu

I když byla diplomová práce pojata jako studie možnosti pohonu vřetena menšího horizontálního soustruhu s osou C, nabízí se další uplatnění u soustruhů vertikálních (karuselů s otočným stolem), kde je režim C-osy ještě častější a žádanější nebo u dlouhých pojezdů s pohonem typu pastorek – hřeben, např. u stojanů horizontek.

V podstatě by bylo možno nahradit vřeteník tělesem s uložením ozubeného pastorku a pro posílení momentu použít dvě takto vzniklé pohonné jednotky, jak je schematicky naznačeno na obr. 39 vlevo pro otočný stůl, nebo vpravo pro ozubený hřeben.

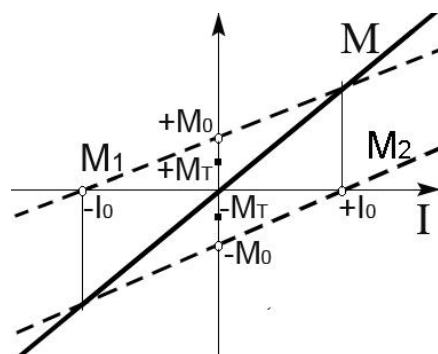


Obr. 39- Schéma pohonu master-slave se dvěma pastorky a elektrickým vymezením vůle

Otočný stůl karuselu na levém obrázku je poháněn dvěma pastorky přes ozubený věnec po jeho obvodě. Využití tří řaditelných stupňů by zde mělo stejné uplatnění jako v případě horizontálního soustruhu, tj:

- 1) rychlý režim soustružení lehce obrobitelných materiálů a načisto
- 2) pomalejší režim soustružení - hrubování
- 3) režim použití C – osy pro frézovací operace.

Třetí případ má pro vertikální soustruhy velký význam, protože obrobky vyráběné na těchto strojích jsou značně velké a dílce složité. K dodržení předepsaných výrobních tolerancí je potřebné z technologického hlediska vyrábět dílec na jedno upnutí. To vyžaduje tuhou mechanickou stavbu stroje a přesné polohování v režimu C - osy. Pro eliminaci vůlí v převodovce i mezi pastorkem a věncem existuje osvědčený způsob podle lit.[4] – viz obr.40. V principu se jedná o přidání další pohonné jednotky, která v klidovém stavu působí malým momentem v opačném smyslu než první.



Obr. 40 – Momentová závislost předpětí principu master-slave

Krouticí momenty obou pohonných jednotek jsou úměrné proudům elektromotorů podle vztahů

$$M_1 = K(I + I_0), \quad M_2 = K(I - I_0)$$

K konstanta úměrnosti

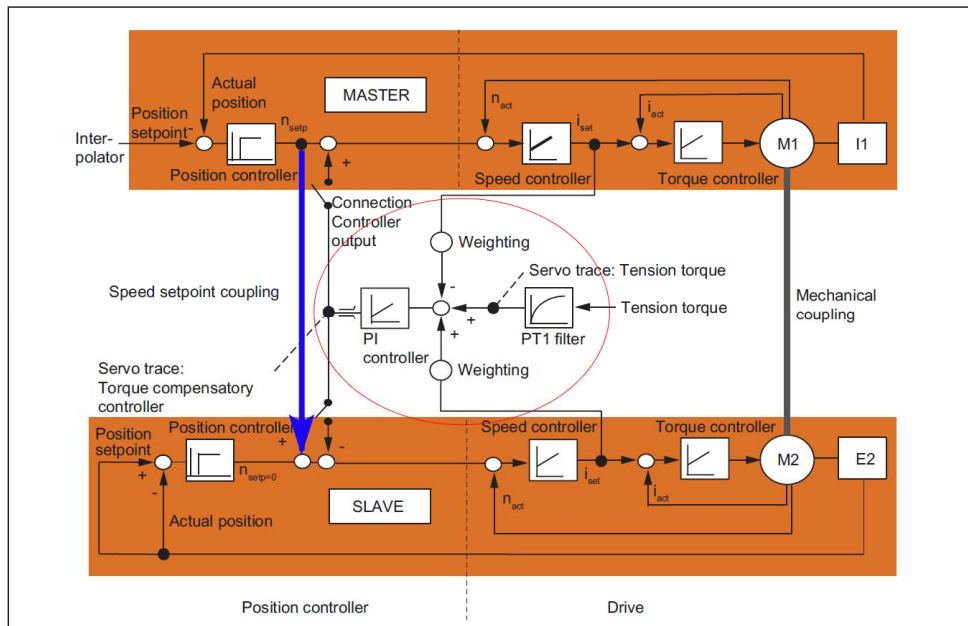
I proměnný řídicí proud

I_0 konstantní tzv. „předepínací“ proud.

Výsledný krouticí moment je $M = M_1 + M_2 = 2KI$

Konstantní předepínací proud I_0 je zvolen tak velký, aby vyvolal předepínací moment $M_0 = KI_0$. Ten musí překonat klidový třecí moment M_T v uložení otočného stolu.

Tento způsob vymezení vůlí používá celá řada významných světových výrobců pohonů a řídicích systémů. Pro představu je na obr. 41 zobrazeno blokové schéma, tak jak ho uvádí německý výrobce Siemens. Oba motory pracují v tzv. režimu master – slave. Obvod pro elektrické předpětí je vyznačen uprostřed schématu.



Obr. 41 - Blokové schéma vymezení vůle v režimu master-slave

Závěrem lze konstatovat, že diplomová práce prokazuje schůdnost a použitelnost třírychlostního principu jak u horizontálních, tak u vertikálních soustruhů i u dlouhých pohybových os s pastorkem a hřebenem. Problémy s vůlí lze eliminovat paralelním chodem dvou jednotek s elektrickým předepnutím pastorků, ale vysoké nároky na přesnost výroby u planetových převodovek stále zůstávají.

Použitá literatura

- [1] SOUČEK, Pavel. *Pohony výrobních zařízení: servomechanismy*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997, 163 s.
- [2] ŽILA, Slavomil. *Planetová převodovka pohonu desky karuselu poháněná direct-drive motorem*. Brno, 2009/2010. Diplomová práce. Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.
- [3] KUBERA, Ondřej. *Otočný stůl nové koncepce pro multifunkční obráběcí centrum*. Praha, 2012. Diplomová práce. Fakulta strojní ČVUT v Praze. Vedoucí práce Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
- [4] SOUČEK, Pavel. *Vložené převody v posuvech NC strojů a robotů*. Interní učební text na Ú12135 FS ČVUT, 2015
- [5] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. 2. doplněné vydání. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164
- [6] VALÁŠEK, Michael. *Mechanika B*. Praha: ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02919-0
- [7] MAREK, Jiří a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3
- [8] E-katalog KOVOSVIT [online]. Dostupné z www.kovosvit.cz
- [9] E-katalog TOS a.s. [online]. Dostupné z www.tosas.cz
- [10] E-katalog MAZAK [online]. Dostupné z www.mazakeu.com
- [11] E-katalog DMG [online]. Dostupné z www.cz.dmgmori.com
- [12] katalog Mazak Parts list. Oguchi-cho: Yamazaki Mazak
- [13] E-katalog HYUNDAI-WIA [online]. Dostupné z www.hyundai-wia.com
- [14] E-katalog GOODWAY [online]. Dostupné z www.mrg-cz.cz
- [15] E-katalog OKUMA [online]. Dostupné z www.okuma.com
- [16] SHIGLEY, Joseph. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vutium, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [17] E-katalog ZF AG [online]. Dostupné z www.zf.com
- [18] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů – Mechanické převody* Praha: ČVUT, 2003. ISBN 80-01-01934-9
- [19] E-katalog RENISHAW [online]. Dostupné z www.renishaw.cz
- [20] článek *Oil mist lubrication* [online]. Dostupné z www.usmotors.com

Označení nejdůležitějších veličin

$\zeta = 1 - \eta$ [1] koeficient ztrát

$\eta, \eta_P, \eta_Z, \eta_V$ [1] ... účinnost (planetového, základního - vnitřního převodu)

$z_{1,2,3,\dots}$ počet zubů

P_{ij}^k [1] ... převodový poměr (převod) ze členu i na člen j při stojícím členu k

$\omega_{i,j,k,U}$ [rad/s] úhlová rychlost členu i, j, k , unašeče

$M_{1,2,3,U}$ [Nm].... krouticí moment členu 1,2,3, unašeče

M_0 [Nm].... předepínací krouticí moment

I, I_0 [A] proud motoru, předepínací proud

P [W] ... příkon

N [W] ... výkon

Z [W] ... ztráty

μ_i [1] ... poměrný potenciální výkon členu i

$r_{1,2,3,\dots}$ [m] ... poloměr

q [1] ... počet satelitů

m [m] ... modul ozubení

σ [Pa] ... napětí

Rozměry všech veličin pro kontrolu ozubení jsou uvedeny v ČSN 01 4686.