

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ, ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ,
SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

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

DYNAMICKÉ VLASTNOSTI OSY C PRO MULTIFUNKČNÍ
SOUSTRUŽNICKÉ CENTRUM

DIZERTAČNÍ PRÁCE
DISSERTATION THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. Jan Křepela



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ ÚSTAV
VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING INSTITUT OF PRODUCTION
MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTIC

DYNAMICKÉ VLASTNOSTI OSY C PRO MULTIFUNKČNÍ SOUSTRUŽNICKÉ CENTRUM

DYNAMIC BEHAVIORS OF THE C AXIS DRIVE FOR MULTIFUNCTION CUTTING CENTER

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DISSERTATION

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Jan Křepela

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Vladislav Singule, CSc.

BRNO 2010

Anotace

Obsahem předložené disertační práce je tvorba simulačního modelu osy C multifunkčního obráběcího centra a jeho verifikace na prototypu stroje. Osa C stroje je řízena v polohové smyčce. Simulační model byl vytvořen před realizací prototypu stroje pro předběžnou identifikaci dynamického chování osy C při pracovním zatížení a tím pro realizovatelnost předpokládané koncepce řešení. Osa C je zkonstruována se šnekovým převodem s vymezením vůle, která je realizována dvěma servopohony. Oba servopohony jsou řízené v režimu Master-Slave. Multifunkční soustružnické centrum, kde je osa C použita, je určeno pro těžké obrábění kovaných dílců, u kterých jsou problémy s dynamickou stabilitou řezného procesu. Simulační model obsahuje moduly více-hmotové dynamické soustavy, tření ve šnekovém soukolí, samosvornosti a tlumení ve šnekovém soukolí a umožnil optimalizaci nastavení mnoha parametrů jednotlivých regulátorů. Simulační model byl verifikován na prototypu stroje a provedené experimenty potvrdily dobrou shodu simulace se skutečným chováním stroje. Dosažené výsledky přinesly nové poznatky použitelné pro simulaci složitých strojních soustav a tyto poznatky jsou využitelné pro výzkum a vývoj obdobných mechatronických soustav.

Klíčová slova

Soustružnické centrum, osa C, více-hmotová soustava, řízení Master-Slave, dynamické vlastnosti, šnekový převod, torzní tuhost, samosvornost, simulační model osy C.

Annotation

These Dissertation theses involve the creating of the simulation model of C axis drive over mentioned machine and them verification on the prototype of this machine. C axis is controlled with position feedback. Simulation model was created before the realisation of the machine prototype for the preliminary identification of the dynamic behaviours in the working cycles and them opportunity of the realization this conception. C axis is constructed with worm gear and is controlled with help of Master-Slave drive. This torque drive eliminates the production backlash in the worm gear. The multifunction turning centre, where is used this C axis, is determinate for heavy duty roughing cutting of forged peaces, where is problem with dynamic stability of cutting process. Simulation model includes the problems with multi-body mass system, friction on the worm gear, self locking, damping on the worm gear and optimization of the of the parameters for many regulators. Simulation model was verified on the prototype of the machine and realized experiments shows the good correspondence with real behaviours of the machine. Achieved results bring the new knowledge, which are used for simulation complicated machine nodes and this knowledge is used for research and developing of the similar mechatronics systems.

Key words

Multifunction turning center, C axis drive, multi-body mass system, Master- Slave drive, dynamic behaviour, worm gear, torsion stiffness, self locking, simulation model of C axis drive.

Poděkování

Děkuji svému školiteli panu Doc. V. Singulemu, CSc za odborné vedení, cenné rady a připomínky v průběhu této práce. Dále bych chtěl poděkovat svým kolegům z firmy TOS, a.s. panu Ing. Supukovi a panu Ing. Marešovi za výpomoc při měření na prototypu stroje a konzultace z praktického prostředí.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně na základě uvedené literatury pod vedením vedoucího disertační práce.

V Brně dne

.....

podpis

Abstrakt

Disertační práce se zabývá tvorbou komplexního simulačního modelu osy C řízené v polohové smyčce, určeného pro modelování dynamických vlastností takto řízené osy. Řešení osy C představuje novou konstrukční koncepci a je realizováno na prototypu multifunkčního soustružnického centra TT75. Výstupy ze simulačního modelu přináší cenné informace o dynamickém chování osy C před samotnou realizací prototypu stroje. Na základě těchto informací byly některé komponenty osy C překonstruovány. Stroj TT75 je produktem firmy TOS, a.s. a navazuje na tradici firmy v oblasti středně těžkých hrotových soustruhů s vodorovným ložem. Stroj TT75 je však v provedení se šikmým ložem a je rozšířen o možnosti frézování, vrtání a odvalování ozubení právě díky nové koncepci osy C. Protože je stroj předurčen pro hrubé, ale i přesné obrábění výkovků, musí osa C splňovat hned několik technicky protichůdných kritérií. Osa C proto musí být dynamicky stabilní, jak při hrubovacích operacích, tak musí být velmi přesná při dokončovacích operacích. Osa C je konstruována se šnekovým převodem z důvodu velkého převodového poměru pro silové obrábění a dále je doplněna o eliminaci výrobní vůle řízením dvou servopohonů firmy Siemens v režimu Master-Slave. Oba servopohony ovládají dva šnekové převody na společném nosiči, který přenáší kroutící moment na vřeteno. Z toho vyplývají nároky na komplexní simulační model, který obsahuje řízení motoru Master v polohové, rychlostní a proudové vazbě a dále motor Slave v rychlostní vazbě. Oba pohony jsou řízeny na konstantní rozdíl momentů modulem Master-Slave firmy Siemens, což zaručuje provoz bez vůle osy C. Simulační model zahrnuje modelování víceřadové dynamické soustavy osy C, tření ve šnekovém převodu a samosvornosti a tlumení ve šnekovém soukolí. V rámci univerzálnosti simulačního modelu jsou porovnávány varianty s převodem šnekového soukolí 41, který je nesamosvorný a převodem 81, který je samosvorný. Dále jsou optimalizovány parametry regulátorů řízení. Některé výstupy ze simulačního modelu jsou verifikovány měřeními na prototypu stroje. Pro komplexní posouzení chování osy C je v disertační práci zahrnuto i měření přesnosti opakovaného najetí na polohu podle protokolu přesnosti s důkladným statistickým rozbohem příčin nepřesností.

Obsah

Seznam nejdůležitějších označení	9
1. Úvod	13
2. Motivace a cíle disertační práce	13
2.1 Motivace k dané problematice	14
2.2 Cíle disertační práce.....	14
3. Současný stav konstrukčních koncepcí os C pro obráběcí stroje	15
3.1 Koncepce s mechanickými převody.....	15
3.2 Koncepce s přímými rotačními pohony.....	16
3.3 Kombinované koncepce.....	17
3.4 Porovnání vlastností jednotlivých koncepcí.....	17
3.5 Podrobný popis zvolené koncepce	18
4. Stručný popis prototypu stroje, na kterém je aplikována osa C	20
4.1 Technologické možnosti vyplývající ze zvolené koncepce osy C.....	21
4.2 Technické parametry stroje.....	21
4.3 Porovnání parametrů osy C s konkurenčními stroji	23
5. Podrobný popis řídicího modulu Master-Slave	23
6. Současný stav modelování dynamických vlastností řízených os	25
6.1 Modelování regulačních soustav.....	25
6.2 Více-hmotové dynamické soustavy.....	27
6.3 Nejpoužívanější výstupy ze simulačních modelů řízených os.....	29
7. Současný stav problematiky výpočtu torzní tuhosti šnekového převodu.....	32
7.1 Šnekové soukolí.....	32
7.2 Možnosti analytického výpočtu torzní tuhosti šnekového soukolí.....	37
7.3 Modelování torzní tuhosti šnekového soukolí pomocí FEM	41
7.4 Teorie tření ve šnekové soukolí.....	44
8. Konstrukční podklady a výpočty pro tvorbu komplexního simulačního modelu	46
8.1 Kontrolní výpočet šnekového převodu	46
8.2 Ověření samosvornosti převodu.....	49
8.3 Parametry použitého motoru, spojky a ložisek.....	50
8.4 Parametry vyráběných dílců	53
9. Vlastní výpočet torzní tuhosti šnekového soukolí.....	58
9.1 Modelování ve 2D modelu	58
9.2 Modelování pomocí 3D modelu	60
9.3 Porovnání obou variant	64

10. Tvorba komplexního simulačního modelu osy C.....	64
10.1 Jednotlivé regulační smyčky	65
10.2 Mechanická soustava	68
10.3 Model tření.....	70
10.4 Výstupy ze simulačního modelu	72
10.5 Optimalizace parametrů s ohledem na ostatní řízené osy na stroji	75
11. Verifikace simulačního modelu pomocí měření na prototypu stroje	81
11.1 Verifikace hodnot vypočítaných rezonančních frekvencí dynamické soustavy	82
11.2 Průběh pasivních odporů v čase při polohování s konstantní rychlostí jednosměrné	83
11.3 Průběh pasivních odporů v čase při polohování s konstantní rychlostí obousměrné	87
11.4 Verifikace průběhů odezev úhlové polohy na skoku rychlosti.....	91
11.5 Verifikace průběhů odezev úhlové polohy na skoku momentu zátěže	93
12. Statistické vyhodnocení a analýza měření opakované přesnosti najetí na polohu	97
13. Hodnocení výstupů za simulačního modelu v porovnání s měřením.....	100
14. Přínosy disertační práce.....	103
15. Závěr.....	105
16. Summary.....	107
Literatura	109
Autorova publikační činnost.....	111
Seznam příloh	112

Seznam nejdůležitějších označení

M_k	[Nm]	– Kroutící moment
M_{KN}	[Nm]	– Trvalý zatěžovací moment spojky
M_{max}	[Nm]	– Krátkodobý zatěžovací moment (maximální)
M_N	[Nm]	– Jmenovitý moment motoru
M_0	[Nm]	– Klidový moment motoru
M_P	[Nm]	– Moment pasivních odporů
n_N	[min ⁻¹]	– Jmenovité otáčky motoru
n_{max}	[min ⁻¹]	– Maximální dovolené otáčky
J	[kg.m ⁻²]	– Moment setrvačnosti
J_L	[kg.m ⁻²]	– Moment setrvačnosti vnitřního kroužku ložiska
J_{mot}	[kg.m ⁻²]	– Moment setrvačnosti motoru
J_{spoj}	[kg.m ⁻²]	– Moment setrvačnosti spojky
$J_{hš}$	[kg.m ⁻²]	– Moment setrvačnosti hřídele šneku
J_{VS}	[kg.m ⁻²]	– Moment setrvačnosti vřetenové sestavy
I_N	[A]	– Jmenovitý proud motoru (100K)
I_0	[A]	– Klidový proud motoru (100K)
I_{max}	[A]	– Maximální krátkodobý proud
$F(S)$		– Přenos regulace v Laplaceově transformaci
K_V	[1/s]	– Proporcionální zesílení polohové zpětné vazby
K_{PI}	[V/A]	– Proporcionální zesílení proudové zpětné vazby
T_{NI}	[s]	– Integroční časová konstanta proudové regulace
T_{mech}	[ms]	– Mechanická konstanta motoru
T_{el}	[ms]	– Elektrická časová konstanta
K_P	[A/rad/s]	– Proporcionální zesílení rychlostní zpětné vazby
T_N	[s]	– Integroční časová konstanta rychlostní zpětné vazby
K_R	[1/s ²]	– Celkové zesílení rychlostní zpětné vazby
Ω_R	[Hz]	– Vlastní frekvence rychlostní zpětné vazby
ξ_R		– Poměrné tlumení
K_T	[Nm/A]	– Momentová konstanta motoru
K_E	[V/1000/min ⁻¹]	– Napěťová konstanta motoru
R_{STR}	[Ω]	– Odpor vinutí motoru při 20°
L_D	[mH]	– Indukčnost točivého pole
M	[kg]	– Matice hmotnosti
B	[Ns/m]	– Matice tlumení
K	[N/m]	– Matice tuhostí
q	[mm]	– Poloha v pohybové rovnici
Ω	[rad/s]	– Matice vlastních čísel
λ		– Součin $T_N K_V$
D	[mm]	– Vnější průměr ložiska
d	[mm]	– Vnitřní průměr ložiska
$d_1(d_{w1})$	[mm]	– Průměr roztečného válce šneku
$d_2(d_{w2})$	[mm]	– Průměr roztečné kružnice šnekového kola
z_1		– Počet zubů (chodů) šneku
z_2		– Počet zubů šnekového kola
η		– Účinnost šnekového převodu
m_t		– Modul v čelním řezu šnekového soukolí
h_a	[mm]	– Výška hlavy zubu

γ	[°]	– Úhel stoupání
v_k	[m/s]	– Kluzná rychlost
x_2	[mm]	– Součinitel posunutí profilu
b_1	[mm]	– Délka šneku
b_2	[mm]	– Šířka věnce ozubení
v	[mm]	– Hlavové převýšení
d_{a2}	[mm]	– Průměr hlavové kružnice šnekového kola
d_{f2}	[mm]	– Průměr patní kružnice šnekového kola
d_b	[mm]	– Průměr základní kružnice
s_x	[mm]	– Tloušťka zubu v osovém řezu
s_n	[mm]	– Tloušťka zubu v normálovém řezu
a	[mm]	– Vzdálenost os šnekového soukolí
c	[mm]	– Hlavová vůle
e_x	[mm]	– Tloušťka zubové mezery
p_n	[mm]	– Normální rozteč zubů
p_x	[mm]	– Čelní rozteč zubů
p_n	[mm]	– Stoupání šroubovice šneku
f_r	[mm]	– Mezní obvodové házení ozubení
f_{pt}	[mm]	– Mezní úchylka čelní rozteče
f_{pb}	[mm]	– Mezní úchylka základní rozteče
v_k	[m/s]	– Kluzná rychlost
v_{t1}	[m/s]	– Tečná složka rychlosti šneku v bodě záběru
v_{t2}	[m/s]	– Tečná složka rychlosti šnekového kola v bodě záběru
ε_α		– Součinitel trvání záběru
α_x	[°]	– Úhel záběru v rovině osového řezu
α_n	[°]	– Úhel záběru v rovině normálního řezu
F_N	[N]	– Normálová zátěžová síla
F_n	[N]	– Složka normálové zátěžové síly
F_T	[N]	– Síla třecí
F_R	[N]	– Výslednice síly složek F_n a F_T
F_A	[N]	– Osová axiální síla
f		– Součinitel tření
φ'	[°]	– Třecí úhel
ω_1	[rad/s]	– Úhlová rychlost šneku
ω_2	[rad/s]	– Úhlová rychlost šnekového kola
p_0	[MPa]	– Maximální tlak soustředěný do centrálního bodu kontaktních ploch
$p_{x,y}$	[MPa]	– Kontaktní tlak v obecném bodě kontaktní plochy o souřadnici x, y
a	[mm]	– Vzdálenost hlavní poloosy elipsy
b	[mm]	– Vzdálenost vedlejší poloosy elipsy
P	[N]	– Zatížení v centrálním bodě elipsy
A_e	[mm ²]	– Elementární ploška pro vyhodnocení kontaktního tlaku
δ	[mm]	– Výchylka zmačknutím
A		– Parametr tvaru kontaktní elipsy
B		– Parametr tvaru kontaktní elipsy
C		– Parametr tvaru kontaktní elipsy
c_b		– Součinitel pro výpočet tvaru kontaktní plochy
c_δ		– Součinitel pro výpočet tvaru kontaktní plochy

E_1	[MPa]	– Yangův modul pružnosti v tahu pro materiál šneku
E_2	[MPa]	– Yangův modul pružnosti v tahu pro materiál šnekového kola
μ_1		– Poissonovo číslo pro materiál šneku
μ_2		– Poissonovo číslo pro materiál šnekového kola
$k_I^{(i)}$		– Součinitel zakřivení pro daný směr v i-tém bodě kontaktní plochy
$k_{II}^{(i)}$		– Součinitel zakřivení pro daný směr v i-tém bodě kontaktní plochy
$\xi^{(1,2)}$	[°]	– Úhel svírající jednotkové vektory hlavních směrů zakřivení kontaktní plochy
U	[mm]	– Celková deformace dvojice zubů
U_1	[mm]	– Deformace zubu šneku
U_2	[mm]	– Deformace zubu šnekového kola
$U_i(\delta)$	[mm]	– Deformace i-tého zubu v centrálním bodě kontaktní plochy
F_δ	[mm]	– Síla působící v centrálním bodě kontaktní plochy
K_δ	[N/m]	– Tuhost dvojice zubů
$K_1(\delta)$	[N/m]	– Tuhost zubu šneku
$K_2(\delta)$	[N/m]	– Tuhost zubu šnekového kola
k_m	[Nm/rad]	– Torzní tuhost hřídele motoru
k_{spoj}	[Nm/rad]	– Torzní tuhost spojky
$k_{hš}$	[Nm/rad]	– Torzní tuhost hřídele šneku
k_{vs}	[Nm/rad]	– Torzní tuhost vřetenové sestavy bez vlivu axiální tuhosti uložení šneku
k_{ss}	[Nm/rad]	– Torzní tuhost šnekového sokolí bez vlivu axiální tuhosti uložení šneku
$k_{ss,cel}$	[Nm/rad]	– Torzní tuhost šnekového sokolí s vlivem axiální tuhosti uložení šneku
k_{ax}	[N/m]	– Axiální tuhost ložiska Zarn
ϑ	[rad]	– Úhel zkroucení
C_a	[N]	– Dynamická únosnost ložiska axiální
C_{0a}	[N]	– Statická únosnost ložiska axiální
C_r	[N]	– Dynamická únosnost ložiska radiální
C_{0r}	[N]	– Statická únosnost ložiska radiální
L_H	[hod]	– Trvanlivost
F_{lim}	[MPa]	– Mezní napětí v ohybu pro materiál šnekového kola
H_{lim}	[MPa]	– Mezní napětí v dotyku pro šnekové kolo
p_{rad}	[mm]	– Maximální dovolené radiální přesazení spojky
Δ_i	[mm]	– Tečné posunutí centrálního bodu kontaktu při zatížení
R_i	[mm]	– Vzdálenost centrálního bodu kontaktu od středu otáčení
μ_{ST}		– Součinitel statického tření
μ_C		– Součinitel Coulombova tření
v_s	[m/s]	– Stribeckova rychlost
F_{ST}	[N]	– Třecí síla za klidu (Statické tření)
F_C	[N]	– Třecí síla za pohybu (Coulombovo tření)
B_v		– Koeficient viskózního tření
K_A		– Součinitel vnějších dynamických sil
K_{Hv}		– Součinitel vnitřních dynamických sil pro dotyk
K_{Hb}		– Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po délce pro dotyk
K_{Ha}		– Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk

Z_H	– Součinitel tvaru spolu-zabírajících zubů pro dotyk
Z_{eps}	– Součinitel délky dotykových křivek
Z_N	– Součinitel životnosti pro dotyk
Z_V	– Součinitel obvodové rychlosti
K_{Fv}	– Součinitel vnitřních dynamických sil pro ohyb
K_{Fb}	– Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po délce pro ohyb
K_{Fa}	– Součinitel podílů jednotlivých zubů pro ohyb
Y_F	– Součinitel tvaru zubu
Y_b	– Součinitel sklonu zubu
Y_{eps}	– Součinitel vlivu záběru profilu
Y_a	– Součinitel střídání zatížení
Y_n	– Součinitel životnosti pro ohyb
Y_x	– Součinitel velikosti

1. Úvod

V současné době s rozvojem multifunkčních obráběcích strojů vyvstává poptávka po přesném úhlovém polohování i na těžkých soustružnických strojích, o čemž jsme se mohli už přesvědčit před dvěma lety na EMO Hannoveru. Na těžkých strojích všech světových výrobců se většinou nacházejí koncepce přesných rotačních os s převody. Je to dáno stále existujícími velkými nároky na velikost kroutících momentů při malých nastavbových rozměrech, což moderní koncepce strojů s přímými pohony zatím plně nesplňuje.

Trendem pro životní cyklus stroje v oblasti obráběcích strojů je zkracování vývojových a výrobních časů již při vývoji prototypu stroje, a proto je nutné už ve fázi vývoje v 3D CAD prostředí a pomocí simulačních programů konstrukci strojního uzlu prověřit z hlediska mechanických i mechatronických vlastností před samotnou výrobou prototypu. Simulace mechanických vlastností, kolizí a v dnešní době i mechatronických vlastností pomáhá v odstraňování nákladů na zmetky, ale i vylepšuje výsledné požadované chování stroje při obrábění a jeho bezpečnost. Koncepce osy C je navržena se šnekovým převodem z důvodu velkého převodu potřebného pro dosažení požadovaného kroutícího momentu. Protože je šnekový převod vyráběn principiálně s výrobní vůlí, je v této koncepci navíc zahrnut řídicí modul Master-Slave od firmy Siemens. Více o koncepcích rotačních os bude popsáno v kapitole 3. Řídicí modul Master-Slave provádí regulaci konstantního rozdílu kroutících momentů dvou pohonů ve zpětné vazbě. To umožňuje eliminaci výrobní vůle použitím dvou šnekových soukolí na jednom společném nosiči. Prototyp stroje TT75, na kterém je osa C realizována, byl celý namodelován a zpracován do výrobní dokumentace v systému Pro/Engineer Wildfire III. Konkrétně pro osu C byly v Pro/Engineeru vypočítány momenty setrvačností jednotlivých komponent. Dále jsou modely komponent použity pro MKP analýzu torzní tuhosti pro více-hmotový model celé dynamické soustavy. Protože pro tento stroj byl určen jako řídicí systém Siemens Sinumerik 840D, bylo nutno řízení i měření dynamického chování osy přizpůsobit právě na tento řídicí systém. Navržená koncepce osy C představuje komplikovanou mechanickou soustavu, je pro dosažení požadovaného dynamického chování nezbytné velice sofistikované řízení. Proto bylo nutné vytvořit komplexní simulační model řízení osy C tak, aby mohl sloužit k optimalizaci parametrů jednotlivých regulačních smyček na základě známé definované mechanické soustavy. Využití simulačního modelu má velký vliv při stavbě prototypu, ale i do budoucna v případě, že se bude zaměřovat mechanická soustava, např. jiné převodové číslo, jiné komponenty nebo jiný požadavek na chování osy C.

2. Motivace a cíle disertační práce

Motivace k danému tématu mé disertační práce vznikala postupně v rámci mého působení v oboru obráběcích strojů, ať už ve firmě Kovosvit Sezimovo Ústí, tak ve firmě TOS, a.s. Čelákovice. V obou firmách jsem se zabýval vývojem produkčních CNC soustruhů a prošel jsem si postupně od nejmenších strojů až po prototyp TT75, který patří do těžké řady, na jehož vývoji jsem ve firmě TOS, a.s. Čelákovice pracoval jako konstruktér. Problematika přesné rotační osy C mě provázela i u všech dosavadních strojů. Ovšem každá velikost stroje měla jiné optimální konstrukční řešení osy C. Koncepce osy C, kterou jsme nakonec jako vývojový tým ve firmě prosadili, patří do kombinovaných konstrukcí. Zde je nejen mechanická část prezentovaná šnekovým soukolím, které má některé nevýhodné mechanické vlastnosti, ale dále má tato konstrukce vcelku sofistikované řízení, které musí elektronicky správně eliminovat tyto mechanické vlastnosti šnekového soukolí. Řešení tohoto problému s použitím simulačního modelování při vývoji prototypu se ukázalo jako plnohodnotné téma

disertace. Cíle disertační práce byly stanoveny tak, aby, přinesly nové poznatky pro vědu i praxi, ale současně je bylo možno naplnit při práci ve firemním prostředí.

2.1 Motivace k dané problematice

Problematika zjišťování dynamických vlastností osy C se dá rozdělit na tři základní okruhy. Jedním okruhem je precizní znalost chování šnekového soukolí z hlediska tření, samosvornosti a torzní tuhosti v závislosti na provozování, které je určeno technologickým procesem. Při výzkumu vlastností a vývoji šnekových soukolí, přešla tato problematika z čistě analytických výpočtů na optimalizaci tvaru kontaktu využitím metody konečných prvků (MKP). Další částí vývoje je přesný popis tření ve šnekovém soukolí. Tato problematika je spíše řešena experimentálně. Tuto problematiku popisují např. odborné články [4, 11, 12] a ve světě je tato problematika řešena na univerzitách Chung Hsing na Taiwanu, Chongqing v Číně, na universitě v Nottinghamu, v CSIC laboratoři v Madridu a v laboratoři Automatique de Grenoble ve Francii [2]. Dále dynamiku šnekového soukolí řeší na Technické universitě v Bratislavě ve spolupráci s VUT Brno, Ústavem mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky [17]. V rámci projektu MPO ČR byl vyvíjen pasivní elektronický dálkoměr POED, při kterém byl popsán šnekový převod v rámci dynamických vlastností pro danou aplikaci [1].

Dalším okruhem je modelování mechanické osy C jako vícehmotové soustavy pro přesnější zjišťování vlastních tvarů kmitů a vlastních frekvencí. Pro modelování dynamických soustav a jejich řízení je k dispozici mnoho literatury. V dnešní době jsou tyto problémy řízených dynamických soustav řešeny v Laplaceově či Z transformaci, většinou v prostředí Matlab-Simulink, nebo jako vícehmotový dynamický systém přímo v prostředí MKP v programu Adams.

Posledním velkým okruhem je tvorba komplexního simulačního modelu řízení osy C v prostředí Matlabu-Simulink.

2.2 Cíle disertační práce

Cílem této disertační práce je vyvinout co nejpřesnější simulační model pro získávání dynamických vlastností osy C pro prototyp multifunkčního soustružnického centra a tento model verifikovat na prototypu stroje. Tento model musí být vytvořen na základě co nejúplnějšího popisu celé mechanické soustavy osy C a jejího řízení. Musí proto zahrnovat všechny podstatné vlastnosti celku. Pro podporu sofistikovaného modelu musí být velice přesně stanoveny parametry jednotlivých komponent, jmenovitě:

- momenty setrvačnosti,
- tuhosti,
- tlumení,
- tření ve šnekovém soukolí,
- prověření linearity těchto parametrů.

Pro stanovení těchto parametrů musí být použity co nejmodernější teorie a prostředky výpočetní techniky. Pro verifikaci simulačního modelu budou prováděna měření dostupnými měřicími prostředky na skutečném smontovaném a zaběhnutém prototypu stroje v prostředí firmy TOS, a.s., v Čelákovcích.

Pro dosažení cílů disertace je nutné provést posupně následující dílčí kroky:

- rozčlenění a zhodnocení vhodnosti různých koncepcí konstrukce a konstrukčních variant osy C,

- komplexní posouzení vybrané koncepce pohonu osy C z hlediska přesnosti, životnosti vzhledem k předepínacím cyklům, ceny, dynamické stability a parametrů pro obrábění,
- identifikace průběhu třecí síly ve šnekovém soukolí prototypu osy C,
- získání citlivostní analýzy jednotlivých prvků sestavy na dynamické vlastnosti celku,
- navržení vhodných metod měření přechodových charakteristik pro zjišťování dynamických vlastností osy C,
- verifikace komplexního matematického modelu porovnáním s naměřenými hodnotami na prototypu osy C soustružnického stroje,
- specifikace výhod a nevýhod samosvornosti šnekového soukolí pro navrženou dynamickou mechanickou soustavu,
- měření a statistické vyhodnocení opakované přesnosti najetí na danou úhlovou polohu.

3. Současný stav konstrukčních koncepcí os C pro obráběcí stroje

Osa C u soustružnických strojů je především používána pro mimoosé operace jak na čele, tak na plášti rotačního tělesa. Jedná se zejména o frézování ploch, vrtání děr v přesné úhlové poloze a v poslední době je osa C je také používána pro výrobu ozubení na víceosých soustružnických strojích. U strojů prezentovaných na veletrzích s obráběcími stroji je osa C řízena jak v rychlostní, tak i v polohové smyčce. Většinou se jedná o pomalé rotační pohyby, ale s velmi vysokou přesností, řádově až v úhlových sekundách. Osa C může všeobecně pracovat v horizontální, vertikální nebo i v obecné poloze. V našem případě se omezíme pouze na horizontální polohu. Na koncepcí os C již bylo ve světě uděleno několik patentů a s vývojem sofistikovaných servomotorů stoupá jejich použití v praxi. Koncepce se historicky vyvíjely od mechanicky zpřevodovaných až po dnešní řešení s přímými integrovanými pohony. Mezi tyto základní skupiny koncepcí se ještě vklínily koncepce kombinované, které využívají kladných vlastností obou základních skupin. Koncepce os C můžeme tedy rozdělit na tři základní skupiny:

- a) koncepce s mechanickými převody,
- b) koncepce s přímými pohony,
- c) kombinované koncepce.

3.1 Koncepce s mechanickými převody

Tato řešení jsou vývojově nejstarší, ale v řadě aplikací zatím nepřekonatelné. Jelikož jsou požadavky pohonů C os kladeny hlavně na přesnost a tuhost, používají se převody s ozubenými koly.

Je možné použít šnekové soukolí, ale i čelní soukolí, které je výrobně dostupnější. Obě dvě řešení ovšem nejsou bezvůlová. Čelní soukolí je pro řadu výrobců technologicky dostupnější, ale jedním soukolím oproti šnekovému soukolí není možné vytvořit tak velký převod. U šnekového soukolí je možné dosáhnout převod až 1:100, což má příznivý vliv na velikost kroutícího momentu a na necitlivost na velké změny velikosti momentu setrvačnosti obrobku. U těžkých strojů může kolísat hmotnost obrobku od 0 až do 6 t, což se projeví i na momentu setrvačnosti. Tento moment setrvačnosti jak ovlivňuje dynamiku stroje, tak především nastavení jednotlivých parametrů regulátorů servopohonu, které nelze při každé změně obrobku systémově měnit. Velkou nevýhodou těchto koncepcí je kinematická chyba v soukolí v rámci jedné otáčky a hystereze způsobená vůlí a nelineární tuhostí v kontaktních plochách soukolí. Šnekové soukolí má navíc nepříznivé hodnoty účinnosti a tření. Tření má

sice kladný efekt v podobě tlumení dynamické soustavy, ale i nepříznivý efekt z hlediska trhavých pomalých pohybů. Pro přísná kritéria přesnosti osy C je nutné převodový mechanismus zbavit vůle. To je možné buď mechanicky silovým předepnutím (Obr. 1), nebo elektronicky řízením v režimu Master-Slave, viz kapitola 2.2.2. Silové předepnutí má nevýhodu v životnosti šnekového soukolí i soukolí čelního, protože se musí nastavit při montáži stroje a potom pouze s opotřebením dotahovat. Elektronické předepnutí je možno ovlivnit podle technologického procesu. Předepnutí je možné také řešit hydraulickým mechanismem, který je také možné řídit a přesně nastavovat.



Obr. 1: Koncepte se šnekovým převodem firmy HASS [23]

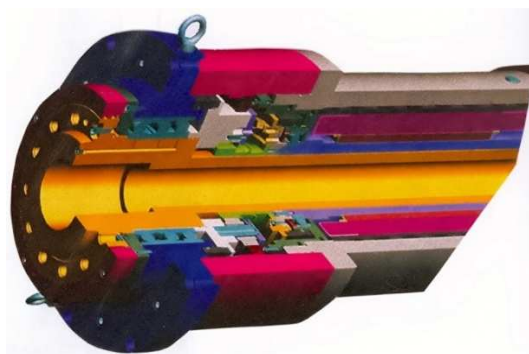
3.2 Koncepte s přímými rotačními pohony

Tato řešení jsou vhodná spíše pro rychlé polohování a přesné najíždění jednotlivých úhlových poloh. Nejsou však vhodná pro velké zátěže a velké těžké obrobky kombinované s lehkými. Konstrukčně jsou tato řešení jednodušší, ale bohužel to neznamená, že jsou levnější, protože se sofistikovanost řešení skrývá v řídicích modulech. Z principu je možné použít pro servopohony v režimu osy C jak motory synchronní, tak asynchronní. V Evropě jsou rozšířené spíše synchronní vřetenové motory, v Asii prostřednictvím firem produkujících řídicí systémy a servopohony Fanuc a Mitsubishi, spíše asynchronní. Vůbec nejjednodušším provedením osy C je zapojení asynchronního motoru, který je přes převod do pomala vůči vřetenu řízen v polohové a rychlostní regulační smyčce. Toto řešení není příliš přesné, řádově v minutách úhlového stupně. Přesto řada asijských výrobců toto řešení prezentuje jako řádnou osu C.

Na trhu s přímými rotačními pohony jsou jak momentové motory (torque-motory) – viz Obr. 2a, které jsou určeny pro velké kroučící momenty, ale pro nízké otáčky, tak motory vřetenové (spindel-motory) – viz Obr. 2b, které jsou vhodné pro nižší kroučící momenty, ale vyšší otáčky. Z hlediska zástavbových rozměrů jsou pro soustruhy spíše vhodné vřetenové motory, protože mají menší vnější průměr, který má velký význam pro realizaci kinematiky stroje. Momentové motory jsou spíše vhodné pro vertikální osy C u karuselů nebo vertikálních obráběcích center s otočným stolem.



Obr. 2a: Torque motory [15]



Obr. 2b: Kombinovaná koncepce [10]

Nevýhodou obou konstrukcí přímých pohonů je neexistence mechanického převodu, což může mít za následek dynamickou nestabilitu osy C. Dalším problémem je, že v takovéto koncepci není téměř žádné tlumení. Jak už bylo zmíněno v kapitole 2.1.1, tato koncepce je velice citlivá na velkou změnu momentu setrvačnosti obrobku. Z toho plyne, že se spíše hodí na menší stroje.

3.3 Kombinované koncepce

Tato řešení využívají výhod obou předchozích koncepcí a je možné je opět rozdělit do dvou skupin. Za první skupinu, kterou tvoří mechanické převody s elektronickým vymezením vůle, za druhou skupinu, kterou tvoří konstrukce s přímými pohony pro jemnou osu C a s přepnutím na převodový mechanismus pro silové hrubovací cykly. Pro tento případ je do uložení vřetene integrována planetová převodovka v převodovém poměru 1:4. Tato koncepce umožňuje soustružnický krouticí moment 2000 až 3000Nm. Zástavbové rozměry jsou v tomto případě také velice příznivé. Při použití této převodovky je ovšem přesnost osy C omezena horší tuhostí planetové převodovky. Na Obr. 2b je uvedeno řešení od firmy Waldrich-Coburg pro stroj určený k hrubování i přesnému polohování v ose C.

3.4 Porovnání vlastností jednotlivých koncepcí

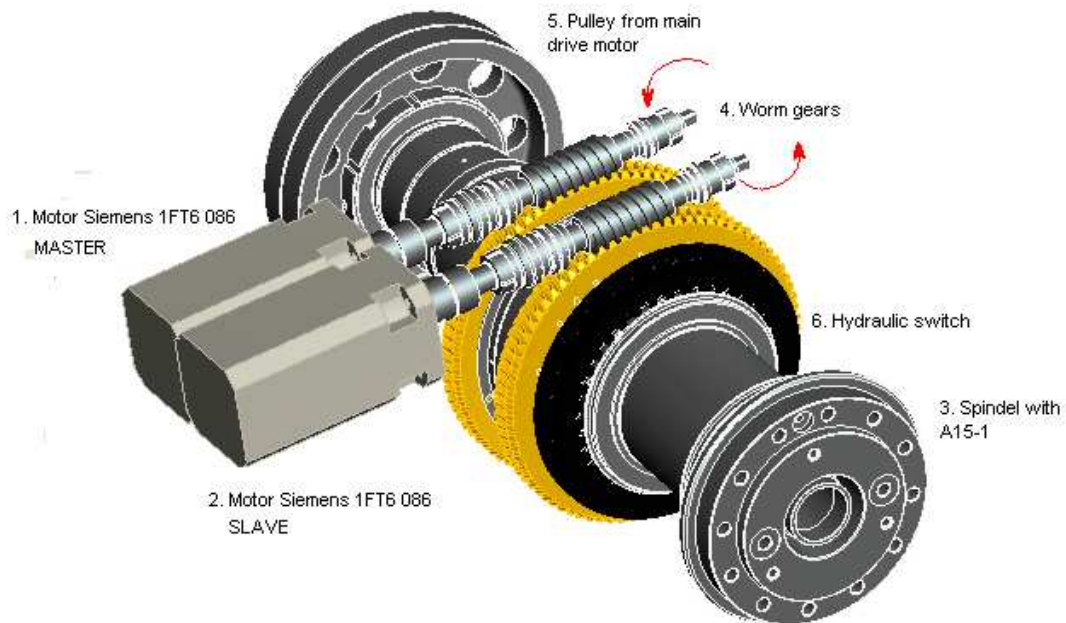
Pro porovnání tří dříve popsaných koncepcí byla zvolena metoda hodnocení pomocí bodů. Bodový rozsah je 1-3, kde 1 bod znamená nejlepší hodnocení, a 3 body znamenají nejhorší hodnocení. Dále jsou hodnoceny zvláště parametry pro malé obrobky a pro kombinaci malých a velkých obrobků.

Tab. 1. Vyhodnocení koncepcí os C

Parametry/koncepce	Koncepce s mechanickými převody	Koncepce s přímými pohony	Koncepce kombinované
<i>Přesnost polohování</i>	3	1	1
<i>Kroutící moment</i>	1	3	1
<i>Rychlost polohování</i>	3	1	2
<i>Dynamické stabilita</i>	2	3	1
<i>Vliv opotřebení na přesnost</i>	3	1	2
<i>Cenové náklady</i>	1	2	3
<i>Kvalita interpolace osy s jinými osami</i>	3	1	2
<i>Výrobní a montážní náročnost</i>	3	1	2
<i>Zástavbové rozměry</i>	2	1	3
<i>Tepelná stabilita</i>	3	2	1
<i>Široký rozsah velikostí obrobků</i>	1	3	1
<i>Celkové hodnocení</i>	24	19	19
<i>Malé obrobky</i>	nevhodné	vhodné	méně vhodné
<i>Malé-velké obrobky</i>	vhodné	nevhodné	velmi vhodné

3.5 Podrobný popis zvolené koncepce

Hlavní vřetenno stroje, na kterém je osa C realizována, je pro soustružnické operace poháněna asynchronním vřetenovým motorem o výkonu 71kW. Pro potřebu vysokého kroutícího momentu je pohon zpřevodován do pomala planetovou dvourychlostní převodovkou a stálým řemenovým převodem. Dvourychlostní převodovka umožňuje převod 1:1 a 1:4 a řemenový převod je realizován ozubenými řemeny s ozubením ve tvaru šípů. Tato konstrukce ozubeného řemene je příznivá především z hlediska hluku. Pro potřebu frézovacích a vrtacích operací je tento hlavní motor odpojen neutrální polohou převodovky. Šnekové převody poháněné dvěma synchronními servomotory 1FT6086 od firmy Siemens řízenými v režimu Master-Slave jsou hydraulicky zařazeny na vřetenno – viz Obr. 3. Hydraulický válec je implementován do zbylého prostoru na plášti vřetenno mezi šnekovými koly a zadním uložením [15]. Po aktivaci hydraulického válce je tímto hydraulickým válcem zasunuto přesné Hirtovo ozubení, které pevně spojí nosič šnekových kol s vřetenem.



Obr. 3: Konstrukce osy C stroje TT75, [V2]

Režim Master-Slave umožňuje řídicím systémem stroje měnit parametry elektrického předepnutí mezi oběma servomotory. Předepnutí servomotorů vymezí při držení polohy ve vazbě výrobní vůli ve šnekovém soukolí. To je realizováno opřením boků zubů obou šneků na protilehlých zubech šnekových kol opačným působením kroutcích momentů obou servomotorů. Při rotačním pohybu se postupně opačné smysly působení kroutcích momentů přemění na stejné. Stále ale zůstane konstantní rozdíl těchto momentů, který vytváří předepnutí i za pohybu. Řezný proces, který je realizován většinou vícebřitým nástrojem, s sebou přináší kolísání potřebného kroutcího momentu, a proto je nutné předem technologicky určit, jak velké předepnutí servopohonů je potřeba, aby nedošlo při proměnné zátěži k odlehnutí boku zubu na šnekovém kole. Na odlehnutí zubů v zubové mezeře má vliv pouze záporná část amplitudy výchylky kroutcího momentu. Tento stav vzniká při změnách směru otáčení a při technologickém cyklu s pulsujícím kroutcím momentem. Moment předepnutí se tedy volí pouze z velikosti záporné části amplitudy kroutcího momentu z řezného procesu a dále se podělí převodem šnekového soukolí. Ovšem v případě změny směru otáčení pod zatížením je nutno počítat přímo s velikostí kroutcího momentu zátěže.

4. Stručný popis prototypu stroje, na kterém je aplikována osa C



Obr. 4: Stroj TT75

Multifunkční soustružnické centrum Tosturn (dále jenom TT75 – Obr. 4), které bylo vyvinuto firmou TOS, a.s., je produkčním strojem pro plně automatické (poloautomatické) obrábění rotačních dílců hřídelového nebo přírubového typu s velmi vysokou přesností, a to včetně pětiosého obrábění. Stroj TT75 je předurčen pro tyto technologické operace:

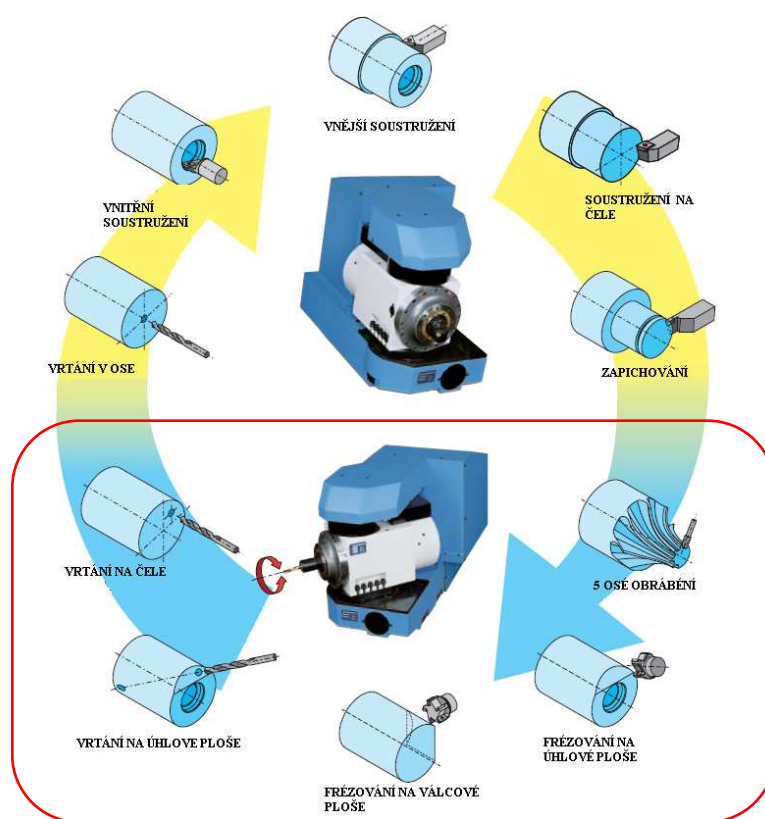
- soustružení,
- frézování na válcové i čelní ploše,
- vrtání otvorů do čelní i válcové plochy,
- odvalování ozubení s malým modulem,
- válečkování pro kalibraci nebo zlepšení drsnosti povrchu,
- vyvrtávání dlouhých přesných otvorů pomocí vrtací tyče.

Stroj má díky modulárnímu řešení širokou možnost modifikací pro různé délky obrobků a především různých technologií. Délkové varianty pro samotnou délku obrobku jsou 2000, 3000, 4000, 5000 a 6000 mm. Pro modifikaci technologií je možné volit stroj s protivřeteníkem nebo s koníkem. Dále je všechny délky stroje možné doplnit o spodní lunetový suport nebo nástrojové suporty. Nástrojové vybavení je možné volit mezi upínacím systémem Capto C6 nebo Capto C8. Pro automatickou výměnu nástrojů je v levé části stroje umístěn bubnový zásobník s kapacitou 40, 60 nebo 80 nástrojů. Nástrojová hlava umožňuje úhlové nastavení polohy v ose B i aplikaci rotační osy v podobě nástrojového vřetená. Horní nástrojový suport je pohyblivý v ose Z1, Y1 a X1 a všechny tyto osy jsou vybaveny lineárním odměřováním optickými absolutními pravítky firmy Heidenhain. Hlavní vřeteník je poháněn motory buď 55, 71 nebo 100kW. Pro přesné rotační polohování jsou dále hlavní vřeteník i protivřeteník vybaveny osou C. Lineární posuvy jsou řešeny buď kuličkovými šrouby, nebo ozubeným hřebenem a pastorky. Stroj je plně kapotovaný. Pro automatický odvod třísek z pracovního prostoru je stroj doplněn dopravníkem třísek s filtrací řezné kapaliny. Tlak řezné

kapaliny je možné regulovat frekvenčním měničem pohonu čerpadla do hodnoty 40bar. Stroj je vybaven řídicím systémem Sinumerik 840D.

4.1 Technologické možnosti vyplývající ze zvolené koncepce osy C

Osa C je v době multifunkčních strojů nepostradatelnou rotační technologickou osou, která zaručuje jak přesné úhlové polohování, tak i plynulé řízení při rotačním pohybu s obrobkem. U soustružnických multifunkčních center je většinou požadováno vrtání na plášti a na čele válcové nebo jinak tvarově náročné součásti, ovšem mimo osu rotace. Dále osa C je společně s osou X řízená pomocí řídicího modulu Transmit. Transmit jako plynulé frézování, a to v pravoúhlých souřadnicích. Pro frézování na válcové ploše osa C zajišťuje přesnou úhlovou polohu. Využitím osy C je možné také frézovat ozubení a drážky charakteru vaček na plášti obrobku. Při pětiosém obrábění zejména lopatkových profilů je plynulé řízení osy C také samozřejmostí. Technologické možnosti stroje TT75 s osou C jsou přehledně uvedeny na obr. 5.



Obr. 5: Technologické možnosti stroje TT75 s osou C

4.2 Technické parametry stroje

Základní technické parametry stroje TT75, relevantní k obsahu této práce, jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2. Základní technické parametry stroje

Základní technické parametry stroje	
Oběžný průměr nad ložem	1000mm
Maximální obráběný průměr	750mm
Vzdálenost mezi hroty	2000,3000,4000, 5000,6000mm
Dráha pojezdu v ose X1,Y1,Z1	782,210, dle délkové varianty
Max. hmotnost obrobku	3000kg
Hmotnost základního provedení stroje	42 000kg
Hlavní vřeteník (protivřeteník)	
Zakončení vřetene	A2-15
Vrtání vřetene	128mm
Výkon hlavního vřeteníku	55, 71kW
Kroutící moment v režimu S1 100%	3600/3254Nm
Převod mezi motorem a vřetenem	1:1,3; 1:5,2
Rozsah pracovních otáček na vřetenu	10 - 1900min ⁻¹
Doporučené velikosti sklíčidel	500,630,800
Koník	
Zdvih pinoly/ průměr pinoly	180/220mm
Velikost upínacího kužele	Ø120mm/1:100
Horní suport	
Rychloposuv osy X1,Y1,Z1	20,12,30m/min
Maximální síla pro suport osy X1,Y1, Z1	20, 25,18kN
Maximální síla při zpevněné ose Y1	40kN
Nástrojová hlava	
Výkon nástrojového vřetena	29,3
Max. kroutící moment S1 100%	200Nm
Maximální otáčky nástrojového vřetena	6000min ⁻¹
Úhel plynulého natočení osy B	102,5 °
Indexace osy B	po 5°
Přesnost nastavení polohy osy B	±4''
Opakovatelnost nastavení polohy při zaindexování	±1,5''
Opakovatelnost nastavení polohy bez indexace	±5''
Přesná rotační osa C1, C2	
Maximální kroutící moment S1 100%	1500Nm
Rozsah otáček Osy C1, C2	0-25min ⁻¹
Přesnost nastavení polohy	±12''
Opakovatelná přesnost nastavení polohy	±2''
Typ šneku	jednochodý
Způsob odměřování osy	Přímé na vřetenu

4.3 Porovnání parametrů osy C s konkurenčními stroji

Porovnání parametrů osy C stroje TT75 s konkurenčními stroji je provedeno v tab. 3.

Tab. 3. Porovnání konkurenčních os C

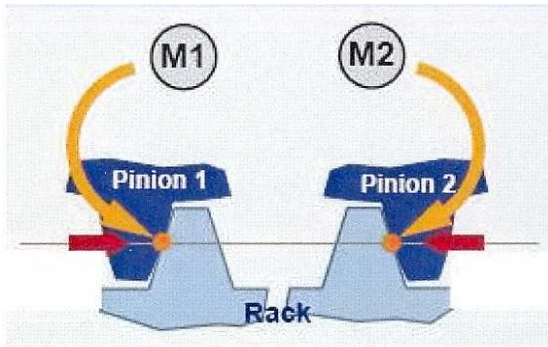
Stroj/parametry	Koncepce	Země původu	Rozsah otáček	Kroutící moment S1	Přesnost polohy	Opakovaná přesnost polohy
TT75	kombinovaná	ČR	0 – 25min ⁻¹	1500 Nm	±12''	±2''
MULTICUT C 500	přímý pohon	ČR	0 – 350min ⁻¹	700 Nm	±3,6''	
WFL Millturn M80	mechanická	Rakousko				
Mazak Integrex e-650 H-S 2000	přímý pohon	Japonsko	0 – 555min ⁻¹	724 Nm	±3,6''	
Mori -Seiki	Přímý pohon	Japonsko				
Winegartner	mechanická	Rakousko	0 – 30min ⁻¹	5125 Nm		

5. Podrobný popis řídicího modulu Master-Slave

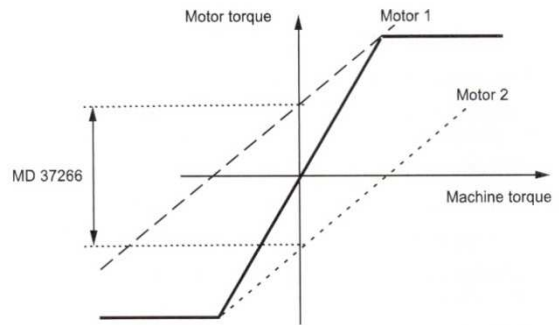
Hlavní význam řídicího modulu Master-Slave spočívá v možnosti mechanického spojení dvou a více os s oddělenými motory. Druhou aplikací je kompenzace vůle vytvoření předepínacího momentu v ozubených převodech. Režim Master-Slave funguje na principu spojení rychlostních vazeb obou motorů a navíc je PI regulátorem udržován konstantní rozdíl momentů motorů. Předepínací moment je v parametrech modulu firmy Siemens označován jako MD37264\$MA_MS_TENSION_TORGUE. Hodnota se udává v procentech kroutícího momentu vůči jmenovitému kroutícímu momentu motoru [14].

Při spuštění provozu osy C v režimu Master-Slave se nejprve musí na pohonu s převodem ozubenými koly, v našem případě šnekovým soukolím, nastavit předepnutí tak, aby na jednom šnekovém kole byl opřen šnek o pravý bok zubu šnekového kola a druhý šnek o levý zub šnekového kola (Obr. 6). Tím se dosáhne nastavení definované polohy s určitou chybou, která vzniká rozdílnou vzdáleností obou šneků od boků zubů v rámci rozdílné zubové vůle a kinematické chyby ozubení. Tato chyba je ovlivněna přesností, se kterou jsou šnek se šnekovým kolem vyrobeny, a momentální polohou šneku v zubové mezeře. Bok zubu šnekového kola, který se dříve dostane do vazby se šnekem, určuje mikropohyb při nastavování počátečního předepnutí. Aby nedocházelo k opotřebování pouze jednoho boku zubu, je možné změnit smysl působení kroutícího momentu obou servomotorů a tím i stranu zubu, kde se nachází kontakt šneku se zubem šnekového kola [14].

Dalším případem, kdy potřebujeme předepnutý bezvůlový provoz osy C, je plynulé polohování pod zátěží. Pro tento případ řídicí modul Master-Slave udržuje trvale konstantní hodnotu předepínacího momentu. To znamená, že při počátku pohybu nejprve motor Slave působí zápornou hodnotou momentu proti motoru Master a postupně se tento moment zmenšuje až do nuly a plynule přejde do stejného smyslu působení, jako motor Master, ale s konstantním rozdílem momentu (viz Obr. 7).

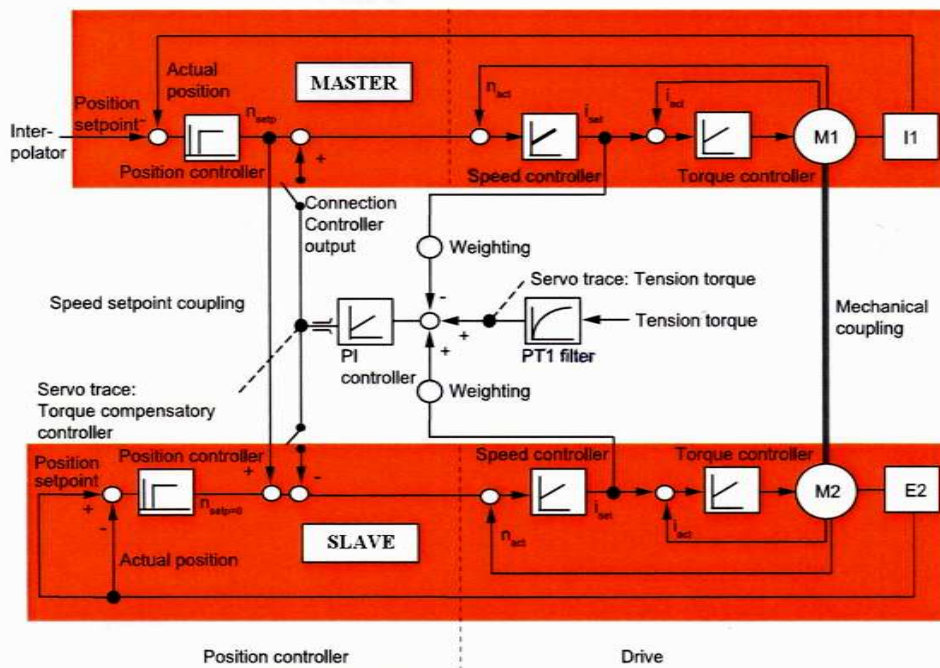


Obr. 6: Předepnutí na bocích zubů, [24]



Obr. 7: Předepnutí na bocích zubů, [14]

Z Obr. 8, na kterém je znázorněno blokové schéma řídicího modulu Master-Slave, je vidět propojení obou motorů. Motor Master je řízen v polohové, rychlostní, i momentové smyčce. Motor Slave je řízen pouze v rychlostní a momentové smyčce. Motory mohou být i rozdílné velikosti. Pro takovýto případ modul umožňuje nastavení vah velikosti momentů obou motorů. Jelikož motor Slave není řízen v polohové smyčce z odměřování, došlo by při abstraktním odstranění mechanické soustavy k změně polohy motoru Slave oproti motoru Master. Hodnotu momentu předepnutí je nutné zvolit tak velkou, aby nedocházelo k odlehnutí boků zubů, ale zároveň musí toto předepnutí zaručit překonání hodnoty tření a pohybu obou boků zubů do šnekových kol. Příliš velké předepnutí ale způsobuje velké opotřebení šnekového soukolí.

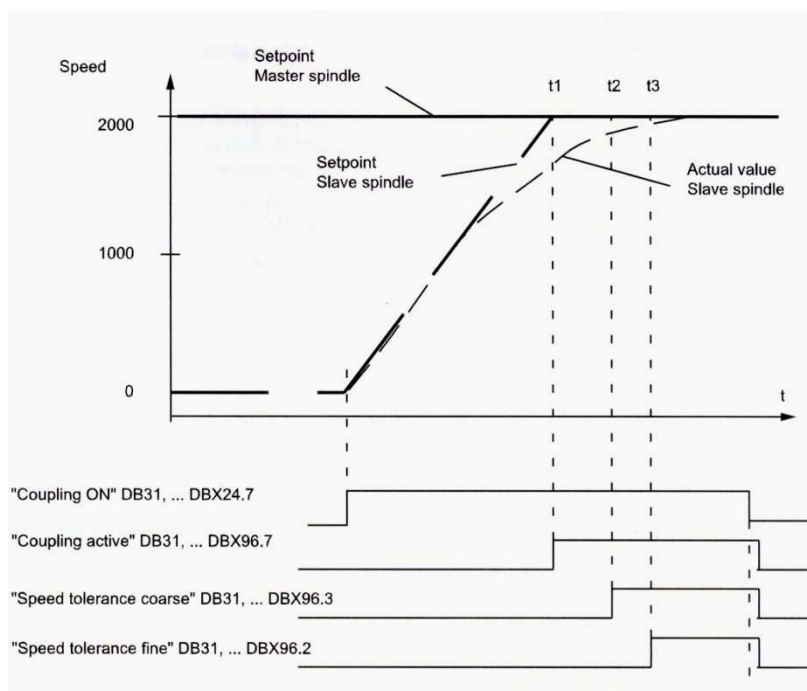


Obr. 8: Blokové schéma řízení Master-Slave [14]

Moment předepnutí je při porovnání s velikostmi momentů nastavovaných z motorů Master i Slave velice malý. Pro klidný a bezvůlový provoz je nutné nejprve nastavit rychlostní

regulátory obou motorů a polohový regulátor. Potom následuje nastavení PI regulátoru pro předepnutí. Při nastavování časů pro spínání motoru Slave je nutné dbát pokynů návodu firmy Siemens [10], protože to může ovlivnit průběhy odezev na skok rychlosti i momentu zátěže (Obr. 10). Každá nestabilita mezi motory má za následek neklidný chod a opotřebení šnekového soukolí.

Výhodou tohoto způsobu řízení je minimalizace opotřebení soukolí díky přesnému nastavování předepnutí podle požadavků technologie a existuje jen málo případů, kdy je třeba velká hodnota momentu předepnutí.



Obr. 9: Nastavení Slave motoru, [14]

6. Současný stav modelování dynamických vlastností řízených os

6.1 Modelování regulačních soustav

V současné době je každá regulační soustava polohovací osy se synchronními motory tvořena proudovou, rychlostní a polohovou smyčkou. Dalšími, ne již tak používanými způsoby řízení jsou Master-Slave (viz kapitola 5), dále Gantry osy, které jsou použity například při pohonu polohování stolu obráběcího stroje dvěma nezávislými kuličkovými šrouby. Pro výrobu ozubení existuje v nabídce firmy Siemens řídicí modul „Elektronická převodovka“.

Proudová smyčka

Proudová smyčka, která má v přímé větvi PI regulátor proudu, eliminuje vliv vnitřního indukovaného napětí, které působí proti napětí zdroje. Přenos regulátoru proudu je [7] roven:

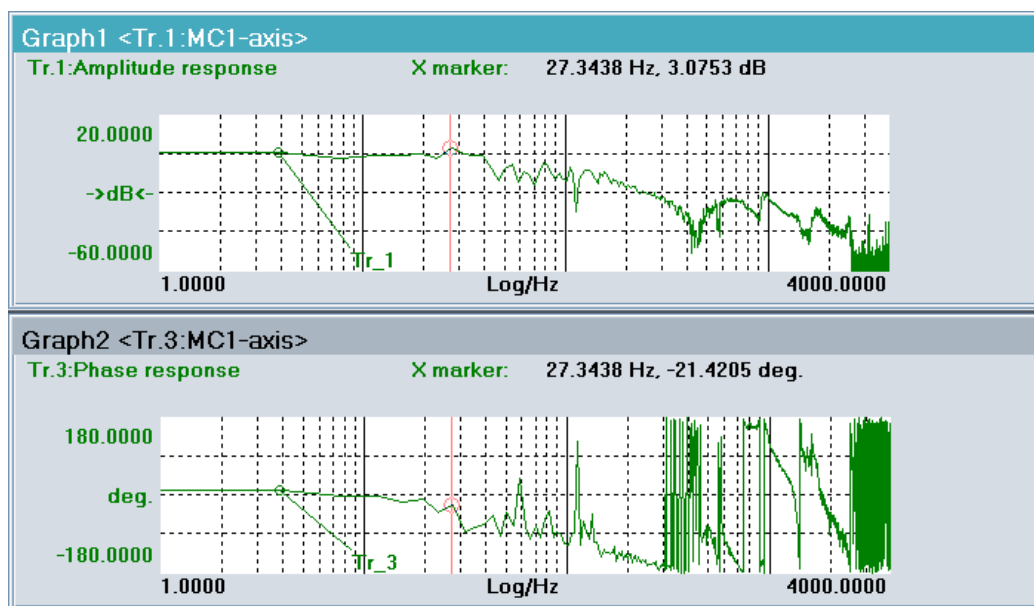
$$F(s) = K_{PI} \frac{1 + T_{NI}s}{T_{NI}s} \quad (1)$$

$K_{PI}[V/A]$ je proporcionalní zesílení,
 $T_{NI}[s]$ je integrační časová konstanta.

Nastavení parametrů proudové smyčky je nastaveno výrobcem a obvykle je vhodné jej akceptovat a nesnažit se jej optimalizovat při ožívování stroje.

Rychlostní smyčka

Rychlostní smyčka má opět v přímé větvi PI regulátor, který stanovuje požadovaný proud z rozdílu žádané a skutečné rychlosti. Takto stanovená hodnota proudu je přivedena na vstup rychlostní smyčky. Správné naladění rychlostního regulátoru je předpokladem pro následné kvalitní nastavení polohové smyčky. Při praktickém seřizování rychlostní smyčky se zpravidla vychází z amplitudo-fázové frekvenční charakteristiky (Obr. 10). Propustné pásmo rychlostní smyčky je v oblasti kmitočtů, kde není pokles větší než 3dB. Na grafu, který je na obrázku 10, je horní mezní kmitočet cca 40Hz [7].



Obr. 10: Příklad výstupu amplitudo-fázové charakteristiky ze stroje TT75

Přenos regulátoru rychlosti má stejný charakter jako regulátor proudu, tedy:

$$F(s) = K_P \frac{1 + T_N s}{T_N s} \quad (2)$$

$K_P \left[\frac{A}{rad.s} \right]$ je proporcionalní zesílení,
 $T_N[s]$ je integrační časová konstanta.

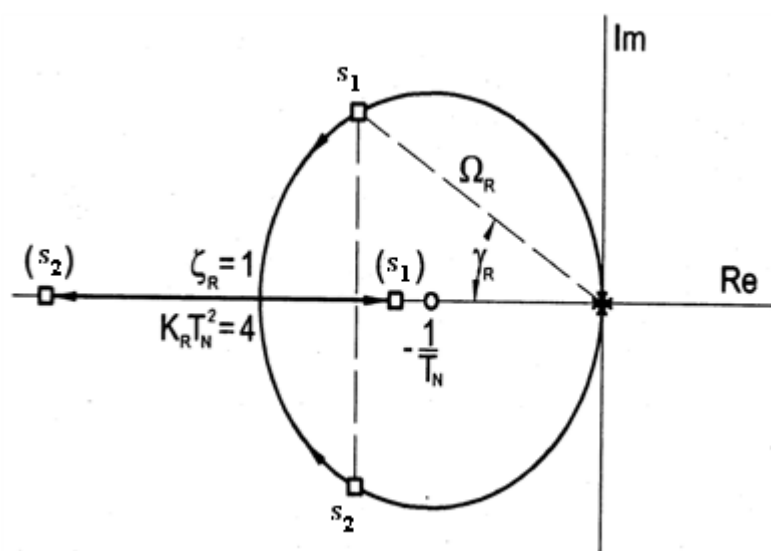
Seřizování PI regulátoru rychlosti je nutno začít tak, že se omezí vliv integrační složky, tak že se zvýší její hodnota. Tím je možné dosáhnout větší prvotní stability. Dále následuje nastavení hodnoty proporcionálního zesílení K_p . Hodnotu proporcionálního zesílení je nutno posuzovat vzhledem k amplitudové frekvenční charakteristice, protože při malém zesílení je vidět chování mechanické soustavy v podobě vlastních frekvencí. Při velkém zesílení se naopak vlivy mechanické soustavy potlačí [7].

Pro seřízení integrační složky regulátoru rychlosti je vhodné použít metodu GMK (Geometrická místa kořenů) - viz Obr. 11. Pro sestavení GMK jsou důležité tyto vztahy [7]:

$$\text{vlastní frekvence rychlostní zpětné vazby} \quad \Omega_R = \sqrt{K_R} \quad (3)$$

$$\text{poměrné tlumení} \quad \zeta_R = \frac{T_N \sqrt{K_R}}{2} \quad (4)$$

$$\text{celkové zesílení rychlostní smyčky} \quad K_R = \frac{K_P K_{Mcelk}}{J T_N} \quad (5)$$



Obr. 11: GMK rychlostní zpětné vazby[7]

Pro kvalitní stabilní regulaci je výhodné mít kořeny s_1 a s_2 co nejdále od počátku souřadnic komplexní roviny.

6.2 Více-hmotové dynamické soustavy

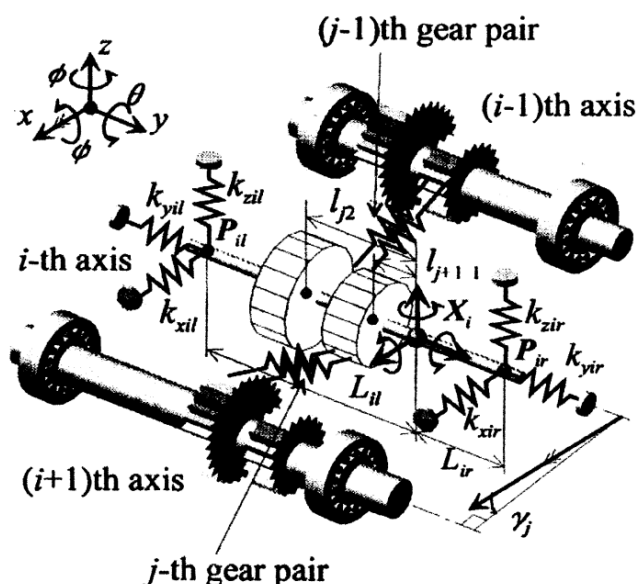
Každá mechanická soustava je soustavou se spojitě rozloženými parametry (hmotnostními, tuhostními, atd.). Této mechanické soustavě mohou být přiřazeny modelové objekty s parametry rovněž spojitými, nebo je možno provést jejich náhradu parametry diskrétními. Modelový objekt může být kombinací modelů spojitých a diskrétních. Diskretizací rozumíme postup modelování, při kterém se spojují, soustřeďují a koncentrují spojitě elementy modelové mechanické soustavy. [5].

Diskretizaci je dále ještě možné rozdělit na dvě skupiny. Na diskretizaci názornou a formální. Protože pro modelování mechanické soustavy jsou pro zpracování dizertační práce k dispozici pouze výpočetní prostředky pro názornou diskretizaci, budu se zabývat pouze touto diskretizací.

Názorná diskretizace obnáší modelový systém, který se rozloží na jednotlivé hmotné části (tuhá hmotná tělesa), jejichž vzájemné spojení je reprezentováno nehmotnými, pružnými a tlumícími elementy [5].

Dále pro diskretizaci platí, že na čím více těles se mechanická soustava rozdělí, tím větší počet vlastních frekvencí jsme schopni nacházet. Počet stupňů volnosti, neboli počet hmotných těles, souvisí s nejvyšší vlastní frekvencí. Proto je nutno zvážit, kolikátou vlastní frekvenci je potřeba vůbec hledat, protože každý stupeň volnosti navíc dělá výpočet složitějším.

Problematika více-hmotového modelování pro účely zjišťování vlastních tvarů a vlastních frekvencí je kvalitně zpracována v naší i zahraniční literatuře. Příklad více-hmotové dynamické soustavy je uveden na Obr. 12.



Obr. 12: Příklad více-hmotové soustavy [4]

Řešení diskrétního modelu mechanické soustavy vychází z pohybové rovnice druhého řádu v maticovém tvaru [21]:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Kq = 0 \quad (6)$$

M je matice hmotností ve tvaru:

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ \dots & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

B je matice tlumení ve tvaru:

$$B = \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 & 0 \dots\dots & 0 \\ -b_2 & b_2 - b_3 & -b_3 & 0 \\ \dots & -b_3 & b_3 - b_4 & -b_n \\ 0 & \dots\dots & -b_n & b_n + b_{n+1} \end{bmatrix} \quad (8)$$

K je matice tuhostí ve tvaru:

$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \dots\dots & 0 \\ -k_2 & k_2 - k_3 & -k_3 & 0 \\ \dots & -k_3 & k_3 - k_4 & -k_n \\ 0 & \dots\dots & -k_n & k_n + k_{n+1} \end{bmatrix} \quad (9)$$

q je vektor výchylek ve tvaru $q = [q_1, q_2 \dots\dots q_n]^T$ (10)

pro harmonické kmitání platí $q = u \cdot e^{i\alpha t}$ (11)

Pro výpočet vlastních frekvencí pro případ netlumeného kmitání platí, že musí být determinant:

$$\det[K - \Omega^2 M] = 0 \quad (12)$$

Kde Ω je diagonální matice vlastních čísel, M je matice hmotnosti, K je matice tuhosti

5.3 Nejpoužívanější výstupy ze simulačních modelů řízených os

Nejpoužívanější výstupy ze simulačního modelu řízených os, ať už lineárních, tak rotačních, jsou tyto (Obr. 13):

- odezva polohy na skok síly nebo kroutícího momentu (a),
- odezva polohy na skok rychlosti bez přednastavením polohy (b),
- odezva polohy na skok rychlosti s přednastavením polohy (c),
- přenosový úhel motoru v porovnání se suportem (d).

Tyto výstupy dostatečně charakterizují vlastnosti regulací řízené osy. Na průběh těchto výstupů mají vliv tyto parametry:

- mechanická soustava (tuhosti, rozložení momentů setrvačnosti a tlumení),
- nastavení proporcionální a integrační složky rychlostní smyčky PI regulátoru,
- nastavení proporcionálního zesílení K_v polohové zpětné vazby,
- výkonové parametry motoru,

Odezva polohy na skok síly nebo kroutícího momentu

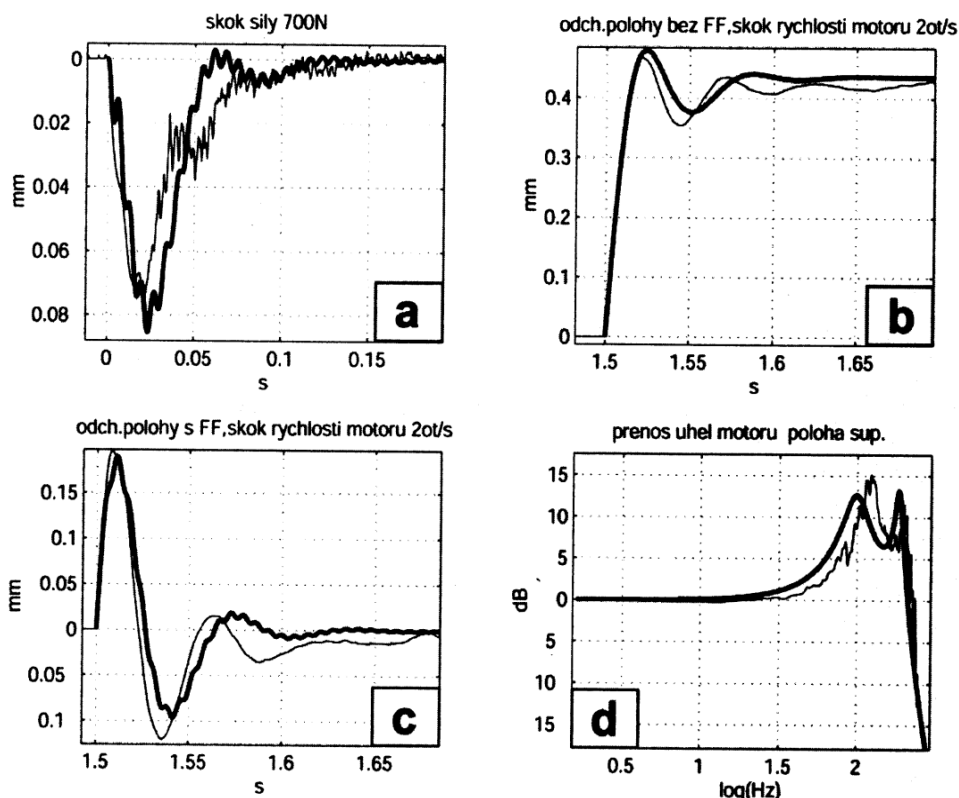
Tento ukazatel spolehlivě odhalí špatné nastavení regulátoru z hlediska poddajnosti při krátkodobém silovém zatížení včetně dynamického chování při návratu do požadované polohy. Tento ukazatel můžeme předem také ovlivnit správně dimenzovanou mechanickou soustavou. Technologické procesy frézování i vrtání většinou vytvářejí rázové zatížení pohonové soustavy. Regulace musí být nastavena tak, aby rázy byly co nejvíce zatlumeny a zároveň nevytvářely velké odchylky od nastavené polohy. To se následně kladně projeví na přesnosti interpolací i drsnosti povrchu.

Odezva polohy na skok rychlosti

Tento ukazatel svědčí o kvalitě nastavení rychlostního regulátoru. V případě takzvaného měkkého nastavení rychlostního regulátoru dochází k velkým odchylkám polohy. V případě přísného nastavení jsou malé výchylky od požadované polohy, ale průběh odezvy je většinou méně dynamicky stabilní. V manuálech firmy Siemens je stanoven limit pro překmit požadované polohy [15].

Přenosový úhel motoru v porovnání se supertem

Tento ukazatel charakterizuje samotný přenos mechanické soustavy včetně kmitání.



Obr. 13: Příklady nejpoužívanějších výstupů ze simulačních modelů [7]

Dalšími ukazateli kvality nastavení regulace jsou:

- frekvenční dynamická poddajnost polohy,
- rázová dynamická poddajnost polohy.

Frekvenční dynamická poddajnost polohy[7]

Obecný zjednodušený zápis má tvar:

$$|c(j\omega)| = \left| \frac{-j\omega}{JK_R K_V (T_N j\omega + 1)(\tau_v j\omega + 1)} \right| \quad [m/N] \quad (13)$$

Maximum poddajnosti nastává při rezonančním kmitočtu:

$$\omega_{rez} = \sqrt{\frac{K_V}{T_N}} \quad (14)$$

a je rovno [7]:

$$|c(j\omega)|_{MAX} = \frac{1}{J(T_N K_V + 1)} \quad (15)$$

Rázová dynamická poddajnost polohy[7]

Je chápána jako odezva soustavy na skokovou změnu síly nebo momentu. Laplaceův obraz pro zjednodušený případ má tvar:

$$\varphi(s) = \frac{M_k}{s} \frac{-s}{JK_R K_V (T_N s + 1)(\tau_v s + 1)} \quad (16)$$

Rozkladem na částečné zlomky a zpětnou Laplaceovou transformací dostaneme vztah:

$$\varphi(t) = M_k \frac{e^{-tK_V} - e^{-t/T_N}}{mK_R (T_N K_V - 1)} \quad (17)$$

Výpočet velikosti maximální výchylky:

$$[\varphi_{MAX}] = M_k \frac{1}{JK_R} \cdot \gamma \frac{\lambda}{1 - \lambda} \quad \lambda = T_N K_V \quad (18)$$

kde K_R je celkové zesílení rychlostní smyčky, K_V je zesílení polohové zpětné vazby, T_N je integrační časová konstanta regulátoru rychlosti a J je moment setrvačnosti soustavy.

7. Současný stav problematiky výpočtu torzní tuhosti šnekového převodu

7.1 Šnekové soukolí

Šnekové převody jsou charakteristické velkým rozsahem převodového poměru 1:10 až 1:100. Vysoké převodové poměry do pomala přinášejí vysokou zatížitelnost. Další důležitou kladnou vlastností je bezhlučný provoz vyvolaný zejména poměrně vysokým součinitelem tlumení oproti jiným druhům převodů. Pro konstrukci pohonů může být výhodou mimoběžnost os hřídelů. Mezi hlavní nevýhody patří nižší účinnost, než u čelního soukolí. Účinnost klesá s rostoucím převodovým číslem. Výroba šneku také nepatří k těm nejjednodušším. Změna šneku znamená změnu nástroje. Je známo několik variant provedení šnekového soukolí, a to:

1. válcový šnek – globoidní kolo,
2. globoidní šnek – čelní šnekové kolo,
3. globoidní šnek i kolo (nejpřesnější, ale drahé řešení).

Šnekové soukolí s válcovým šnekem je v praxi nejpoužívanější a výrobně je také z těchto tří variant nejjednodušší. Šnekové kolo je vyráběno frézováním odvalovacím způsobem. Odvalovací frézy pro výrobu šnekových kol mají ve výrobním programu firmy např. Fette, Sampotensili.

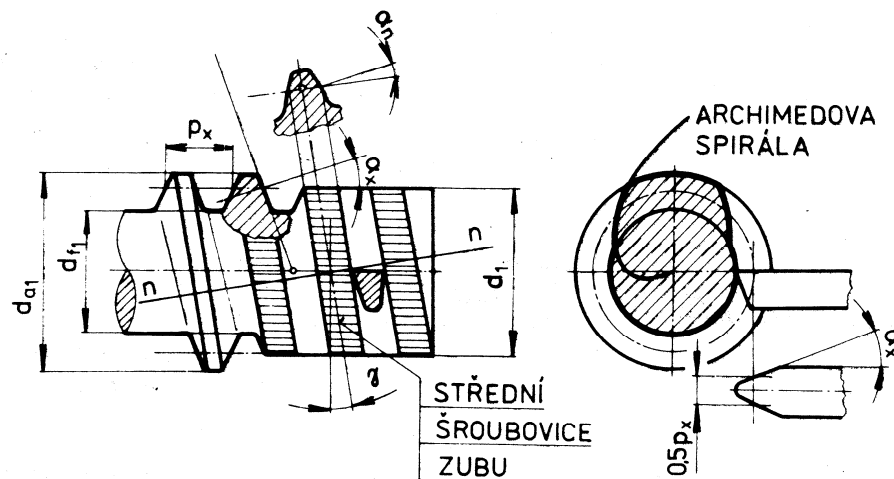
Podle typu ozubení se rozeznávají následující tvary šneku:

- a) typ ZN1 a ZN2 – s přímkovým profilem v normálním řezu zubu,
- b) typ ZI – evolventní, s přímkovým profilem v rovině tečné k základnímu válci,
- c) typ ZA – spirální s přímkovým profilem v osovému řezu.

Šnek tvarově i rozměrově určují tyto parametry:

- počet chodů (zubů) z_1 ,
- průměr roztečného válce d_1 ,
- pracovní délka l_1 ,
- druh ozubení ZN1, ZN2, ZI a ZA),
- parametry základního profilu (m -modul, α -záběrový úhel, c -osová rychlost šroubového pohybu, h_α -výška hlavy zubu, γ -úhel stoupání šneku).

Pro geometrické vysvětlení některých veličin je často použito osového řezu s označením x a normálního řezu s označením n . Na obrázku 14 je znázorněn šnek typu ZA, který je použitý na ose C TT75.



Obr. 14: Geometrie šneku ZA v osovém a normálním řezu [12]

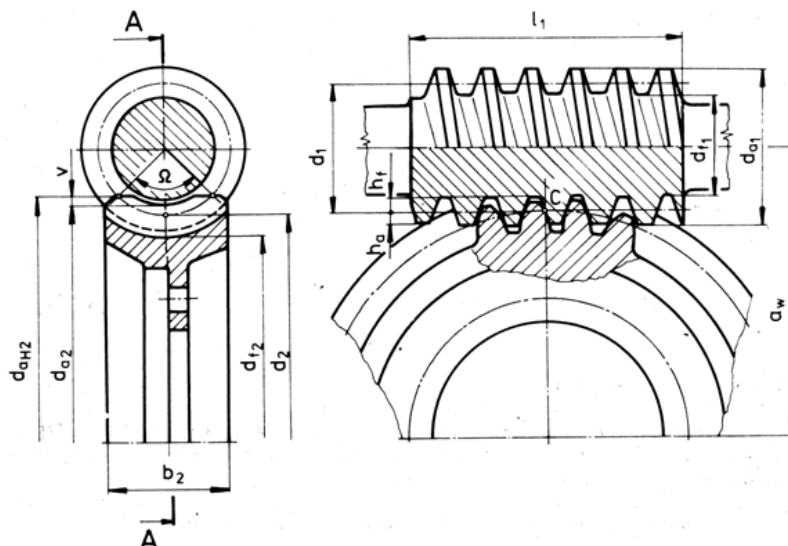
Šnek typu ZA je většinou vyráběn na soustruhu tvarovým nožem. Nevýhodou tohoto tvaru ozubení šneku je technologie broušení, protože je možné brousit speciálním tvarem kotouče pouze boční plochy řezu. ZA profil z důvodu složitosti broušení je omezen na úhly stoupání γ do 10° [12].

Výpočet pro průměr roztečného válce ZA ozubení je:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x}{\operatorname{tg} \gamma} \cdot z_1 \quad (19)$$

Šnekové kolo určují tyto geometrické parametry:

- počet zubů z_2 ,
- součinitel posunutí x_2 ,
- šířka věnce ozubení b_2 ,
- hlavové převýšení v ,
- průměr roztečné kružnice d_2 ,
- průměr hlavové kružnice d_{a2} ,
- průměr patní kružnice d_{f2} ,
- tloušťka zubu s_x ,
- šířka zubové mezery e_x .



Obr. 15: Geometrie šnekového převodu [12]

Tab. 4. Materiálové dvojice pro šnekový převod [12]

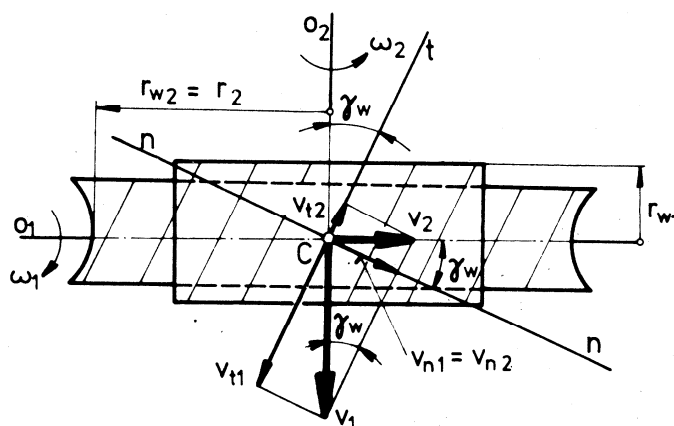
Provoz. poměry	ŠNEKOVÉ KOLO					ŠNEK		
	materiál	R _m (MPa)	R _e (MPa)	HB	E ₁₀ ⁵ (MPa)	ocel	HRC	
$v_k > 10$	cínový bronz	CuSn10P1	260	150	100	(0,75-1)	12 022	51..56
		CuSn12	260	150	100		14 331	
		CuSn10NiP1	290	170	120		16 240	
$v_k = (4..10)$		CuSn6Zn6Pb3	175	95	60	12 050	45..56	
		CuSn5Zn5Pb5	180	100	60	16 240		
$v_k < 4$	hliníkový bronz	CuA19Fe3	500	250	100	0,75	14 140	45..50
		CuA10Fe4Ni4	650	300	170		14 331	
	mosaze	Cu66A16fe3M n2	650	240	160	(0,9 -1)	14 331	
		Cu58Mn2Pb2	300	140	100		14 331	
$v_k < 2$	šedá litina	422415	170		200	(0,75-1)	12 050	35..38
		422418	200		220		12 050	
		422424	260		240		12 050	
		422428	280		250		12 050	

Rychlostní poměry ve šnekovém soukolí [12]:

Podmínkou pro to, aby byly zuby v kontaktu, je nutné, aby byly normálové rychlosti šnekového kola a šneku v_{n1} , v_{n2} v bodě C na obrázku 16 stejné. Bod C je centrálním bodem, který je tvořen průnikem roztečné kružnice kola d_{w2} a šroubovým válcem d_{w2} .

Kluzná rychlost je dána vztahem:

$$v_k = v_{t1} - v_{t2} = r_{w1} \omega_1 \cos \gamma_w - r_{w2} \omega_2 \sin \gamma_w \quad (20)$$



Obr. 16: Rychlostní poměry šnekového převodu [12]

Záběrové poměry [12]:

Rozbor záběrových poměrů lze provést pouze přibližně, a to pomocí rovinných řezů, rovnoběžných s řezem hlavním. V každém řezu je možné vyšetřit čáru záběru. V hlavním řezu je to úsečka \overline{AE} . Jednotlivé záběrové úsečky z paralelních rovin po spojení vytvoří plochu záběru. Důležitým ukazatelem pro dimenzování šnekového soukolí je vzájemná poloha dotykové čáry kluzné rychlosti v_k . Úhel odklonu γ vytváří klínovou mezeru mezi boky zubů. To má příznivý vliv při proudění maziva, protože vzniká vztaková klínová mazací vrstva. Záběrové poměry u šnekového soukolí charakterizuje součinitel trvání záběru ε_α :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{AE}}{\pi \cdot m_x \cos \alpha_x} \quad (21)$$

Silové poměry šnekového soukolí [12]:

Vzájemné působení šneku a šnekového kola, které probíhá v záběrové oblasti, je nahrazeno statickým systémem osamělých sil, působících v centrálním bodě C. Rozbor sil v centrálním bodě C je vidět na obrázku 17.

Nahrazení normální zátěžné síly F_N na složky:

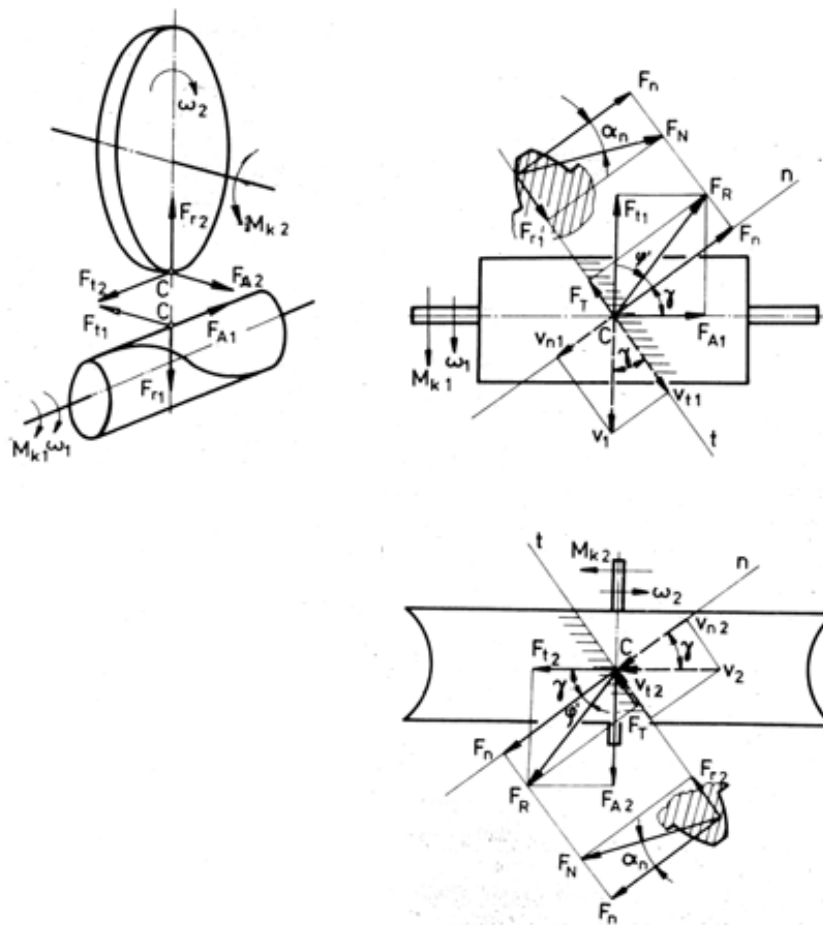
$$F_n = F_N \cos \alpha_n \quad (22)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_N \sin \alpha_n = F_n \operatorname{tg} \alpha_n \quad (23)$$

Další důležitou složkou síly je síla třecí F_T , která je orientovaná proti směru rychlosti v_t

$$F_T = f F_N = \frac{f}{\cos \alpha_n} F_n = F_n \operatorname{tg} \varphi' \quad (24)$$

Součet sil F_n a F_T vede k výslednici F_R , která je rozložitelná na složky obvodovou a axiální.



Obr. 17: Silové poměry ve šnekovém převodu [12]

Dalším důležitým parametrem pro výpočet a optimalizaci konkrétní aplikace šnekového převodu je účinnost. Účinnost šnekového převodu můžeme ovlivnit úhlem stoupání šneku. Dále je možné úhel stoupání zvětšit počtem chodů šneku.

Účinnost ozubení je vyjádřena vztahem [12]:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{F_{t2}v_2}{F_{t1}v_1} = \frac{F_R \cos(\gamma + \varphi') \frac{v_n}{\cos \gamma}}{F_R \sin(\gamma + \varphi') \frac{v_n}{\sin \gamma}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (25)$$

V rámci dimenzování šnekového převodu pro aplikaci osy C na stroji TT75 je výhodné, aby byl převod samosvorný z důvodu zmenšení počtu dílců, které mohou svojí torzní poddajnosti nepříznivě ovlivnit chování mechanické soustavy osy C a dále zatlumení rázů z obrábění, které vznikají při použití vícebřitých nástrojů. Samosvorné převody ale mají negativní vliv na účinnost. Samosvornost je dána podmínkou:

$$\gamma < \varphi' \quad (26)$$

kde γ je úhel stoupání a φ' je třecí úhel.

Dimenzování šnekového soukolí probíhá v těchto etapách:

1. výpočet kontaktního napětí,
2. pevnostní výpočet na ohyb,
3. kontrola na oteplení.

Výpočet na kontaktní napětí

Výpočet tohoto napětí má význam pro porovnání s osvědčenými hodnotami pro spolehlivý provoz.

Pevnostní výpočet na ohyb

Zuby šnekového kola je možné kontrolovat jako čelní kola se šikmými zuby dle ČSN 014686.

Kontrola na oteplení

Předpoklad pro správné dimenzování průtokového olejového mazání vychází z teorie, že všechna zmařená mechanická energie v převodu je přeměněna na teplo, které je nutno odvést tak, aby olej vracející se ze šnekového soukolí nebyl příliš přehřátý.

Nejčastější mechanické poruchy:

- a) zadírání ozubení (spíše u tvrdších materiálů kol),
- b) tvorba pittingů na bocích zubů kola,
- c) opotřebení boků zubů,
- d) únavový lom v patě zubu,
- e) nepřípustné oteplení oleje.

7.2 Možnosti analytického výpočtu torzní tuhosti šnekového soukolí

V předchozí kapitole byl popsán šnekový převod z hlediska geometrie, z hlediska rychlostních podmínek, silových poměrů a z hlediska dimenzování vůči zatěžovacím silám a provozním parametrům. Výpočet šnekového soukolí, které je použito pro konstrukci osy C, bude podrobně probráno v kapitole 8.1. Dalším důležitým parametrem šnekového soukolí je jeho torzní tuhost po překonání určité dráhy, která překoná výrobní vůli soukolí. Torzní tuhost soukolí bude dále použita pro vícehmotový dynamický model vytvořený pro zjišťování mechanických frekvencí a dále bude hodnota torzní tuhosti šnekového soukolí vstupovat do komplexního simulačního modelu osy C v podstruktuře mechanická soustava. Problematikou výpočtu tuhosti šnekového soukolí v místě kontaktu se zabývá tým odborníků na universitě Trent v Nottinghamu. Dále se konkrétní problematikou optimalizace geometrie šnekového soukolí zabývá odborný tým na universitě Chongqing v Číně a na universitě Chung Hsing na Taiwanu. Optimalizace kontaktních ploch nebo optimalizace vlastních frekvencí obnáší kombinaci numerických výpočtů se znalostí přesné geometrie ozubení. Další možností pro optimalizaci je 3D nebo 2D simulace metodou konečných prvků (dále FEM). V článku [36] je také řešena numerická optimalizace šnekového soukolí s ohledem na vlastní frekvence. Také v České republice je toto téma řešeno. V rámci grantového projektu MPO ČR je vyvíjen pasivní elektronický dálkoměr, kde je použit šnekový převod. V článku [1] je řešena problematika vlivu nelineárních tuhostí ve šnekovém soukolí na kvalitu výstupního kroutícího momentu.

Numerické výpočty rozložení tlaku v kontaktní ploše [9]

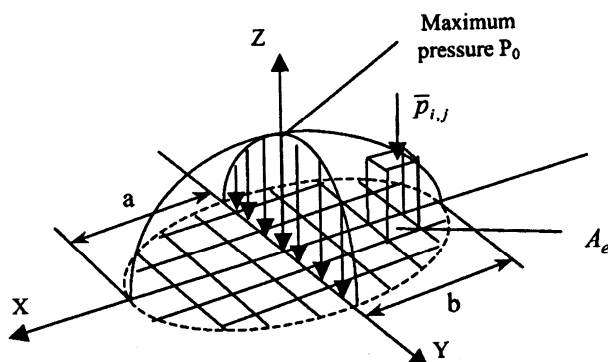
Teoreticky se u šnekového převodu jedná o liniový kontakt, bez zatížení je však nejprve kontakt soustředěn v určitém bodě. Vlivem elastické deformace během zatížení je kontakt postupně rozšířen do eliptické oblasti kolem teoretického kontaktního bodu. Rozložení tlaku po kontaktní ploše (Obr. 18) platí pro obecný případ a pro elastický a izotropní materiál. Dále je na tomto obrázku vidět, že se jedná o rozložení úlohy do jednotlivých elementů kontaktní plochy. Kontaktní tlak v jakémkoliv bodě kontaktní plochy je dán vztahem:

$$p_{x,y} = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (27)$$

kde p_0 je maximální tlak v centrálním bodě kontaktní plochy, a, b jsou vzdálenosti hlavní a vedlejší poloosy elipsy. Dále p_0 je dáno vztahem:

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (28)$$

kde P je zatížení v kontaktním bodě. Hodnotu tohoto zatížení je možné získat ze silových poměrů ve šnekovém soukolí.



Obr. 18: Elementární rozložení kontaktního tlaku na eliptické ploše [9]

A_e je elementární plocha pro výpočet elementárního tlaku.

Výpočet kontaktního tlaku pro určitý element je dán vztahem:

$$\bar{p}_{i,j} = \frac{1}{A_e} \int_{y_{j-1}}^{y_j} \int_{x_{i-1}}^{x_i} p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} dx dy \quad (29)$$

Proto, abychom mohli počítat pomocí tohoto vztahu, je nutné nejprve znát hodnoty a, b při určitém zatížení. Jak už bylo dříve řečeno, kontaktní plocha tvaru elipsy se vytvoří elastickou deformací při kontaktním zatížení.

Pro výpočet hodnot a, b platí tyto vztahy:

$$a = \sqrt{\frac{\delta}{A}} \quad (30)$$

$$b = c_b \sqrt[3]{PC} \quad (31)$$

$$\delta = c_\delta \frac{P}{\pi} \left(\frac{A+B}{\frac{b}{c}} \right) \quad (32)$$

$$C = \frac{1}{A+B} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \quad (33)$$

$$A = \frac{1}{4} (k_I^{(1)} + k_{II}^{(1)} + k_I^{(2)} + k_{II}^{(2)}) - \frac{1}{4} \sqrt{\left[(k_I^{(1)} - k_{II}^{(1)}) + (k_I^{(2)} - k_{II}^{(2)}) \right]^2 - 4(k_I^{(1)} - k_{II}^{(1)})(k_I^{(2)} - k_{II}^{(2)}) \sin^2 \xi^{(1,2)}} \quad (34)$$

$$B = \frac{1}{4} (k_I^{(1)} + k_{II}^{(1)} + k_I^{(2)} + k_{II}^{(2)}) + \frac{1}{4} \sqrt{\left[(k_I^{(1)} - k_{II}^{(1)}) + (k_I^{(2)} - k_{II}^{(2)}) \right]^2 - 4(k_I^{(1)} - k_{II}^{(1)})(k_I^{(2)} - k_{II}^{(2)}) \sin^2 \xi^{(1,2)}} \quad (35)$$

δ je hodnota výchylky způsobené elastickou deformací (zmáčknutí). A, B , a C jsou pomocné parametry pro výpočet elastické deformace. C je parametr funkce elastických konstant E, μ , c_δ, c_b jsou koeficienty, $k_I^{(i)}, k_{II}^{(i)}$ jsou koeficienty zakřivení kontaktní plochy pro dva hlavní směry a $\xi^{(1,2)}$ je úhel, který svírají jednotkové vektory základních dvou směrů.

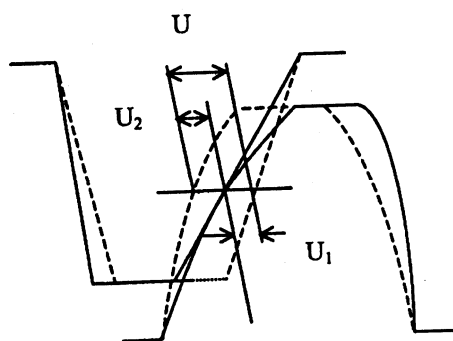
Výpočet elementárních tuhostí dvojice zubů

Metoda, které takovýto výpočet umožňuje, je označována v zahraniční literatuře jako TCA (tooth contact path). Tato metoda má jistá zjednodušení, spočívající v těchto bodech:

1. Deformace zubů je elastická.
2. Centrální bod kontaktní plochy (elipsy) není posouván v rámci elastické deformace.

Na obrázku 19 je vidět vzájemná deformace dvojice zubů U , která je definována jako:

$$U = U_1 + U_2 \quad (36)$$



Obr. 19: Deformace dvojice zubů [9]

U_1 je pak deformace šneku a U_2 je deformace šnekového kola. V centrálním bodě kontaktní elipsy je velikost deformace označena jako $U_i(\delta)$, která je použita dále ve vztahu pro výpočet kontaktní tuhosti pro jeden zub:

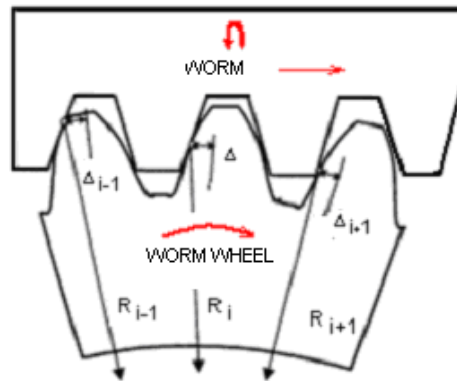
$$K_i(\delta) = \frac{F_\delta}{U_i(\delta)} \quad (37)$$

Tuhost dvojice zubů se spočítá:

$$K_\delta = \frac{K_1(\delta)K_2(\delta)}{K_1(\delta) + K_2(\delta)} \quad (38)$$

Pro výpočet a vyhodnocení celkové torzní tuhosti šnekového převodu je nutné použít podmínku rovnosti deformací jednotlivých dvojic zubů v záběru. Tuto podmínku lze velice dobře pochopit z obrázku 20. Elastická deformace způsobuje určitý posun i -tého zubu v kontaktu označený jako Δ_i . Korespondující úhlový inkrement je $\frac{\Delta_i}{R_i}$. Pro kontinuální rotační pohyb je důležité, aby měl každý zub v záběru (kontaktu) pod zátěží stejný rotační inkrement, tedy:

$$\frac{\Delta_{i-1}}{R_{i-1}} = \frac{\Delta_i}{R_i} = \frac{\Delta_{i+1}}{R_{i+1}} \quad (39)$$



Obr. 20: Podmínka rovností deformací dvojic zubů v záběru [9]

Naznačený numerický výpočet je pro konkrétní aplikaci velmi složitý, protože nebude jednoduché určit parametry A , B . Parametry A i B mají obsaženy ve výpočtu koeficienty zakřivení kontaktní plochy $k_I^{(i)}$, $k_{II}^{(i)}$, $\xi^{(1,2)}$ svírající úhel mezi jednotkovými vektory dvou hlavních směrů. Jednodušší cestou pro získání hodnot torzní tuhosti šnekového soukolí je simulace metodou konečných prvků (FEM).

7.3 Modelování torzní tuhosti šnekového soukolí pomocí FEM

Metoda konečných prvků je v dnešní době velice rozšířena nejen na univerzitách, ale i v praxi. Softwarových produktů využívajících metodu konečných prvků je na trhu poměrně hodně a proto při výběru vhodného produktu je nutné brát zřetel na dostupnost tohoto softwaru na naší universitě a zároveň schopnost softwaru vyřešit problematiku řešení torzní tuhosti na šnekovém soukolí. Danou úlohu je možné rozložit do dvou hlavních částí, a to na 2D simulaci a 3D simulaci. 2D simulace nebude tak náročná z hlediska modelování přesné geometrie. Dále 2D simulace nebude tak náročná na výpočetní čas. Ovšem přesnost 2D modelu v rovině, kde se nachází počáteční bodový kontakt, nebude tak dobrá jako u precizní 3D geometrie a simulace. Pro obě varianty ovšem potřebný software musí obsahovat tyto nadstavby:

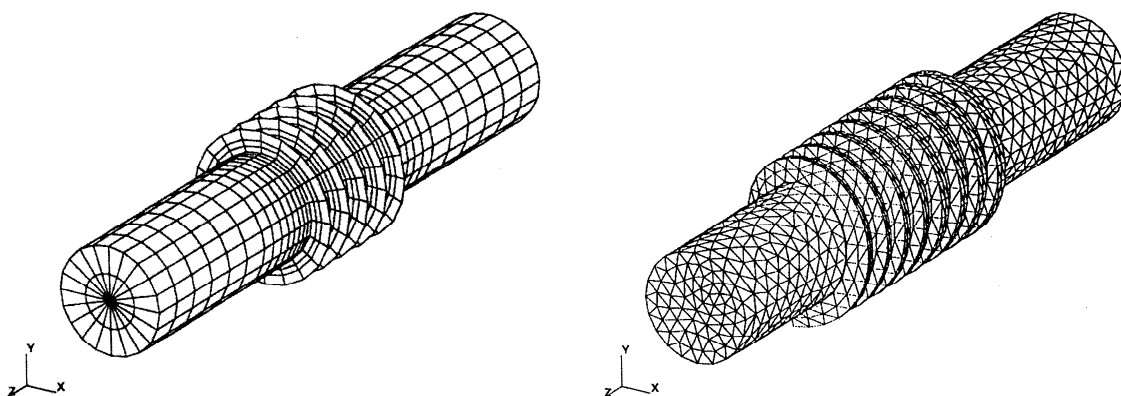
- možnost řešení kontaktní úlohy ve 2D nebo 3D,
- možnost načíst universální formát IGES s velice komplikovanou geometrií modelu,
- uživatelsky přívětivé zadávání kontaktních ploch (velice složité plochy, nelze moc zjednodušit),
- kvalitní grafický výstup samotných kontaktních ploch (u některých softwarů je těžké rozdělit viditelnost tělesa s kontaktními plochami a tělesa s tvořícími plochami kontakt),
- možnost sledovat kontaktní deformace v příslušné řezu,

Na Vysokém učení technickém v Brně je možné používat tyto FEM softwary:

- Ansys 12.0,
- Abaqus,

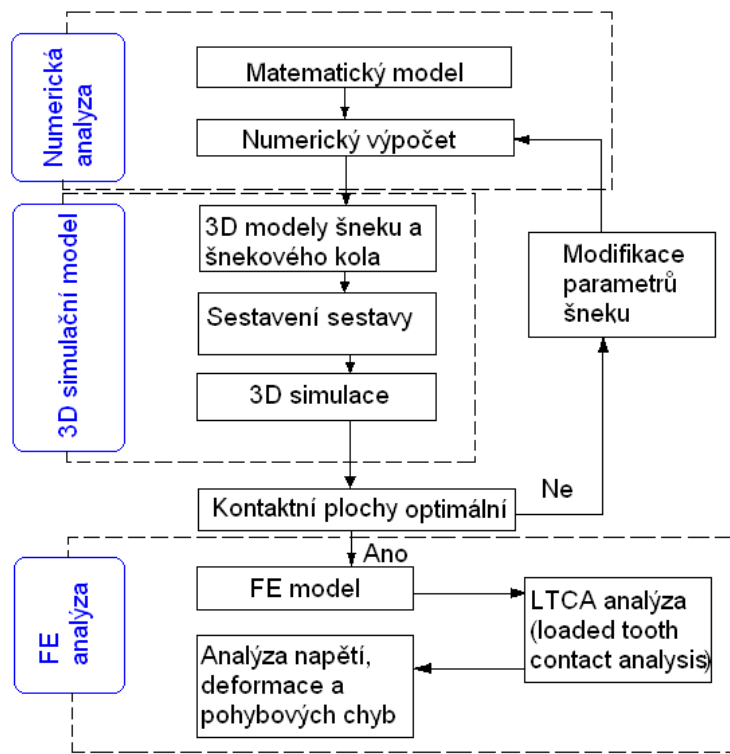
– MSC Adams,

Pro řešení dané úlohy jsem zvolil software FEM Ansys, protože většina simulačních modelů ve vědeckých pracích s tematikou optimalizace ozubení nebo přímo kontaktu v ozubení v tomto software vytvářena, a také proto, že tento software dobře ovládám. Vědecké práce, z kterých je čerpáno pro tuto problematiku, se opírají o 3D simulační model. Ve článku [3] je obsažena optimalizace tvaru a velikosti ozubení vzhledem k první vlastní frekvenci šnekového soukolí [8]. Na obrázku 21 jsou vidět dva 3D modely šneku s různým síťováním. Jejich optimalizace spočívá ve dvou krocích. Pro optimalizaci axiální deformace je 3D model šneku se sítí pomocí „quadrilateral plate“ elementů, protože axiální deformace se odehrává ve vnějším průměru šneku. Velikost elementu je polovina roztečné kružnice. Druhé síťování pomocí „tetrahedral solid“ je výhodnější pro optimalizaci roztečné kružnice a modulu. V obou optimalizacích je namodelován pouze šnek, zatížení je zavedeno pomocí počátečních podmínek přímo na model šneku. Z tohoto článku lze hlavně čerpat ze zkušeností autorů s problematikou volby druhů elementů pro vytvoření sítě, která je optimální pro konkrétní optimalizaci určitých parametrů.

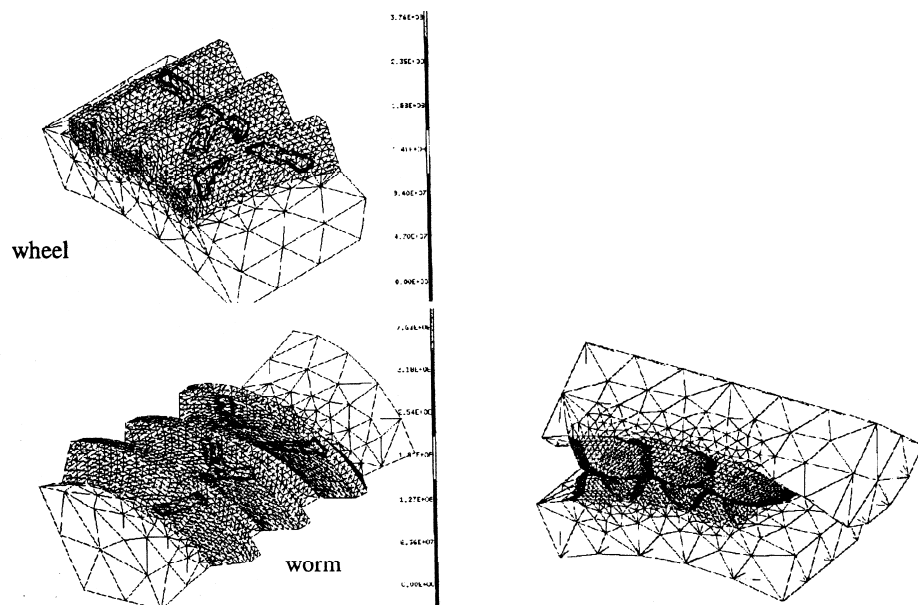


Obr. 21: 3D Modely se síťováním pro optimalizaci vlastní frekvence [8]

V dalším vědeckém článku [8] je popsána optimalizace šnekového soukolí jako celý algoritmus činností (Obr. 22). Součástí této optimalizace je také 3D simulace kontaktních ploch, která je opět prováděna v prostředí Ansys. Z tohoto článku lze čerpat zkušenosti s tvorbou 3D modelu pro simulaci kontaktních ploch. Autoři článku vytvořili zjednodušený model (Obr. 23), kde je vidět, že simulační model se skládá pouze z části šneku a šnekového kola se zuby v záběru. To je dosti podstatné zjednodušení, které ale nijak podstatně nezhoršuje přesnost výpočtu. Jedinou nevýhodou je složité zadávání okrajových podmínek a zatížení. Optimalizace šnekového převodu není přímo zahrnuta do cílů disertační práce, ale v případě špatných výsledků celkové torzní deformace na šnekovém soukolí bude nutné k takovéto optimalizaci přikročit. Jelikož problematika modelování dynamických vlastností celé osy C probíhá v době precizování konstrukce tohoto uzlu, je ještě možné na základě této simulace pozastavit konstrukční rozpracovanost a šnekové soukolí modifikovat.



Obr. 22: Optimalizace geometrie šnekového soukolí [3]



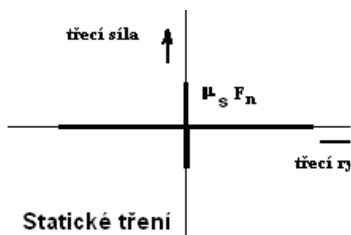
Obr. 23: Simulační 3D model kontaktní tuhosti [3]

7.4 Teorie tření ve šnekové soukolí

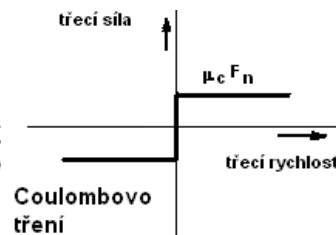
Dá se předpokládat, že tření ve šnekovém soukolí bude hrát velkou roli v komplexním simulačním modelu řízení osy C. Osa C, jak již bylo popsáno v úvodních kapitolách, musí velice přesně polohovat i s malým inkrementem $0,0035^\circ$, a proto tření bude při změně polohy nelineární funkcí rychlosti pohybu. Na tuto nelinearitu bude muset velice přesně reagovat regulace rychlosti a vzápětí polohy. Z těchto důvodů nepostačí jednoduchý model tření s konstantou Coulombova tření za pohybu. Protože šnekový převod tvoří kluznou dvojici z oceli a cínového bronzu, bude určitý vliv hrát také tuhost v kontaktním spojení. Na základě všech těchto předpokladů je nutné literární rešerší stanovit co nejuvěstičnější dynamický model tření. Podobnou tematikou se zabývají na Technické universitě v Liberci, kde řeší vliv tření na přesnost posuvu posuvové jednotky obráběcího stroje s kluzným vedením. Dál je čerpáno z článku [2] jejíž autoři jsou z laboratoře „Laboratoire d’Automatique de Grenoble“ ve Francii. Na základě zkušenosti s modelem tření v práci [11] je nutné použít dynamický model tření se Stribeckovou oblastí mezi statickým a Coulombovým třením.

Dynamický model tření obsahuje tyto oblasti tření (Obr. 24):

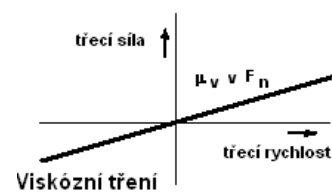
- statické tření μ_{ST} ,
- Coulombovo tření μ_C ,
- Stribeckou oblast tření,
- viskózní tření B_v .



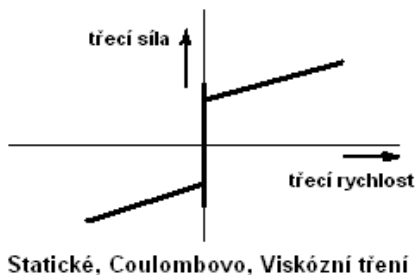
Obr. 24a: model tření



Obr. 24b: model tření



Obr. 24c: model tření



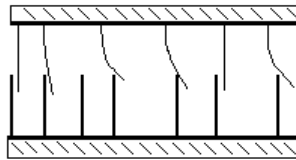
Obr. 24d: model tření



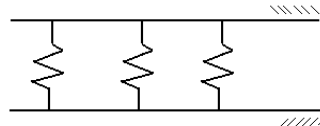
Obr. 24e: model tření

Dynamický model tření s uvažováním elastické mikro-deformace v oblasti kontaktních ploch

Tuto problematiku je možné vysvětlit následovně. Před každým započítím pohybu jsou v obou plochách kontaktu určité výrobní nerovnosti (drsnosti), které způsobují zapadnutí jednotlivých výstupků a prohlubní do sebe. Tuto situaci si lze představit také jako dva kartáče zapíchnuté v sobě. Při začátku pohybu z klidu se nejprve jednotlivé vlásky kartáče elasticky napruží a potom vlivem překročení určitého tvaru vlivem deformace kartáče rychle povolí a pohnou se dopředu (Obr. 25a) [11]. Toto vysvětlení souvisí s modelem, kde jednotlivé vlásky jsou nahrazeny laminárními pružinami mezi oběma kontaktními plochami. Tento model je uváděn jako Dahlův efekt (Obr. 25b). V případě kontaktních ploch šnekového převodu je jedna plocha ocelová a druhá bronzová, což znamená, že ocelové výstupky v bronzové ploše vytvoří částečně elastickou a částečně plastickou deformaci. To samozřejmě vysvětluje, proč se musí šnekové soukolí opatrně v provozu zabíhat. Tento efekt po záběhu není už tak výrazný, přesto má vliv na řízení přesného polohování.



Obr. 25a: Vysvětlující obrázek kontaktu mezi dvěma plochami [11]



Obr. 25b: Vysvětlující obrázek kontaktu mezi dvěma plochami [11]

Vztah pro výpočet třecí síly v závislosti na rychlosti pohybu je následující [2]:

$$F_{T, celkové}(\dot{x}) = F_N \left[\mu_C + (\mu_{ST} - \mu_C) e^{\frac{-|\dot{x}|}{v_s}} + B_v |\dot{x}| \right] \text{sign}(\dot{x}) \quad (40)$$

v_s je Stribeckova rychlost, která je definována inflexním bodem funkce třecí síly. Tuto rychlost není možné získat jinak, než experimentálně. V případě použití dynamického modelu tření pro celkový komplexní model řízení osy C je nutné tuto rychlost získat z jiných experimentů, a potom zjistit citlivost výstupu na změny tohoto parametru, protože přesnou hodnotu je těžko možné získat vlastním experimentem. To by vyžadovalo realizaci vysoce náročného zkušebního zařízení s hydrostatickými ložisky, ve kterém by byl poháněn šnekový převod motorem řízeným v rychlostní smyčce. Tak by bylo možné přesně nastavit rychlost

motoru a měřit závislost potřebného momentu pro otáčení soukolím. Do výsledků měření by se ale promítaly tyto chyby měření:

- moment pro zrychlení z nulové rychlosti do měřené rychlosti,
- výrobní chyby šnekového soukolí,
- fáze záběhu soukolí,
- množství a teplota maziva.

8. Konstrukční podklady a výpočty pro tvorbu komplexního simulačního modelu

Konstrukční návrh šnekového převodu není součástí disertační práce, ale pro modelování dynamických vlastností osy C je nutné provést kontrolní výpočet šnekového převodu a zároveň je nutné znát přesně geometrii a zatížení šnekového převodu pro výpočet torzní tuhosti a pasivních odporů. Jelikož firma TOS, a.s. vyrábí přesná šneková soukolí a disponuje určitou škálou nástrojů, bylo nutné v rámci konstrukčního postupu pro osu C tyto nástroje využít. Pro pohon osy C se nabízejí dvě dynamicky odlišné varianty. První varianta je s jednochodým šnekem a s převodovým poměrem 81, což je silová varianta. Druhá varianta pro vyšší rychlosti je s dvouchodým šnekem a převodem 40,5. Tato druhá varianta je pro vyšší rychlosti, ale menší kroutící moment. V dalších kapitolách budou v rámci vyšetřování dynamických vlastností porovnávány obě varianty.

8.1 Kontrolní výpočet šnekového převodu

Navržené geometrické a zátěžové parametry šnekového soukolí jsou pro obě varianty převodů v tabulce 5. Kompletní kontrolní výpočet je v přílohách. V rámci tabulky budou pouze vypočítané hodnoty pro orientaci v dalším textu.

Tab. 5. Geometrie šnekového soukolí

Geometrické parametry					
Varianta převodu		Dvouchodý šnek (převodový poměr 40,5)		Jednochodý šnek (převodový poměr 81)	
		Šnek	Šnekové kolo	Šnek	Šnekové kolo
Počet zubů		2	81	1	81
Roztečný průměr (mm)	d_{w1}, d_{w2}	57,996	486	58	486
Hlavový průměr (mm)	d_{a1}, d_{a2}	69,996	498	70	498
Patní průměr (mm)	d_{f1}, d_{f2}	43,596	471,6	43,6	471,6
Průměr základní kružnice (mm)	d_b		469,44		469,44
Délka šneku (mm)	b_1	137		140	
Šířka kola (mm)	b_2		50		50

Tloušťka zubu (mm)	s_n	9,2293	9,2293	9,3742	9,3742
Virtuální počet zubů			86,257		82,318
Úhel záběru (°)	α	15		15	
Úhel sklonu (°)	γ	11,6902		5,9378	
Výška hlavy zubů (mm)	h_a	6		6	
Hlavová vůle (mm)	c	1,2		1,2	
Modul v osovém řezu	m_x	6		6	
Zaoblení paty zubu (mm)		1,62		1,62	
Základní úhel sklonu (°)	γ_b	11.3		5,7368	
Vzdálenost os (mm)	a	271.998 ± 0,075		272 ± 0,045	
Jednotkové posunutí kola (mm)	x	0		0	
Normální rozteč (mm)	p_n	18,459		18,748	
Čelní rozteč	p_x	18,85		18,85	
Stoupání šroubovice šneku (mm)	p_z	37.699		18,85	
Součinitel trvání záběru		2,9326 (2,3837+0,5488)		2,6596 (2,3837+0,2759)	
Označení přesnosti		7-7-7-Dd		6-6-6-Dd	
Zaručená boční vůle (mm)		0,081		0,081	
Mezní obvodové házení ozubení (mm)	f_r	0,02	0,071	0,014	0,05
Mezní úchylka čelní rozteče (mm)	f_{pt}	0,015	0,02	0,009	0,014
Mezní úchylka základní rozteče (mm)	f_{pb}	0,014	0,019	0,0085	0,014

Tab. 6. Zatížení šnekového soukolí při provozu osy C

Zatížení					
Varianta převodu		Dvouchodý šnek (převodový poměr 40,5)		Jednochodý šnek (převodový poměr 81)	
		Šnek	Šnekové kolo	Šnek	Šnekové kolo
Otáčky (min^{-1})	n	1200	29,63	2000	24,69
Účinnost	η	0,797		0,672	
Točivý moment (Nm)	M_k	22,44	724,3	22,44	1221,18
Kluzná rychlost (m/s)	v_k	3,72		6,1	
Obvodová rychlost (m/s)	v	3,64	0,75	6,07	0,63
Obvodová síla (N)	F_T	773,843	2980,84	773,82	5025,44
Normální síla (N)	F_N	3172,75		5228,05	
Radiální síla (N)	F_R	805,27		1348,02	
Osová síla (N)	F_A	2971,44	771,8	5025,45	773,82

Tab. 7. Pevnostní kontrola dle ČSN 014686

Pevnostní kontrola dle ČSN 014686					
Varianta převodu		Dvouchodý šnek (převodový poměr 40,5)		Jednochodý šnek (převodový poměr 81)	
		Šnek	Šnekové kolo	Šnek	Šnekové kolo
Materiál					
Mezní napětí v ohybu (MPa)	F_{lim}		170		86
Mezní napětí v dotyku (MPa)	H_{lim}		200		126
Modul pružnosti v tahu (MPa)	E	206×10^3	121×10^3	206×10^3	101×10^3
Poissonovo číslo	μ	0,3	0,32	0,3	0,31
Trvanlivost (hod)	L_H	25 000		10 000	
Součinitelé pro dotyk					
Vnějších dynamických síl	K_A	1,2		1,2	
Vnitřních dynamických síl	K_{Hv}	1,037		1,024	
Nerovnoměrnost zatížení zubu po délce	K_{Hb}	1,12		1,062	
Podíl zatížení jednotlivých zubů	K_{Ha}	0,7		0,7	
Celkový	K_H	0,975		0,914	
Tvar spolu-zabírajících zubů	Z_H	2,825		2,827	
Délky dotykových křivek	Z_{eps}	0,641		0,646	

Životnosti	Z_N	1,241	1,424
Obvodové rychlosti	Z_V	1	1
Součinitelé pro ohyb			
Vnějších dynamických síl	K_A	1,2	1,2
Vnitřních dynamických síl	K_{Fv}	1,037	1,024
Nerovnoměrnost zatížení zubu po délce	K_{Fb}	1,091	1,048
Podíl zatížení jednotlivých zubů	K_{Fa}	0,7	0,7
Celkový	K_F	0,95	0,914
Tvaru zubu	Y_F	1,327	1,335
Sklonu zubu	Y_v	0,947	0,986
Vliv záběru profilu	Y_{eps}	0,536	0,536
Střídání zatížení	Y_A	1	1
Životnosti	Y_N	1,212	1,369
Velikosti	Y_X	1	1

8.2 Ověření samosvornosti převodu

Pro vytvoření spolehlivého simulačního modelu osy C je nutné zjistit, jestli je šnekové soukolí samosvorné či není. V případě samosvorného šnekového soukolí by se posuzovala z hlediska dynamického chování při obrábění jenom větev dynamické soustavy od obrobku po místo kontaktu zubů šnekového soukolí. Samozřejmě na dynamické chování při otáčení šnekovým soukolím pomocí motoru vliv samosvornost na dynamické chování nemá. V případě nesamosvorného šnekového soukolí se při obrábění veškeré torzní kmitání poddajné mechanické soustavy přenáší až do odměřování motoru, který pohání šnekové soukolí. Pro zjišťování samosvornosti šnekového převodu je nutné znát úhel stoupání γ a třecí úhel φ' . Úhel γ se při provozu šnekového soukolí nemění, ovšem třecí úhel se mění s kluznou rychlostí. Proto je dobré porovnávat dva stavy, a to při $v_k = 0$, kdy je nejvyšší hodnota třecího úhlu. Potom je dobré zjistit, při jak velkém součiniteli tření šnekové soukolí samosvornost popřípadě ztrácí. Pro samosvornost platí podmínka:

$$\gamma < \varphi' \quad (41)$$

Třecí úhel φ' pro $v_k = 0$ se určí jako

$$\varphi' = \arctan(\mu_{ST}) \quad (42)$$

kde μ_{ST} je statický součinitel tření pro dvojici ocel-cínový bronz. Hodnota součinitele statického tření se pohybuje podle [28] v rozmezí 0,09 až 0,14. Tření za pohybu pro tuto samou dvojici μ_C se pohybuje v rozmezí 0,02 až 0,05 [28]. Hodnota součinitele tření za pohybu je nejnižší možnou hodnotou tření, protože inflexní minimální hodnota funkce tření závislá na rychlosti je ve Stribeckově oblasti, kde nepůsobí ještě viskózní tření. Hodnota tření ve Stribeckově oblasti nemůže být menší, než je hodnota Coulombova tření za pohybu μ_C , ale může tuto hodnotu mírně překročit. Získané výsledky jsou shrnuty v tabulce 8.

Tab. 8. Samosvornost šnekového soukolí

Převod	Převod 40.5	Převod 81
Úhel stoupání šneku	11,6902°	5,9378°
Samosvornost při $v_k = 0$	není	je
Součinitel tření pro ztrátu samosvornosti	0,19	0,094

Z hodnot v tabulce 7 lze usoudit, že šnekové soukolí s převodem 40,5 není samosvorné vůbec a šnekové soukolí s převodem 81 je samosvorné pouze v klidu.

8.3 Parametry použitého motoru, spojky a ložisek

V této kapitole jsou uvedeny většinou ve formě obrázků a tabulek podklady z katalogů nakupovaných dílů, pro které potřebujeme znát následující parametry:

- základní zástavbové rozměry,
- momenty setrvačnosti,
- hodnoty tuhostí,
- provozní podmínky,
- a další.

1. Motor 1FT6086_8AF71_1EG2

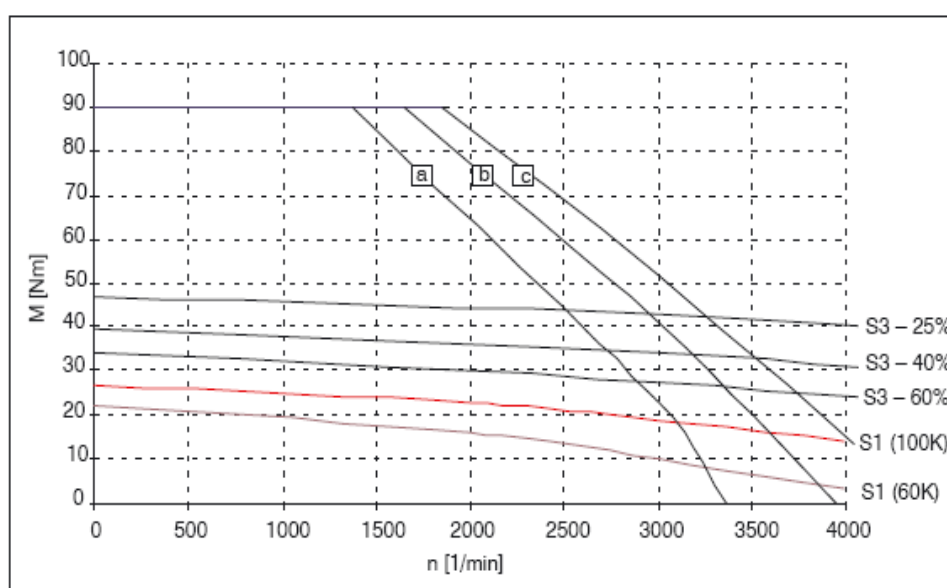
Jedná se o motor bez brzdy, v případě použití samosvorného převodu 81. V případě nesamosvorného převodu je použit motor s brzdou s označením 1FT6086_8AF71_1EH2. Pro pohony šneku Master i Slave jsou použity totožné motory. Motor je vybaven absolutním rotačním encoderem a má hladký výstupní hřídel pro svěrný spoj. Další potřebné údaje pro komplexní simulační model jsou uvedeny v tabulce 9:

Tab. 9. Parametry motoru 1FT6 8AF7 [15]

Technické data	Zkrácené označení	Jednotka	Hodnota
Jmenovité otáčky	n_M	min^{-1}	3000
Počet pólů	$2p$		8
Jmenovitý moment (100K)	$M_N(100K)$	Nm	18,5
Jmenovitý proud (100K)	$I_N(100K)$	A	13
Klidový moment (100K)	$M_0(100K)$	Nm	27
Klidový proud (100K)	$I_0(100K)$	A	16,4
Moment setrvačnosti (s brzdou)	J_{mot}	10^{-4} kgm^2	79,6
Moment setrvačnosti (bez brzdy)	J_{mot}	10^{-4} kgm^2	66,5
Maximální krátkodobý moment	M_{max}	Nm	90
Maximální krátkodobý proud	I_{max}	A	71

Momentová konstanta	K_T	Nm/A	1,65
Napěťová konstanta	K_E	V/1000 min ⁻¹	105
Odpor vinutí při 20°C	R_{str}	Ω	0,31
Indukčnost točivého pole	L_D	mH	3,8
Elektrická časová konstanta	T_{EL}	ms	12,3
Torzní tuhost hřídele motoru	k_m	Nm/rad	65 000
Mechanická konstanta	T_{mech}	ms	2,3

Momentová charakteristika motoru 1FT6086 _AF7_ je uvedena na Obr. 26.



Obr. 26: Momentová charakteristika motoru 1FT6086 _AF7 [15]

2. Spojka Radex EK 25

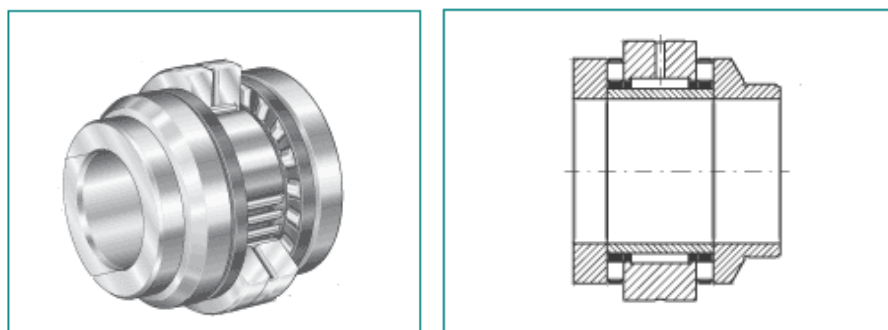


Obr. 27: Spojka Radex EK 25 [27]

Tab. 10. Parametry spojky Radex EK 25 [27]

Technické data	Zkrácené označení	Jednotka	Hodnota
Maximální otáčky	n_{max}	min^{-1}	10 000
Trvalý zatěžovací moment	M_{KN}	Nm	60
Krátkodobý zatěžovací moment	M_{max}	Nm	120
Torzí tuhost	k_{spoj}	Nm/rad	60 000
Přesazení spojky radiální	p_{rad}	mm	0,3
Moment setrvačnosti spojky	J_{spoj}	kgm^2	0,00046

3. Ložisko ZARN 4580TV



Obr. 28: Ložisko Zarn 4580TV [26]

Tab. 11. Parametry ložiska ZARN 4580TV [26]

Technické data	Zkrácené označení	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr	D	mm	45
Vnitřní průměr	d	mm	80
Dynamická únosnost axiální	C_a	N	61 000
Statická únosnost axiální	C_{0a}	N	177 000
Dynamická únosnost radiální	C_r	N	38 000
Statická únosnost radiální	C_{0r}	N	74 000
Maximální otáčky ložiska	n_{max}	min^{-1}	4 000
Axiální tuhost	k_{ax}	$\text{N}/\mu\text{m}$	3 000
Moment setrvačnosti Vnitřního kroužku	J_L	kgcm^2	6,03
Pasivní odpor	M_p	Nm	1,2

4. Ložisko NN 3009 ASK.M



Obr. 29: Ložisko NN3009 ASK.M [26]

Tab. 12. Parametry ložiska NN 3009 ASK.M [26]

Technické data	Zkrácené označení	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr	D	mm	75
Vnitřní průměr	d	mm	45
Dynamická únosnost radiální	C_r	N	54 000
Statická únosnost radiální	C_{0r}	N	72 000
Maximální otáčky ložiska	n_{max}	N	14 000
Pasivní odpor	M_p	Nm	0,8

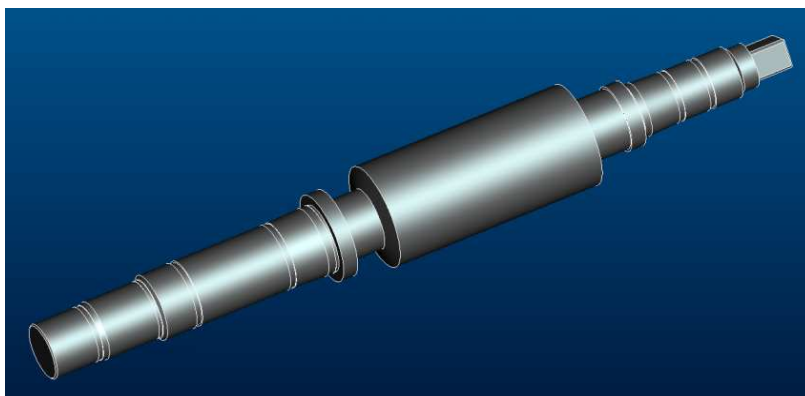
8.4 Parametry vyráběných dílců

Pro tvarově složité vyráběné dílce je nutné potřebné hodnoty torzní tuhosti s určitou přesností vypočítat. Analytické výpočty pro tyto dílce by vyžadovaly mnoho času, např. podle Castigliána by pro řešení bylo potřeba soustava mnoha rovnic. Proto je výhodnější zjišťování torzních tuhostí těchto komponent využitím MKP (metody konečných prvků). Dílce jako jsou hřídele či vřetena je vhodné řešit tak, že se na jednom konci ve stykových plochách s jiným dílcem vetknou a v místě působení kontaktu, např. od ozubení, se zavede kroučící moment. Dílec je řešen ve 3D pomocí elementárních objemů. Z odečtené deformace na obvodu tělesa je možné získat úhel nakroucení. Tento úhel nakroucení odpovídá zadanému momentu. Torzní tuhost získáme prostým vydělením zatěžovacího momentu úhlem nakroucení. Pro takovýto výpočet je možné použít přímo 3D dokumentaci stroje v prostředí ProEngineer a potom zjednodušený model převést do MKP, konkrétně do prostředí Ansys. Pro zjišťování momentu setrvačnosti je vhodné použít přímo prostředí programu ProEngineer, který má nástroje pro zjištění momentu setrvačnosti k ose rotace.

Hřídel šneku:

Prvním vyráběným dílcem pro, který je nezbytné zjistit moment setrvačnosti a torzní tuhost, je hřídel šneku. Na obrázku 29 je znázorněn 3D model hřídele šneku bez zjednodušení, který je použit pro zjištění momentu setrvačnosti. Tento model je nutno zjednodušit před výpočtem torzní tuhosti. Zjednodušení na obrázku 30 spočívá v odstranění:

- zápichů,
- sražených hran,
- zjednodušení oblasti, kde už nepůsobí krouťící moment.



Obr. 30: 3D nezjednodušený model pro řešení torzní tuhosti hřídele šneku

Zjednodušený 3D model hřídele šneku je využitím náhradního formátu IGES importován do prostředí Ansys. V tomto prostředí je nutno nejprve definovat materiálové vlastnosti a poté použité elementy:

- Yangův modul pružnosti v tahu $206 \cdot 10^3$ (MPa),
- Poisonovo číslo 0,3,
- hustotu oceli 7860 kg/m^3 .

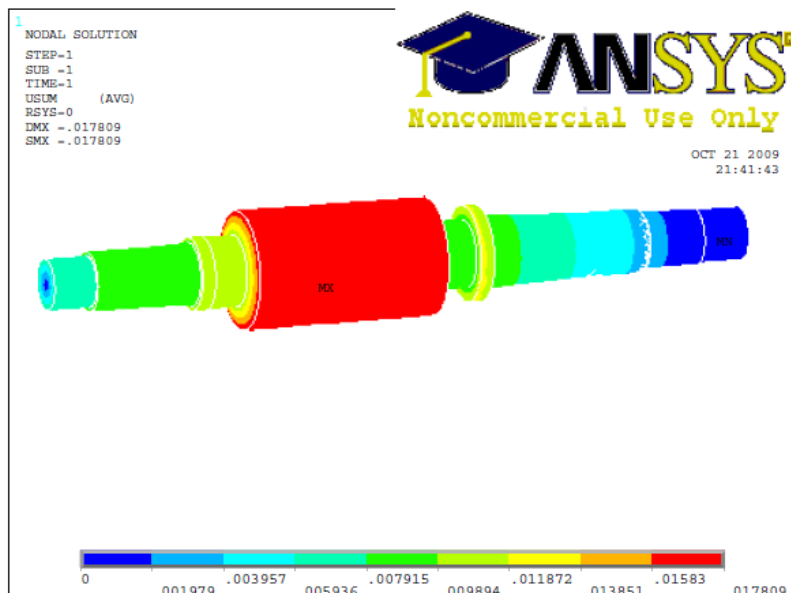
Síťování modelu hřídele šneku je vytvořeno funkcí Sweep použitím elementu Solid 185, což je 8 uzlový šestistěn. Toto síťování obnášelo rozdělení hřídele na 9 válců o různém průměru a definování sítě na každém válci zvlášť. Hřídel je vetknut na ploše, kde je spojkou převáděn krouťící moment na hřídel. Hřídel je zatížen krouťícím momentem 45Nm, který je zanesen do odměřené axiální vzdálenosti na válcové ploše šneku v místě kontaktu dvou spoluzabírajících zubů.



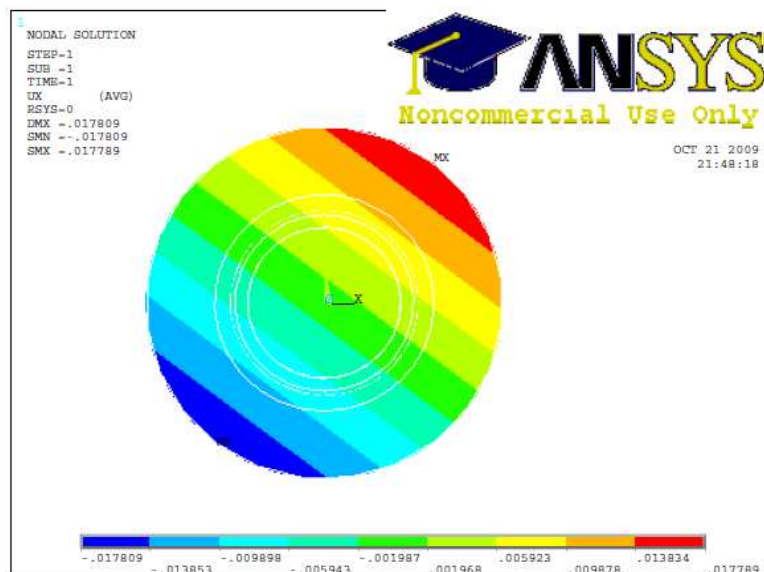
Obr. 31: Vlevo 3D zjednodušený model, vpravo ukázka síťování v FEM

V případě, že se zanedbá rozdíl mezi velikosti poloměru kruhu, na kterém se úhel nakroucení vyhodnocuje, a skutečnou vzdáleností R-x pro polohu bodu A' posunutého po oblouku vlivem torzní deformace, je možné z velikosti maximální deformace (Obr. 32, 33) a poloměru vyhodnocovací kružnice spočítat úhel nakroucení ϑ [rad]. Zjednodušení výpočtu vytvoří chybu výsledku řádově 10^{-5} [rad]. Z tohoto úhlu je pak vypočítána torzní tuhost dané komponenty (rovnice 43).

$$k_{hš} = \frac{M_k}{\arctan\left(\frac{AA'_x}{\frac{d_{w1}}{2}}\right)} = \frac{45}{\arctan\left(\frac{0,01781}{29}\right) \frac{\pi}{180}} = 66628 \frac{Nm}{rad} \quad (43)$$



Obr. 32: Výsledek torzní deformace hřídele šneku



Obr. 33: Deformace ve směru X v řezu v místě působení kroutícího momentu

Výsledné hodnoty torzní tuhosti a momentu setrvačnosti pro další modelování dynamické soustavy jsou:

- moment setrvačnosti hřídele šneku $J_{hš}$ je $0,136\text{kg}\cdot\text{m}^2$,
- torzní tuhost hřídele šneku v délce působení kroutícího momentu $k_{hš}$ je $66\,628\text{Nm/rad}$.

Sestava vřeteně:

V případě zjišťování torzní tuhosti vřetenové sestavy je postupováno podobně jako u hřídele šneku. Nejprve je nutné zjednodušit model sestavy (Obr. 33) na jeden spojitý dílec. To je možné za předpokladu, že se zanedbají ztráty torzní tuhosti v Hirtově ozubení (Obr. 34). Hirtovo ozubení bude ve zjednodušeném modelu nahrazeno spojením v jeden spojitý dílec. Opět jsou zrušeny všechny zápichy a sražení hran a závitové a montážní otvory. Na zjednodušeném modelu jsou však ponechány kuželové plochy a složitější tvary nosiče šnekových kol. Vřetenová sestava je vetknuta v místě vnějšího kužele A2-15, na který se montuje sklíčidlo nebo redukční příruba sklíčidla. Kroutící moment je zaveden na roztečný průměr šnekového kola, které je umístěno na konci větve sestavy na kterou působí kroutící moment. Tyto ponechané prvky znemožňují použít opět síť vytvořenou funkcí „Sweep“, takže je nutno použít funkci „Free mesh“, která používá velký počet čtyřstěnných elementů. Použitým prvkem sítě sestavy vřeteně je Solid 45. Materiálové vlastnosti sestavy vřeteně jsou definovány následovně:

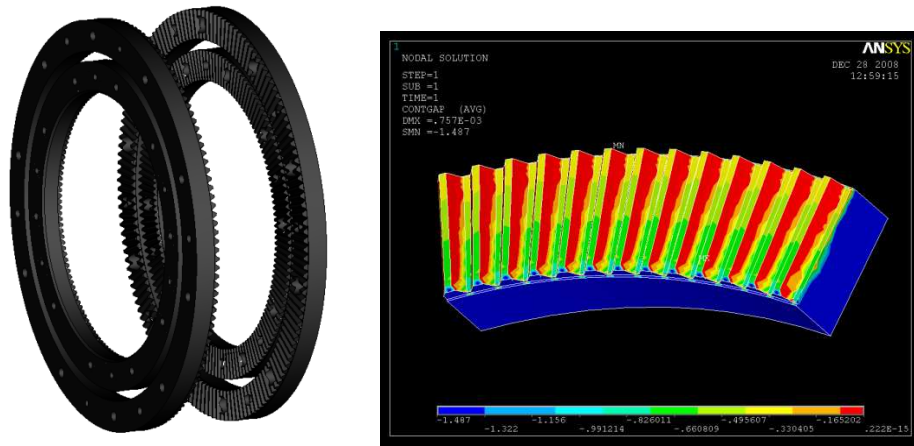
- Yangův modul pružnosti v tahu $210\cdot 10^3$ (MPa),
- Poisonovo číslo 0,3,
- hustota oceli 7870kg/m^3 .

Pro šneková kola jsou tyto parametry:

- Yangův modul pružnosti v tahu $121\cdot 10^3$ (MPa),
- Poisonovo číslo 0,32,
- Hustota cínového bronzu 8800kg/m^3 .



Obr. 34: 3D nezjednodušený model pro řešení torzní tuhosti sestavy vřeteně



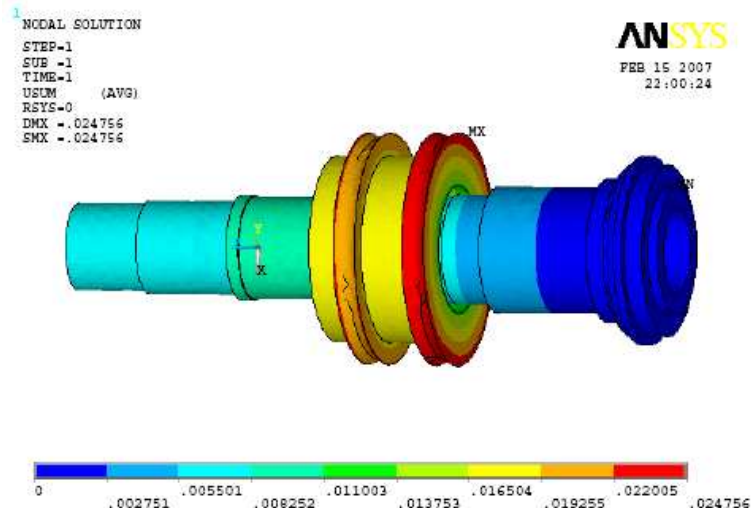
Obr. 35: Hirtovo ozubení

Výpočet torzní tuhosti vřetenové sestavy je obdobný jako u hřídele šneku, tedy:

$$k_{vs} = \frac{M_k}{\arctan\left(\frac{AA'_x}{\frac{d_{w2}}{2}}\right)} = \frac{45}{\arctan\left(\frac{0,02476}{248}\right) \frac{\pi}{180}} = 400157 \frac{Nm}{rad} \quad (44)$$

Výsledné hodnoty torzní tuhosti a momentu setrvačnosti pro další modelování dynamické soustavy jsou:

- moment setrvačnosti hřídele šneku J_{vs} je $246,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- torzní tuhost hřídele šneku v délce působení kroutícího momentu
- k_{vs} je $400\,157 \text{ Nm/rad}$.



Obr. 36: FEM výsledek modelování torzní tuhosti

9. Vlastní výpočet torzní tuhosti šnekového soukolí

Dalším důležitým místem, kde se zmenšuje torzní tuhost celé dynamické soustavy, je deformace zubů šnekového kola. Na základě teoretické části v kapitole 6 lze usoudit, že nejsnazším způsobem jak vypočítat torzní tuhost šnekového soukolí způsobenou kontaktní deformací a deformací, která je způsobená ohybem zubu šnekového kola, je použití MKP (metody konečných prvků) v prostředí Ansys. Úlohy lze řešit velice zjednodušeným 2D modelem, který je kopií normálního řezu šnekovým soukolím. Přesnější model by jistě byl 3D model šnekového soukolí s přesnou geometrií. Ovšem takovýto simulační model bylo velice náročné připravit pro výpočet. Rozdíly mezi výsledky obou variant budou uvedeny v tabulce na konci této kapitoly.

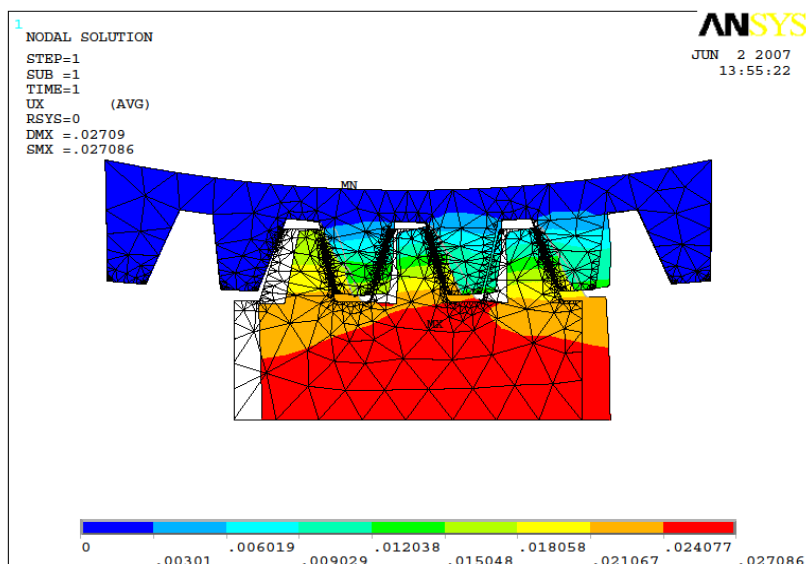
9.1 Modelování ve 2D modelu

2D model je vytvořen pomocí sejmutí geometrie normálního řezu šnekovým soukolím. Šnekové kolo je upraveno na určitou kruhovou výseč, ve které jsou obsaženy dvojice zubů v kontaktu, a jedná se o tu část šnekového kola, která je z bronzového materiálu. Před samotným výpočtem této 2D kontaktní úlohy je nutno definovat materiálové parametry a druh elementu pro síťování. Parametry obou materiálů jsou uvedeny v tabulce 12. Jsou použity elementy „PLANE 42“, které jsou pro složitost geometrie naneseny funkcí „Free mesh“. V kontaktních oblastech je použito zjemnění síťe funkcí „Refine“. Kontaktní prvky jsou umístěny na boky zubů šnekového kola a „Target“ prvky jsou umístěny na zuby šneku. Šnekové kolo je zavazbeno vetknutím na vnitřním průměru, kde je ve skutečnosti přechod mezi bronzovým materiálem a ocelí. Šnek je zavazben tak, že se může pohybovat pouze v axiálním směru, který je ve skutečnosti v normální rovině, nikoliv v ose hřídele šneku. Zatížení je definováno axiální silou F_n , která odpovídá ve skutečnosti složce axiální síly v normální rovině.

Tab. 13. Zadané materiálové vlastnosti obou objemů

Materiál	Hustota (kgm ³)	Yangův modul pružnosti v tahu (x 10 ³ MPa)	Poissonova konstanta
Ocel	7870	206	0,3
Cínový bronz	8800	88,3	0,35

Na obrázku 37 je vyobrazen výsledek simulace deformace. Deformaci je nutno odečítat v bodě dotyku hlavní dvojice zubů. Pro výpočet je nutno učinit další zjednodušení takové, že pro malé hodnoty deformace lze počítat úhel nakroucení z x-ové složky posunutí bodu po kružnici. Ve skutečnosti existuje i řádově malá složka y-ového posunutí bodu po kružnici o kterou by bylo nutné zmenšit vzdálenost bodu dotyku od osy rotace šnekového kola. Je to obdobný případ, jako při výpočtu úhlu nakroucení hřídele šneku.



Obr. 37: 2D kontaktní model šnekového soukolí v osovém řezu

Jelikož je tento výpočet prováděn pro obě varianty převodových poměrů, budou výsledky shrnuty až v tabulce 14 v kapitole 9.3. Je nutno ještě zdůraznit, že výsledná tuhost je vztažena k ose vřeten. V případě převodu tuhosti na hřídel motoru je nutno použít následující převodní vztah:

$$k_{ss,cel,(redukováno\ na\ hřidel\ motoru)} = \frac{k_{ss,cel}}{p^2} \quad (45)$$

Vztah pro výpočet tuhosti šnekového soukolí, která se posuzuje z deformace zubu objemem a dotykem, je následující:

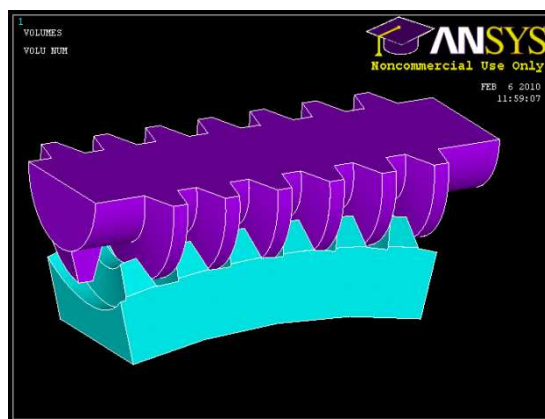
$$k_{ss} = \frac{M_k}{\arctan\left(\frac{AA'_x \cos \gamma}{\frac{d_{w2}}{2}}\right) \frac{\pi}{180}} = \frac{F_n \cos \gamma \frac{d_{w2}}{2}}{\arctan\left(\frac{AA'_x \cos \gamma}{\frac{d_{w2}}{2}}\right) \frac{\pi}{180}} \quad (46)$$

Dále je nutno zohlednit axiální tuhost ložiska Zarn na tuhost šnekového soukolí, tedy:

$$k_{ss,cel} = \frac{1}{\frac{1}{k_{ss}} + \frac{2 \arctan\left(\frac{2F_A}{\frac{k_{AX}}{d_{w2}}}\right) \frac{\pi}{180}}{F_A d_{w2}}} \quad (47)$$

9.2 Modelování pomocí 3D modelu

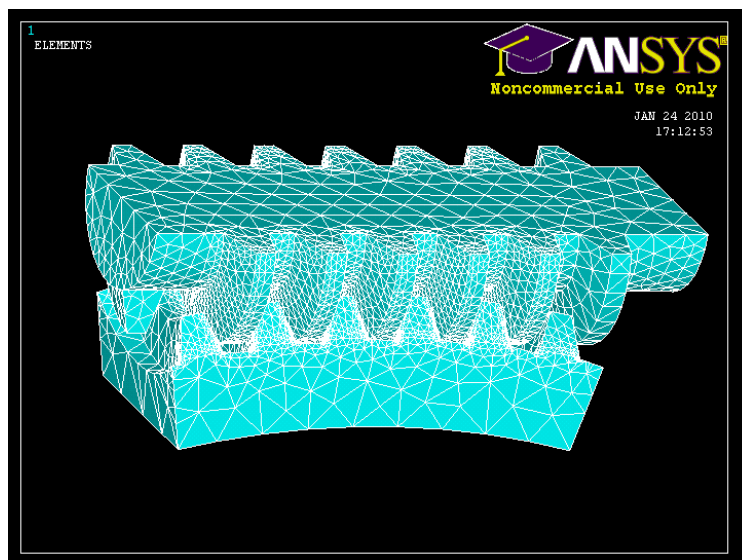
Zjednodušený model šnekového soukolí je vymodelován v prostředí ProEngineer (Obr. 38). Tvar zubů šneku je vytvořen nástrojem „Helical sweep cut“. U šnekového kola je nutné vytvořit nejprve jednu zubovou mezeru a pak funkcí „Patern“ stanovit konkrétní počet zubů. První zubová mezeru je vytvořena nástrojem „Sweep“. Zjednodušení 3D modelu spočívá hlavně v tom, že se použije pouze výseč šnekového kola, která obsahuje zuby v kontaktu. Šnek je vytvořen pouze ve dvou kvadrantech, protože horní část (zbylé dva kvadranty) není pro výpočet kontaktu nutná. Takto vytvořený model byl převeden do univerzálního formátu IGES jako objem a takovýto model se pak v prostředí Ansys otevře jako dva objemy, a to objem šneku a objem šnekového kola.



Obr. 38: 3D zjednodušený model

V prostředí Ansys je nejprve nutné zvolit typ elementů a materiálové vlastnosti obou objemů (viz tabulka 12). Jelikož jak tvar zubu šneku, tak tvar zubů šnekového kola jsou velmi geometricky složité, je téměř nemožné vytvořit síť funkcí „Sweep“. Proto byla použita síť

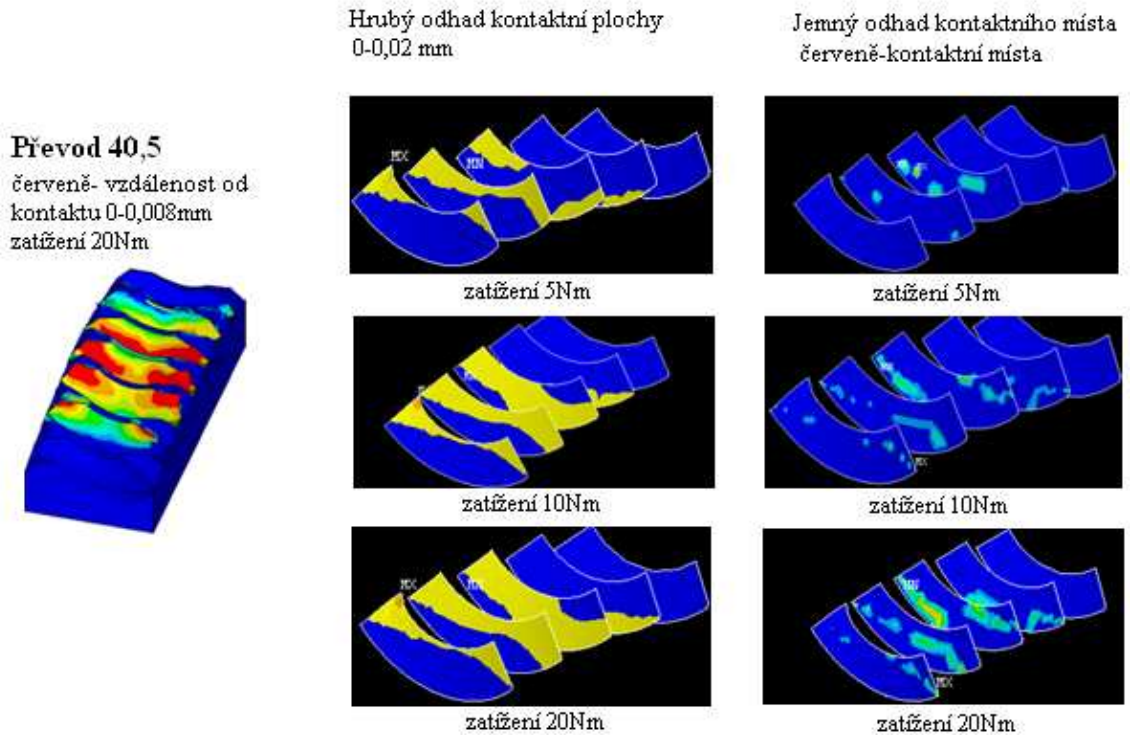
vytvořená funkcí „Free mesh“. Pro tuto funkci byly použity elementy Solid 45 zdegenerované do čtyřstěnu. Pouze tvary zubů, kam budou později naneseny kontaktní prvky, je výhodné na nich funkcí „Refine“ zjemnit síť vůči zbytku tělesa, na nichž jemná síť nemá tak velký význam.



Obr. 39: Síť pro kontaktní model

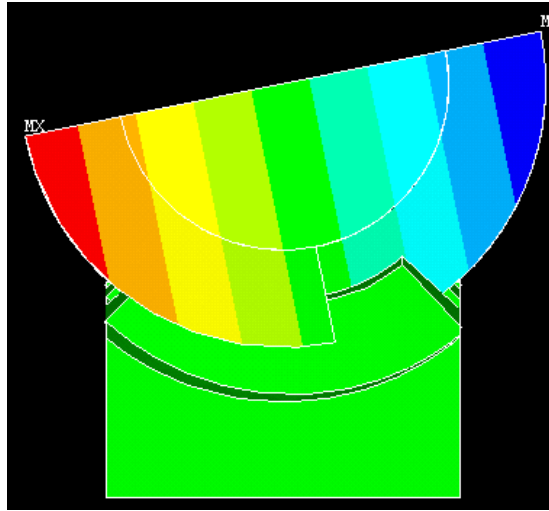
Dalším krokem před spuštění výpočtu je definování kontaktních a ploch tvořících kontakt, označovaných v prostředí Ansys jako „Target“. Kontaktní plochy se vždy volí na měkčím materiálu, kde se předpokládá nějaká kontaktní deformace, což je v tomto případě šnekové kolo. Target plochy jsou naneseny na kontaktních plochách šneku a dále je v kontakt manageru nutné zadat součinitel tření. Model šneku je zavazbený tak, že šnekové kolo je ze spodní části zablokováno vetknutím a šnek je zavazben tak, že se může pouze otáčet kolem vlastní osy rotace. Zatížení je definováno kroutícím momentem, zaneseným na válcovou plochu šneku na okraji směrem od motoru. Jelikož nelze očekávat lineární charakteristiku torzní tuhosti vzhledem k zatížení, bude model počítán pro celou řadu zatížení. Dále se určitě promítne na torzní tuhosti šnekového soukolí vliv kluzné rychlosti, protože součinitel tření za pohybu se s touto rychlostí mění. Jelikož v rámci disertační práce jsou porovnávány dvě provedení převodů šnekového soukolí, budou tímto způsobem simulovány obě varianty.

Převod 81



Obr. 40: Pohled na kontaktní plochy převodu 40,5 a 81

Na obrázku 40 vlevo jsou znázorněny kontaktní plochy pro převod 40,5 tak, že červená barva je v rozmezí vzdálenosti obou ploch 0 - 8 μ m. Pro převod 81 je na obrázku 40 možné vidět rozdíl velikosti kontaktních ploch při třech různých zatíženích. Dále je možné vyhodnocovat přímo deformace v kontaktních plochách. Celková deformace mezi dvojicí zubů se neskládá jenom z kontaktní deformace, ale i z deformace způsobené ohybem zubu. Pro celkové vyhodnocení torzní deformace šnekového soukolí je nutné prověřit torzní deformaci v řezu šneku, kde je zub v kontaktu. Na obrázku 41 je vidět pouze deformace v ose X, z které je možné v místě zatížení pozorovat přímo složku pro výpočet úhlu nakroucení. Bohužel však nejsou hodnoty deformace v místě silových dvojic stejné. To má za následek skutečnost, že jedna část má blíž k místu dotyku a druhá o 180°dál. Pakliže nechceme započítat do torzní tuhosti šnekového soukolí i průřez hřídele šneku musí se vyhodnocovat místo blíže ke kontaktu zubu v daném směru pootočení. Dále je nutno do torzní deformace šnekového soukolí také zahrnout axiální poddajnost axiálního ložiska Zarn. Určitý vliv také bude mít průhyb hřídele šneku.



Obr. 41: Pohled na torzní deformaci v řezu, která je definována pouze pro směr X

Výpočet celkové torzní tuhosti šnekového soukolí z hlediska kontaktní tuhosti a tuhosti způsobené ohybem zubů má následující postup:

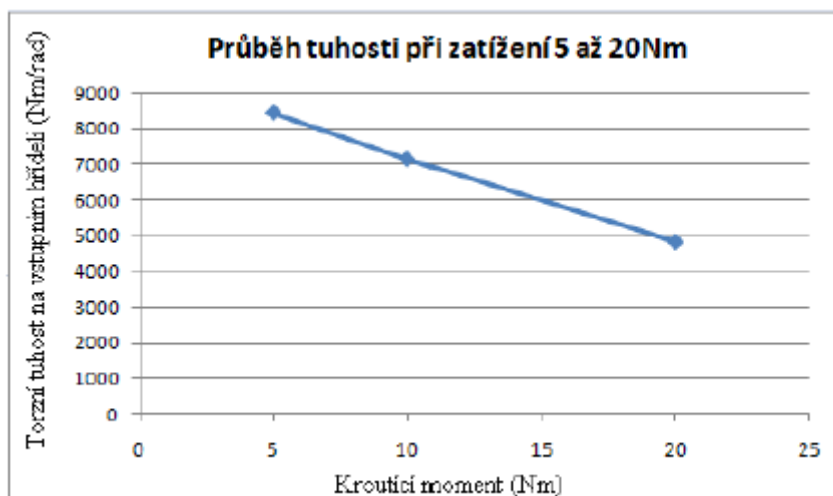
$$k_{ss} = \frac{M_k}{\arctan\left(\frac{\overline{AA'_x}}{\frac{d_{w1}}{2}}\right)} \quad (48)$$

Opět je nutno počítat s vlivem axiální poddajností ložiska uložení šneku:

$$k_{ss,cel} = \frac{1}{\frac{p^2}{k_{ss}} + \frac{2 \arctan\left(\frac{2F_A}{\frac{k_{AX}}{d_{w2}}}\right)}{F_A d_{w2}}} \quad (49)$$

V obou výpočtech je nutno stanovit chybu výpočtu vlivem zjednodušení. Při výpočtu úhlu nakroucení je chyba výsledku řádově 10^{-4} [rad] a při výpočtu vlivu axiální tuhosti ložiska je chyba výsledné tuhosti řádově 10^{-5} [Nm/rad]. Tento výpočet je nutné převést tak, aby obě tuhosti, které mají vliv na celkovou tuhost, byly platné pro stejnou osu rotace šnekového kola. Tuto výslednou tuhost je pak možné opět převést pomocí druhé mocniny převodu p^2 na hřídel motoru (šneku). Pro zjednodušení rozkladu sil je ve vzorci počítáno s axiální osovou silou šneku. Jelikož simulační model je zatěžován silou obvodovou

z kroutícího momentu, je nutno tuto sílu přepočítat na sílu axiální. Na obrázku 42. je znázorněn graf průběhu torzní deformace na zatížení kroutícím momentem.



Obr. 42: Závislost torzní tuhosti šnekového soukolí na zatížení

9.3 Porovnání obou variant

Porovnání variant převodů pro model 2D a model 3D bylo nutné provést pro stejné zatížení, protože se dá předpokládat, že výsledná tuhost nebude mít lineární průběh. Pro převod 81 už nebyl proveden výpočet ve 2D prostředí, protože po důkladném rozboru jsou použity dále pouze výpočty ze 3D modelu.

Tab. 14. Porovnání výsledků torzní tuhosti šnekového soukolí

Varianta převodu	Převod 40,5		Převod 81
Simulační model	2D model	3D model	3D model
Výsledná torzní tuhost (Nm/rad) pro zatížení 20Nm (na ose vřetena)	58 392 900	35 035 740	31 849 514

10. Tvorba komplexního simulačního modelu osy C

Hlavním důvodem pro sestavení simulačního modelu je zjištění dynamických vlastností pohonu osy C v režimu Master-Slave. Tento simulační model byl sestaven v době, kdy byla osa C konstruována a pomohl získat přesnější informace pro volbu jednotlivých komponent této konstrukční skupiny tak, aby žádná z komponent nebyla poddimenzována či předdimenzována. Tento model pomohl hned na počátku vývoje odhalit příliš malou torzní tuhost použité vlnovkové spojky, která byla nahrazena spojkou s hliníkovými náboji a vnitřními lamelami od firmy KTR řady EK. Tato spojka měla nejen dvojnásobnou torzní tuhost, ale i vyšší vnitřní tlumení. Dále tento simulační model odhalil výhody a nevýhody samosvorného šnekového převodu. V poslední fázi návrhu pomohl nastavit a optimalizovat parametry regulátorů na prototypu stroje. Komplexní simulační model obsahuje tyto hlavní části:

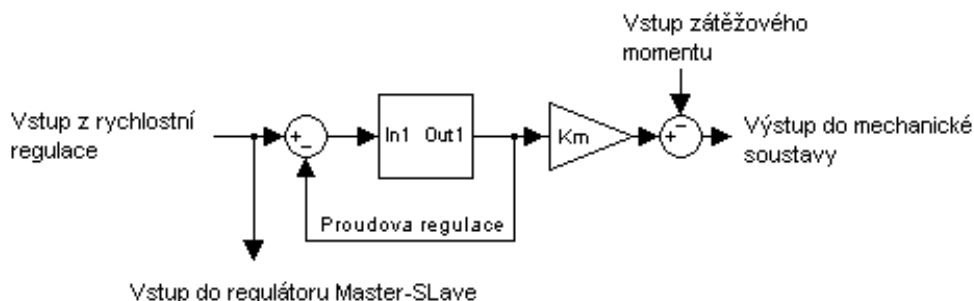
- proudovou smyčku motoru Master,
- proudovou smyčku motoru Slave,
- rychlostní smyčku motoru Master,
- rychlostní smyčku motoru Slave,
- polohovou smyčku motoru Master,
- mechanickou soustavu pohonu Master,
- mechanickou soustavu pohonu Slave,
- model tření pro oba pohony,
- změnu úhlové polohy motoru při předeprnutí soustavy,
- rychlostní a momentová regulaci mezi motory Master a Slave.

Je třeba upozornit na to, že simulační model je v určitých ohledech zjednodušený. Hlavní zjednodušení, které bylo nutné udělat, je rozdíl mezi skutečnou strukturou řízení Master-Slave a simulačním modelem. V modelu bylo nutné odstranit vstup hodnoty požadovaného předeprnutí do řízení mezi motory Master a Slave, protože tento moment by zapříčinil odjetí obou šneků do reálně nedosažitelné polohy. Ve skutečnosti tomuto stavu zabrání mechanická soustava, ale tento jev nelze v simulačním modelu jednoduše odstranit. Předeprnutí ve skutečnosti zapříčiní změnu úhlové polohy obou motorů, což v modelu ošetřeno je, a regulátor mezi motorem Slave a Master pracuje správně, protože porovnává rychlosti obou motorů. Dále je simulační model připraven na přepínání různým druhem zatížení (poruchovou veličinou), jako jsou skoková změna momentu, skoková změna rychlosti, zatížení definovanými pulsy nebo harmonickým průběhem ve tvaru sinusové funkce.

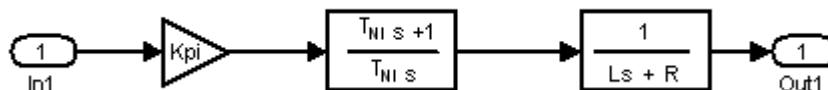
10.1 Jednotlivé regulační smyčky

Proudová smyčka

Proudová smyčka je do simulačního modelu zahrnuta jako blok, proto na obrázku komplexního simulačního modelu je pouze název bloku proudová smyčka. Proudová smyčka není ani optimalizována, protože budou použity hodnoty pro regulátor, které jsou přednastaveny firmou Siemens. Na obrázku 43 je uvedena struktura proudové smyčky motoru Master.



Obr. 43: Proudová regulace motoru Master jako blok s okolím



Obr. 44: Blokové schéma proudové regulace, shodné pro motor Master i Slave

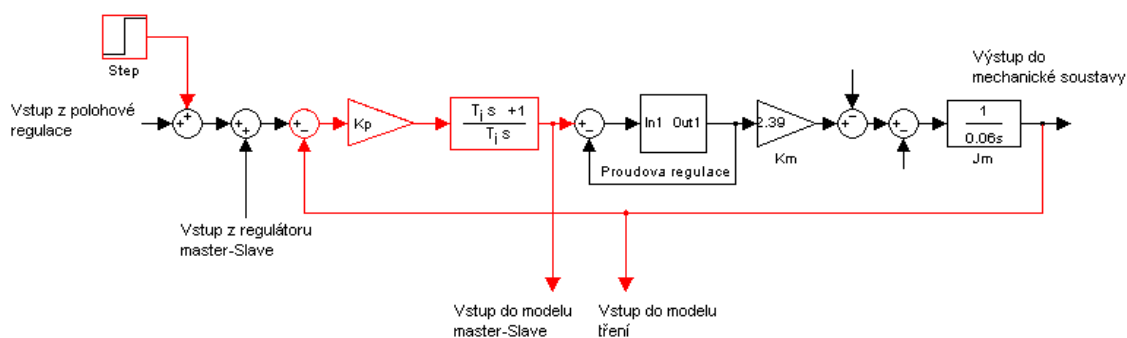
Tab. 15. Dosazené hodnoty

Veličiny	Hodnoty
Proporcionální zesílení K_{PI}	80V/A
Integrační časová konstanta T_{NI}	0,002s
Odpor ve vinutí R	0,65 Ω
Indukčnost vinutí L	0,008H
momentová konstanta motoru K_M	2,39Nm/A

Pro motor Slave jsou obě schémata úplně stejná.

Rychlostní smyčka

Rychlostní smyčky jsou pro oba motory opět identické, avšak na rozdíl od proudové regulace je rychlostní regulace optimalizována. Průběh optimalizace bude uveden v kapitole 10.5. Dosazené hodnoty uvedené v této kapitole jsou už podrobeny optimalizaci. Rychlostní regulace je úplně znázorněna přímo v komplexním simulačním modelu (Obr. 5).



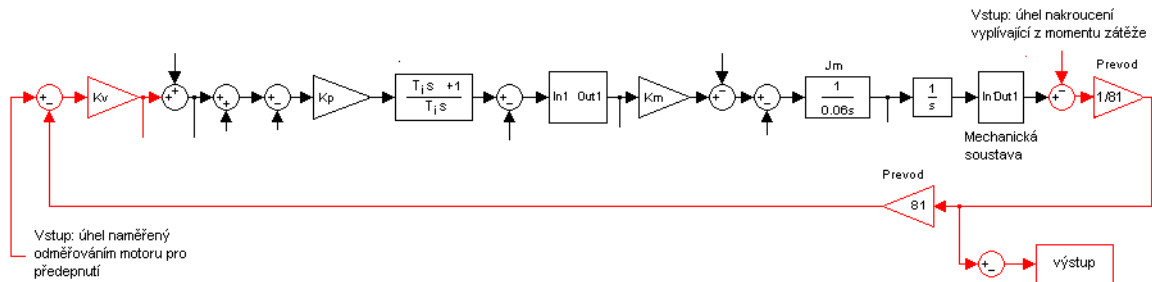
Obr. 45: Rychlostní smyčka motoru Master s okolím

Tab. 16. Dosazené hodnoty

Veličiny	Hodnoty
Proporcionální zesílení K_P	2100A/rad/s
Integrační časová konstanta T_i	0,003s

Polohová smyčka

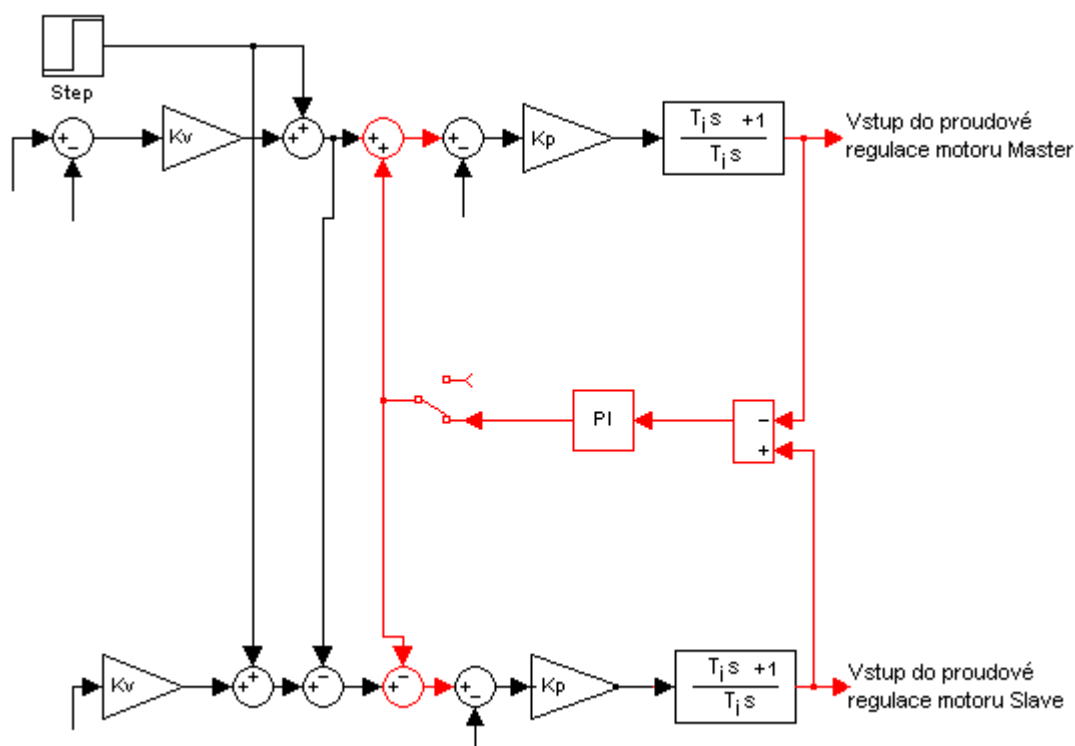
Polohovou smyčkou je vybaven pouze motor Master a tato smyčka má pouze proporcionální zesílení K_v . Hodnotu K_v je možné v rámci simulací měnit. Hodnotu K_v je ale nutné nastavit tak, aby při skokové změně rychlosti byla odezva polohy bez překmitu. Maximální použitelná hodnota po optimalizaci je $K_v = 2\text{m/min/mm}$ (33,3/s). při vyšší hodnotě již dojde k překmitu.



Obr. 46: Polohová smyčka motoru Master

Regulace Master-Slave na konstantní hodnotu momentu mezi oběma motory:

Tato regulace udržuje konstantní hodnotu momentu mezi oběma motory a je realizována PI regulátorem – viz Obr. 46. Jak složka proporcionální, tak složka integrační určuje také dynamickou stabilitu motoru Slave. Jestliže je regulace nastavena na velkou hodnotou integračního času a s malým proporcionálním zesílením, tak je sice zaručená dynamická stabilita, ale vzniká při skokových jevech odchylka rychlostí obou motorů, což není úplně žádoucí. Je-li ovšem regulátor nastaven příliš přísně, může dojít k dynamické nestabilitě a motor Slave se nechová přesně podle řídicích signálů motoru Master. To pak má za následek velké odchylky polohy při různých změnách směru otáčení nebo, v reálném prostředí, při rázových jevech.



Obr. 47: Regulace Master-Slave na konstantní hodnotu momentu mezi oběma motory

Tab. 17. Dosazené hodnoty

Veličiny	Hodnoty
Proporcionální zesílení K_p	80A/rad/s
Integrační časová konstanta T_i	0,01s

10.2 Mechanická soustava

Mechanická soustava osy C (Obr. 47) je skladbou stejná pro převod 81 i 40,5, ale redukované momenty setrvačnosti vřetenové části na hřídel motoru jsou různé a také tuhosti redukované na hřídel motoru mají díky velikosti převodu různou velikost. Dále hraje roli také samosvornost převodu. V případě výpočtu vlastních frekvencí při zablokovaném motoru je nutné brát v úvahu samosvornost šnekového převodu. Protože samosvornost v případě převodu 81 existuje pouze téměř za nulové rychlosti, je nutné pro verifikaci počítat s tím, že při měření rezonačních frekvencí dochází k určitým rychlostem otáčení s osou C a převod samosvorný být nemusí. Pro verifikaci vlastních frekvencí bude použito měření rezonančních frekvencí kotvy motoru v rychlostní smyčce (označováno někdy jako „Locked motor frequency“). Pro výpočet vlastních frekvencí netlumené soustavy je použita pohybová rovnice v maticovém tvaru bez složky tlumení. Protože tato mechanická soustava je částečně tlumená třením ve šnekovém soukolí, budou se částečně vlastní frekvence tlumené soustavy lišit. V této soustavě se jedná o kritické tlumení, protože $d < W_0$, kde konstantu tlumení d vypočítáme podle vztahu (50) [21]:

$$\delta = \frac{b}{2J} \quad (50)$$

Protože konstanta tlumení je v tomto případě tisíckrát menší v případě první vlastní úhlové frekvence, lze při výpočtu vlastních frekvencí tlumení zanedbat. Dále je nutné uvést, že při měření rezonančních frekvencí je zablokována kotva pouze na motoru Master. Z toho vyplývá, že je nutné provést výpočet se stejnou mechanickou soustavou. Dále z toho plyne, že šnekové soukolí je předepnuto a jeho tuhost je nutné započítat paralelně. Jelikož výstupy rezonančních frekvencí při měření jsou sledovány pouze na motoru Master, je nutné počítat pouze s hřídelí šneku motoru Master. Při výpočtu vlastních frekvencí je celá dynamická soustava redukována na hřídel motoru. Vlastní frekvence pro případ zablokováne kotvy motoru jsou počítány podle vzorce [5]:

$$\left| M^{-1}K - \Omega^2 E \right| = 0 \quad (51)$$

Matice hmotnosti má tvar:

$$M = \begin{bmatrix} J_{spojky} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{hš} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{vs} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{ob} \end{bmatrix} \quad (52)$$

a matice tuhosti bude

$$K = \begin{bmatrix} k_{m+spojky} & -k_{spojky} & 0 & 0 \\ -k_{spojky} & k_{spojky+hš} & -k_{hš} & 0 \\ 0 & -k_{hš} & k_{hš+2.ss(CEL)} & -2.k_{ss(CEL)} \\ 0 & 0 & -2.k_{ss(CEL)} & k_{2.ss(CEL)+vs} \end{bmatrix} \quad (53)$$

Numerické hodnoty dosazené do matic jsou uvedeny v tabulce 18 a výsledné vypočítané hodnoty jsou shrnuty v tabulce 19.

Tab. 18. Dosazené hodnoty do matic

Jednotlivé komponenty	Hodnoty momentů setrvačnosti (kg.m ²) 40,5/81	Jednotlivé komponenty	Hodnoty torzní tuhosti (Nm/rad)
J_{vs} (vřetenová soustava)	0.15/0,038	k_{vs} (vřetenová soustava)	245,3/61,3
$J_{hš}$ (hřídel šneku)	0.136	$k_{ss(CEL)}$ (šnekové soukolí)	21 360/4 854
J_{spoj} (spojka)	0.00046	$k_{hš}$ (hřídel šneku)	65 136
J_{mot} (motor)	0.0065	k_{spoj} (spojka)	60 000
J_{ob} (obrobek)	0.015/0,0039	k_m (motor)	65 000

Tab. 19. Výsledné vypočítané hodnoty

	Vlastní frekvence mechanické soustavy při převodu 40,5 (Hz)	Vlastní frekvence mechanické soustavy při převodu 81(Hz)	Rozdíl
1. vlastní frekvence při zablokované zátěži	29,8	22,5	24,4%
2. vlastní frekvence při zablokované zátěži	39,2	58	32,4%
3. vlastní frekvence při zablokované zátěži	61,7	69	10,5%
4. vlastní frekvence při zablokované zátěži	82,8	78	5,7%

Dílčí shrnutí výsledků:

Výsledné vlastní frekvence pro mechanickou soustavu se zablokovanou kotvou motoru Master odpovídají stupni diskretizace mechanické soustavy na čtyř-hmotovou soustavu. Jak už bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, pro oba možné převody šnekového soukolí byla mechanická soustava řešena jako nesamosvorná z důvodu verifikačního měření za pohybu. Rozdílné hodnoty vlastních frekvencí pro oba převody je možné vysvětlit vlivem velikosti převodu, protože jak pro tuhost, tak pro moment setrvačnosti vřetenové části a obrobku jsou jejich hodnoty redukovány právě použitím druhé mocniny převodu. Výpočet byl prováděn pro konkrétní moment setrvačnosti obrobku, který byl upnut při verifikačním měření rezonančních frekvencí rychlostní smyčky.

10.3 Model tření

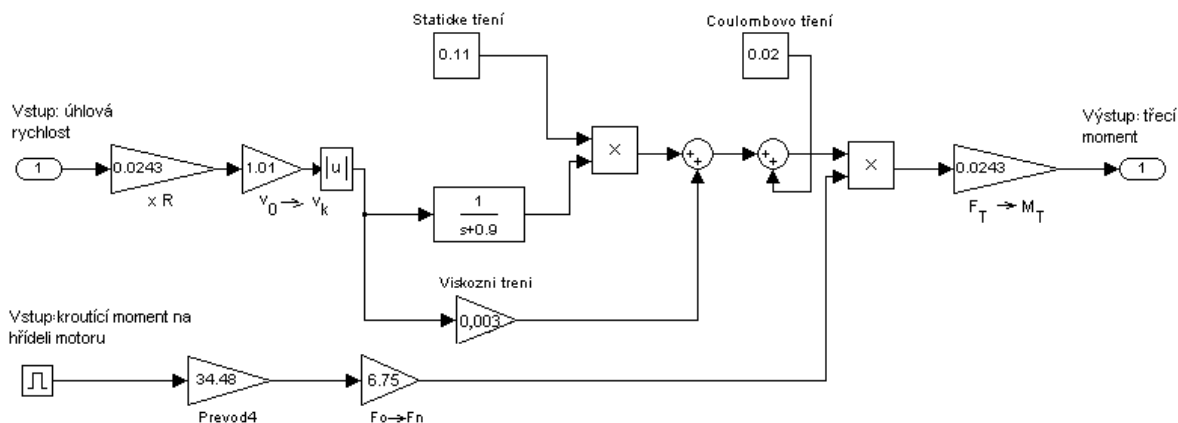
V modelu tření pro komplexní simulační model (viz Obr. 48) je převeden vztah pro třecí sílu na krouticí moment v závislosti na okamžité úhlové rychlosti motoru. Jelikož komplexní simulační model osy C je v Laplaceově transformaci, musí se i tento model převést do této transformace.

$$F_{T,celkové}(\dot{x}) = F_N \left[\mu_C + (\mu_{ST} - \mu_C) e^{-\frac{|\dot{x}|}{v_s}} + B_v |\dot{x}| \right] \text{sign}(\dot{x}) \quad (54)$$

kde μ_{ST} je statický součinitel tření pro dvojici ocel-cínový bronz, a pro tento případ byla zvolena hodnota 0,11 v rozmezí (0,09 až 0,14) [47]. Tření za pohybu μ_C pro tuto dvojici se pohybuje podle literatury v rozmezí 0,02 až 0,05 v závislosti na provozních podmínkách a stupni zabíhání. V našem případě jde o zaběhnuté šnekové soukolí, proto je zvolena nejnižší hodnota z daného rozmezí. Hodnota tření ve Stribeckově oblasti nemůže být menší, než je hodnota Coulombova tření za pohybu μ_C , ale může tuto hodnotu mírně překročit. Stribeckova rychlost je opět převzata z [2], protože v tomto případě je spolehlivější se spoléhat na jiného autora, který se přímo tímto výzkumem zabývá a v této oblasti publikuje. Součinitel pro viskózní tření je závislý na dynamické viskozitě oleje, dále na tloušťce vrstvy oleje a tlaku působícího v této vrstvě. Pro výpočet tohoto součinitele vycházím ze vztahu

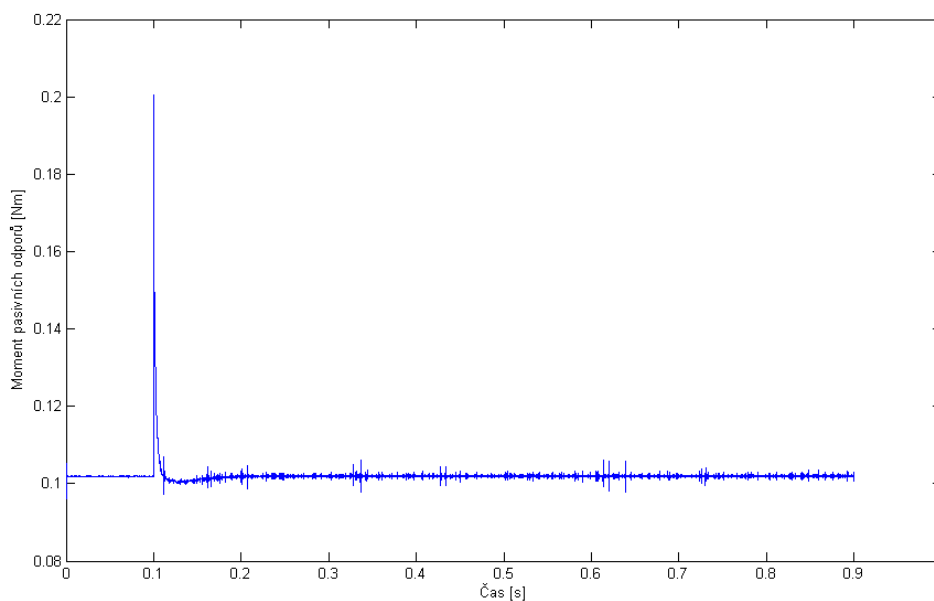
$$F_v = v \frac{\eta}{pt_1} \quad (55)$$

kde dynamická viskozita η při 20°C je 0,28 Pa.s, průměrný měrný tlak pro spektrum zatížení v olejové vrstvě 25 MPa, tloušťka vrstvy je 0,005mm.

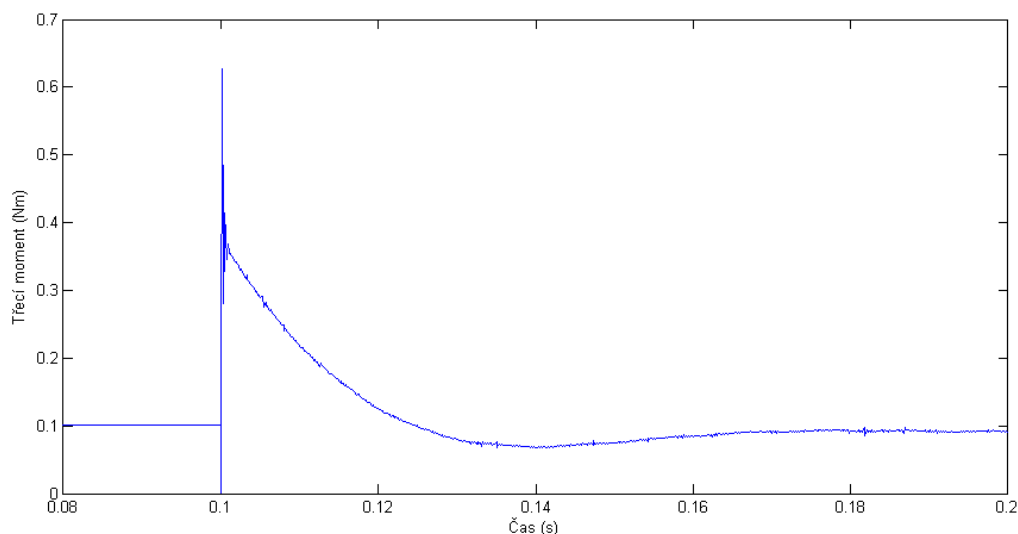


Obr. 48: Model tření pro komplexní simulační model s hodnotami pro převod 81

Při porovnávání průběhů třecího momentu pro samotné šnekové soukolí je nutné brát v úvahu, že převodový poměr 40,5 není vůbec samosvorný a převodový poměr 81 je samosvorný pouze bez pohybu při velmi nízkých rychlostech. Proto z průběhu třecího momentu pro převodový poměr 81 (obrázek 49) je možné odečíst nižší maximální hodnotu, protože se vůbec velikost skokového momentu v důsledku samosvornosti na velikosti třecího momentu neprojeví. Naopak pro převodový poměr 40,5 (obrázek 50) má tento moment přímý vliv na průběh třecího momentu přímo.



Obr. 49: Graf průběhu tření ve šnekovém soukolí při skoku momentu 250Nm pro převod 81



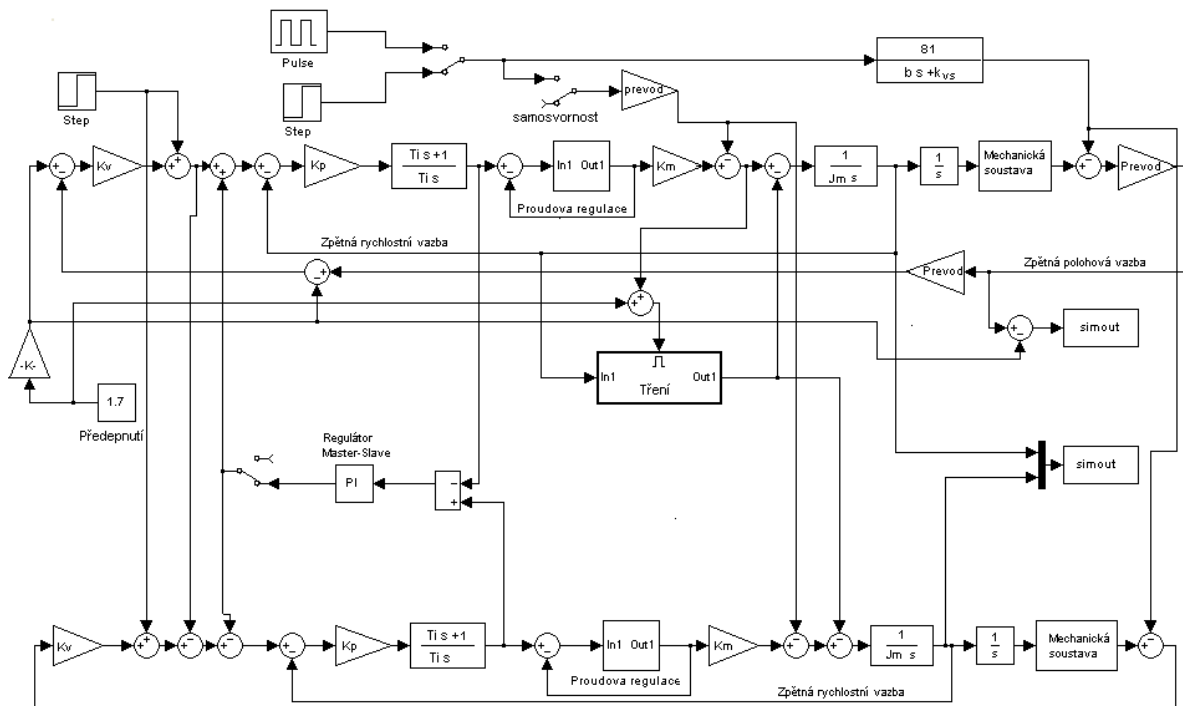
Obr. 50: Graf průběhu tření ve šnekovém soukolí při skoku momentu 250Nm pro převod 40,5

10.4 Výstupy ze simulačního modelu

Simulační model osy C v režimu Master-Slave (Obr. 51) umožňuje zahrnout více mechanických a elektronických vlivů na dynamické chování osy C. Takto složitý simulační model ale také zahrnuje několik zjednodušení a nepřesností vůči realitě. Nepřesnosti, s kterými je nutné počítat, jsou následující:

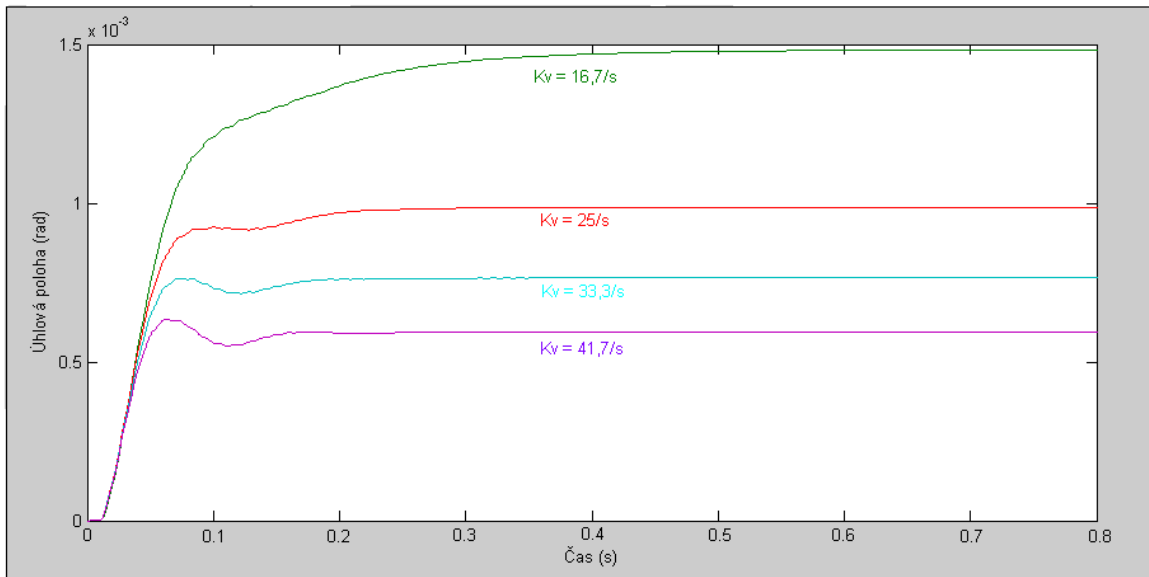
- nelinearita tuhosti šnekového soukolí v závislosti na zatížení.
- tlumení šnekového soukolí vycházející z tření je do mechanické soustavy zaneseno jako konstanta. Ve skutečnosti je toto tlumení nelineárně závislé na rychlosti pohybu,
- hodnoty tuhostí a momentů setrvačnosti jsou vypočítány pro dílce vyrobené ve jmenovitých rozměrech. Ve skutečnosti tam mohou být odchylky,
- mechanická soustava je pouze diskrétně rozdělena na více-hmotovou.

Pro tyto nezahrnuté vlivy je nutno najít míru ovlivnitelnosti přesnosti výsledku. Jako nejmenší problém se jeví chyba odchylek rozměrů pro výpočet tuhostí a momentu setrvačnosti. Největší riziko ovlivnitelnosti výsledku pro tento simulační model je v používané hodnotě tlumení šnekového soukolí, což se podařilo graficky znázornit přímo výstupem ze simulačního modelu pro více dosazených hodnot tlumení (Obr. 53).

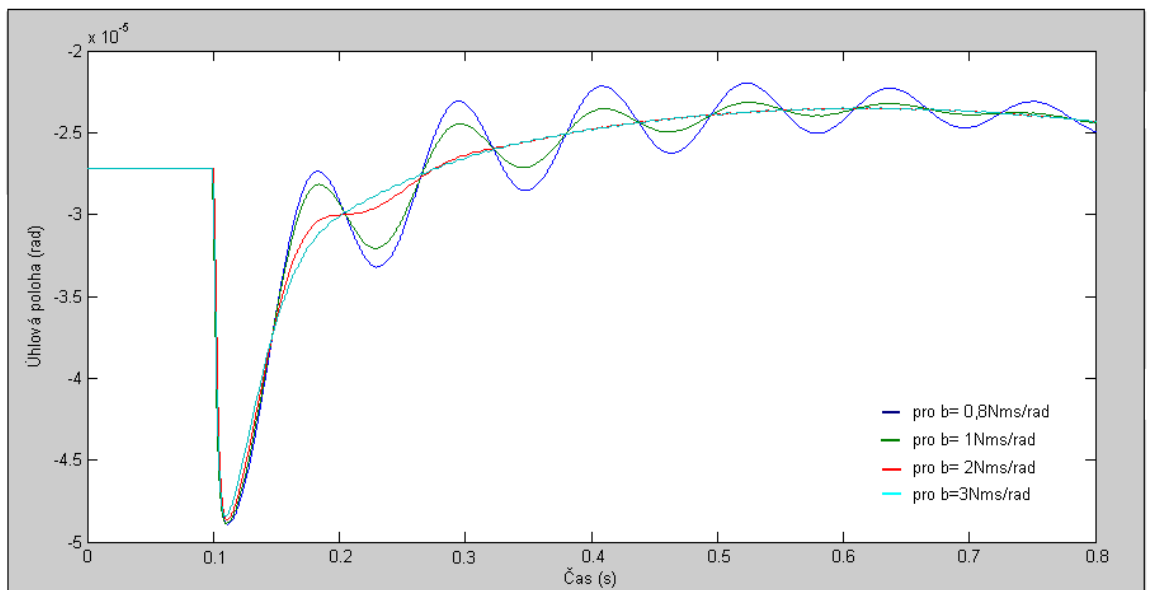


Obr. 51: Komplexní simulační model osy C

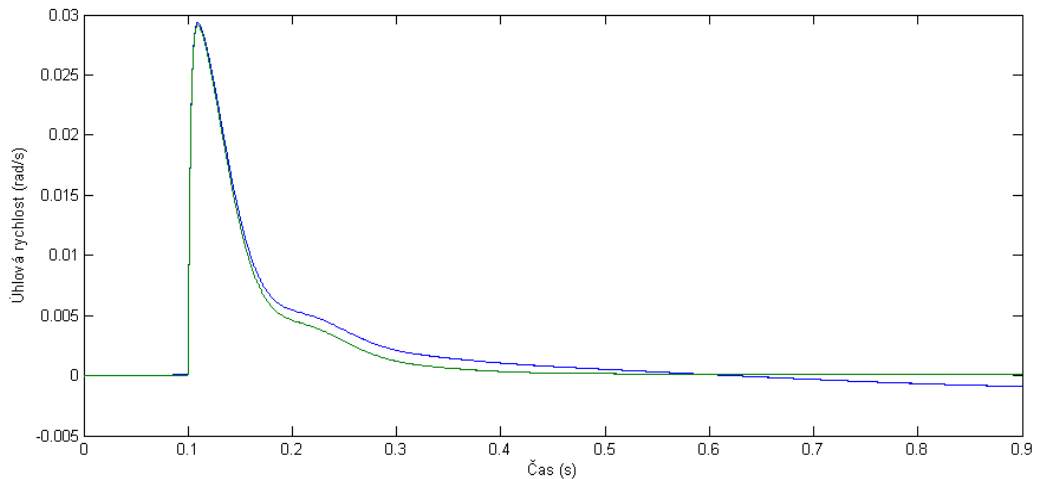
Dále bych rád popsal pozitivní stránky simulačního modelu. Na obrázku 52 je vidět možnost graficky znázornit výstupy odezev polohy na skok rychlosti pro jednotlivá zesílení polohové smyčky. Na základě těchto výstupů lze předem vcelku spolehlivě optimalizovat hodnotu K_v . Další velice potřebným výstupem ze simulačního modelu je porovnání průběhů rychlostí obou motorů při skokové změně zatížení (Obr. 54). Na základě tohoto výstupu lze optimalizovat nastavení regulátoru Master-Slave. Mezi dílčí výstupy simulačního modelu patří výstupy třecího momentu při různých změnách zatížení (Obr. 49,50). Na Obr. 55 je vidět odezva polohy na skok momentu 220Nm pro převod 40,5. Tento průběh je velice podobný průběhu s převodem 81, ale rázová poddajnost je daleko vyšší, protože tento převod není samosvorný a nejnižší bod průběhu je ovlivněn nižší celkovou tuhostí celé mechanické soustavy až po motor.



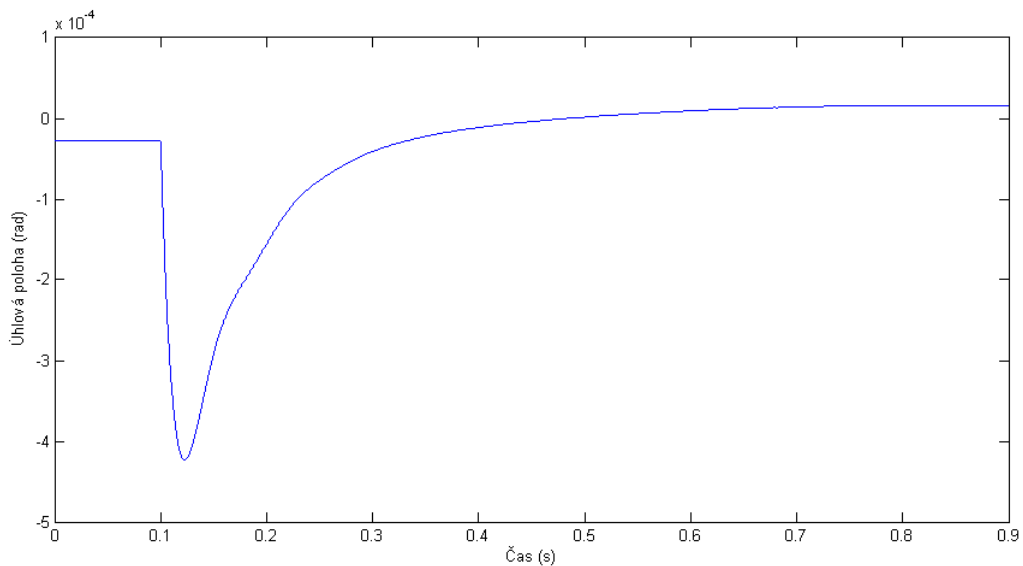
Obr. 52: Odezva polohy na skok rychlosti pro různá zesílení polohové zpětné vazby K_v



Obr. 53: Odezva polohy na skok rychlosti pro různá tlumení



Obr. 54: Odezva rychlosti motoru Master a Slave na skok momentu 220Nm



Obr. 55: Odezva polohy na skok momentu 220Nm pro převod 40,5 při stejném nastavení

10.5 Optimalizace parametrů s ohledem na ostatní řízené osy na stroji

Nejprve si je nutné definovat, co je cílem optimalizace parametrů regulátoru. Jednotlivé dílčí cíle optimalizace jsou tyto:

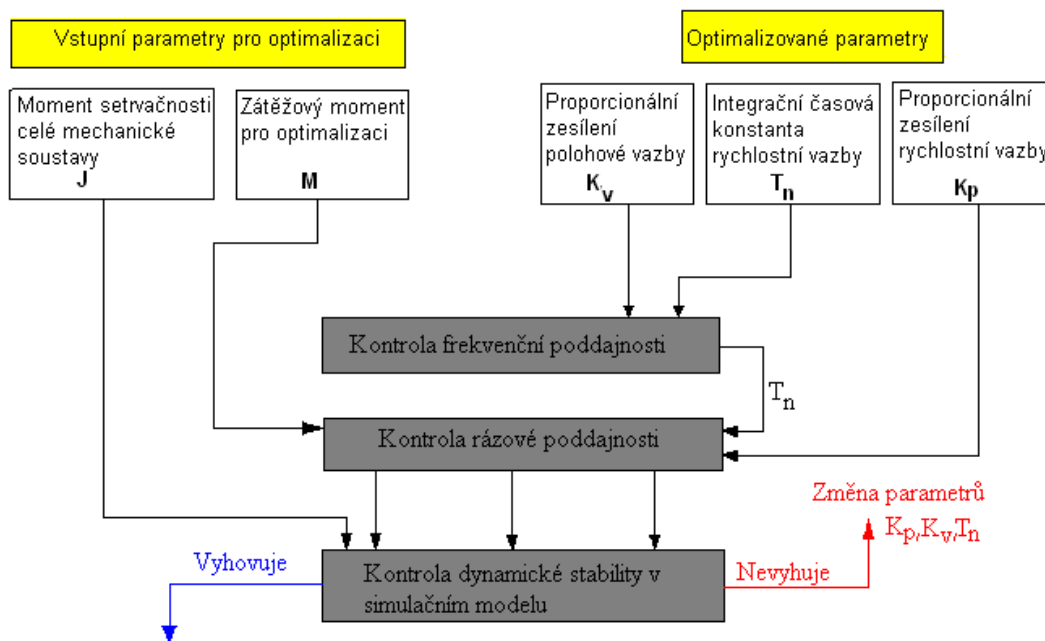
1. Nastavení polohové a rychlostní regulace tak, aby při skokové změně polohy nedoházelo k překmitům požadované hodnoty.
2. Docílení malé rázové poddajnosti regulace.
3. Malé přípustné rozdíly rychlosti mezi motory Master a Slave při skokových změnách.
4. Nastavení optimálního momentového předepnutí mezi motory Master a Slave vzhledem k překonání statického tření při procesu vymezování vůle a vzhledem ke stabilitě regulace.

Do optimalizace vstupuje následující podmínka: velikost proporcionálního zesílení polohové vazby nesmí příliš převýšit hodnoty tohoto zesílení u dalších os stroje kvůli přesnosti interpolace. Nejlépe je, když jsou všechny osy naladěné stejně. Ostatní osy

nepřevyšují hodnotu $K_v = 33,3s^{-1}$. Optimální nastavení rychlostní a polohové regulace obou motorů lze provést na určité úrovni pouze v simulačním modelu, poté kombinací dat z měření na prototypu a ze simulačního modelu a v neposlední řadě je pouze měření na stroji.

10.5.1 Optimální nastavení rychlostní a polohové vazby

Optimalizace bude probíhat podle diagramu na Obr. 56. Počáteční hodnotou pro parametr K_v bude maximální hodnota $33,3s^{-1}$, která vyplývá z nastavení ostatních os stroje. Hodnota vstupního momentu bude nastavena na základě požadavku technologického procesu frézování na průměru 750mm. Maximální hmotnost obrobku daná specifikací stroje je 3000kg. Z toho vyplývá hodnota momentu setrvačnosti obráběného dílce, redukováná na hřídel motoru, rovná $0,08 \text{ kg.m}^2$.



Obr. 56: Schéma optimalizace nastavení parametrů regulátoru

Kontrola frekvenční poddajnosti

Optimalizaci frekvenční poddajnosti je možné se vyhnout za předpokladu, že rezonanční frekvence polohové a rychlostní smyčky bude za potřebnou hranicí používaného frekvenčního spektra. Minimální požadovaná hodnota pro optimalizaci je stanovena vyšší, než 100Hz. Tomuto požadavku při $K_v = 33,3s^{-1}$ odpovídá integrační konstanta $T_n = 0,003s$. Tato hodnota je pak dále použita pro kontrolu rázové poddajnosti. Rezanční frekvence se vypočítá podle vztahu:

$$f_{rez} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_v}{T_n}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{33,3}{0,003}} = 105 \text{ Hz} \quad (56)$$

Kontrola rázové poddajnosti

Do kontroly rázové poddajnosti vstupuje více parametrů. Za prvé je to moment setrvačnosti maximálního technologicky reálného obrobku. Dále již z kontroly frekvenční poddajnosti vystupuje parametr T_n pro momentové zatížení určené technologií, a v neposlední

řadě také požadovaná minimální přesnost při obrábění. Požadovaná přesnost při takovémto rázovém zatížení je 50 úhlových vteřin. Z této části optimalizace určíme parametr K_p , což je proporcionální zesílení rychlostní smyčky. Výpočet pro hodnotu úhlové polohy pro rázovou poddajnost je [7]:

$$\varphi_{\max} = \frac{M_k T_n}{K_p K_M} (T_n K_v) \left(\frac{T_n K_v}{1 - (T_n K_v)} \right) \quad (57)$$

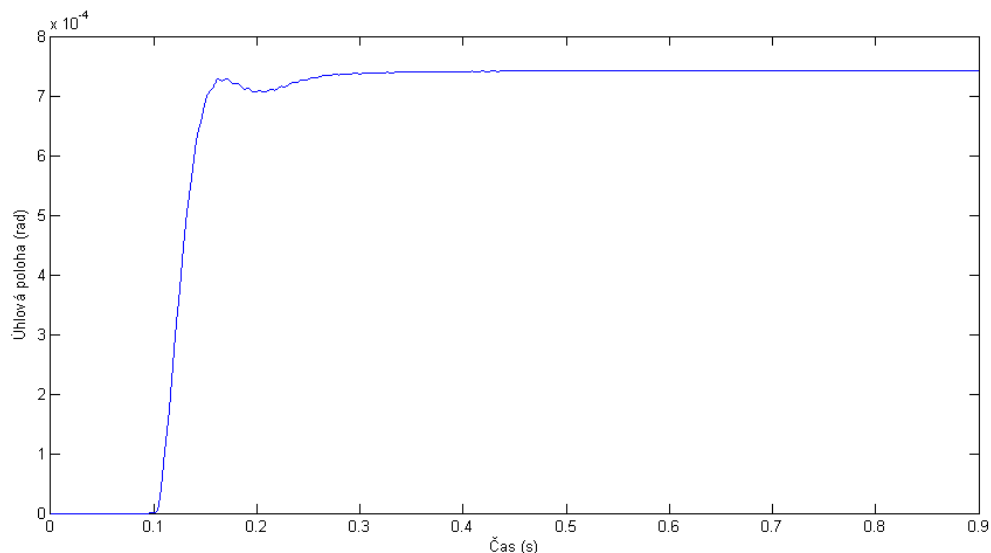
Pro výpočet minimálního možného K_p je tady upraven vzorec:

$$K_p (\min) = \frac{M_k T_n}{\varphi_{\max} K_M} (T_n K_v) \left(\frac{T_n K_v}{1 - (T_n K_v)} \right) = \frac{500 \cdot 0,003}{2,42 \cdot 10^{-4} \cdot 2,29} (0,003 \cdot 33,3) \left(\frac{0,003 \cdot 33,3}{1 - (0,003 \cdot 33,3)} \right) = 2084 A / rad / s \quad (58)$$

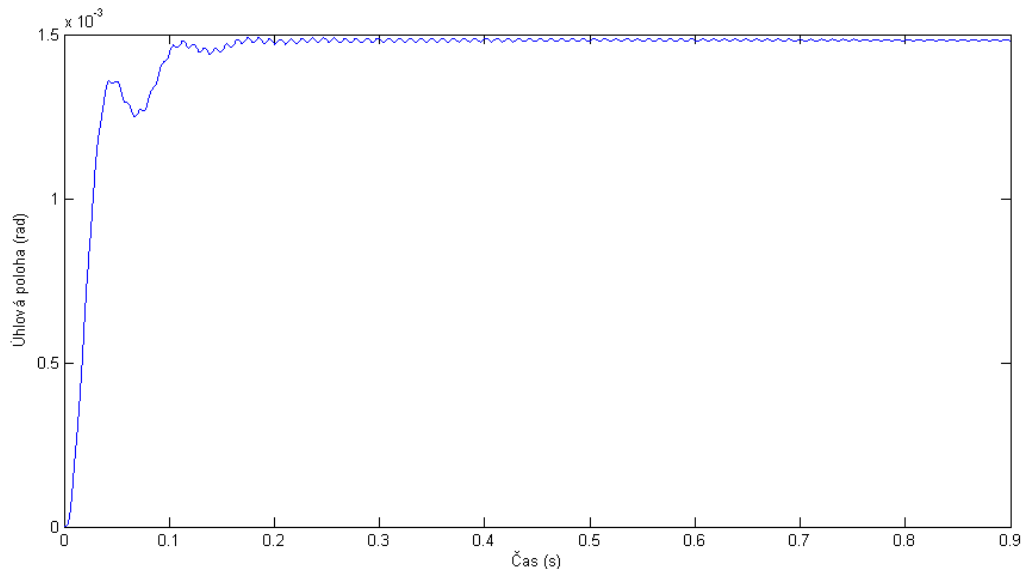
Pro určitou rezervu je hodnota zvýšena na 2100A/rad/s.

Kontrola dynamické stability při skoku rychlosti

Tato kontrola bude provedena v simulačním modelu osy C parametry navržené, v prvním kroku. Rovněž je možné toto nastavení posuzovat podle naměřené amplitudo-fázové frekvenční odezvy rychlostní smyčky. Na Obr. 57 je vidět průběh odezvy polohy pro převod 81, který je již na hranici přípustného průběhu. Na obrázku 58 je průběh odezvy polohy pro převod 40,5 při stejném nastavení. V tomto případě bude nutné drobně upravit parametry K_p a T_n pro odstranění malého kmitání odezvy na požadované hodnotě polohy.



Obr. 57: Průběh polohové odezvy na skok rychlosti 2rad/s pro převod 81



Obr. 58: Průběh polohové odezvy na skok rychlosti 2rad/s pro převod 40,5

Konečné nastavení parametrů regulace téměř odstraní malé kmitání na požadované hodnotě polohy. Jelikož bylo nutno snižovat hodnoty všech tří parametrů, lze konstatovat, že dojde k poklesu velice solidních výsledných hodnot rázové poddajnosti i rezonanční frekvence. Toto kmitání vzniká v mechanické soustavě, protože jeho potlačení lze docílit zmenšením momentu setrvačnosti obrobku. Hodnoty pro optimální nastavení byly výsledně stanoveny takto:

- $K_v = 20/s$,
- $K_p = 1800A/rad/s$,
- $T_n = 0,004s$.

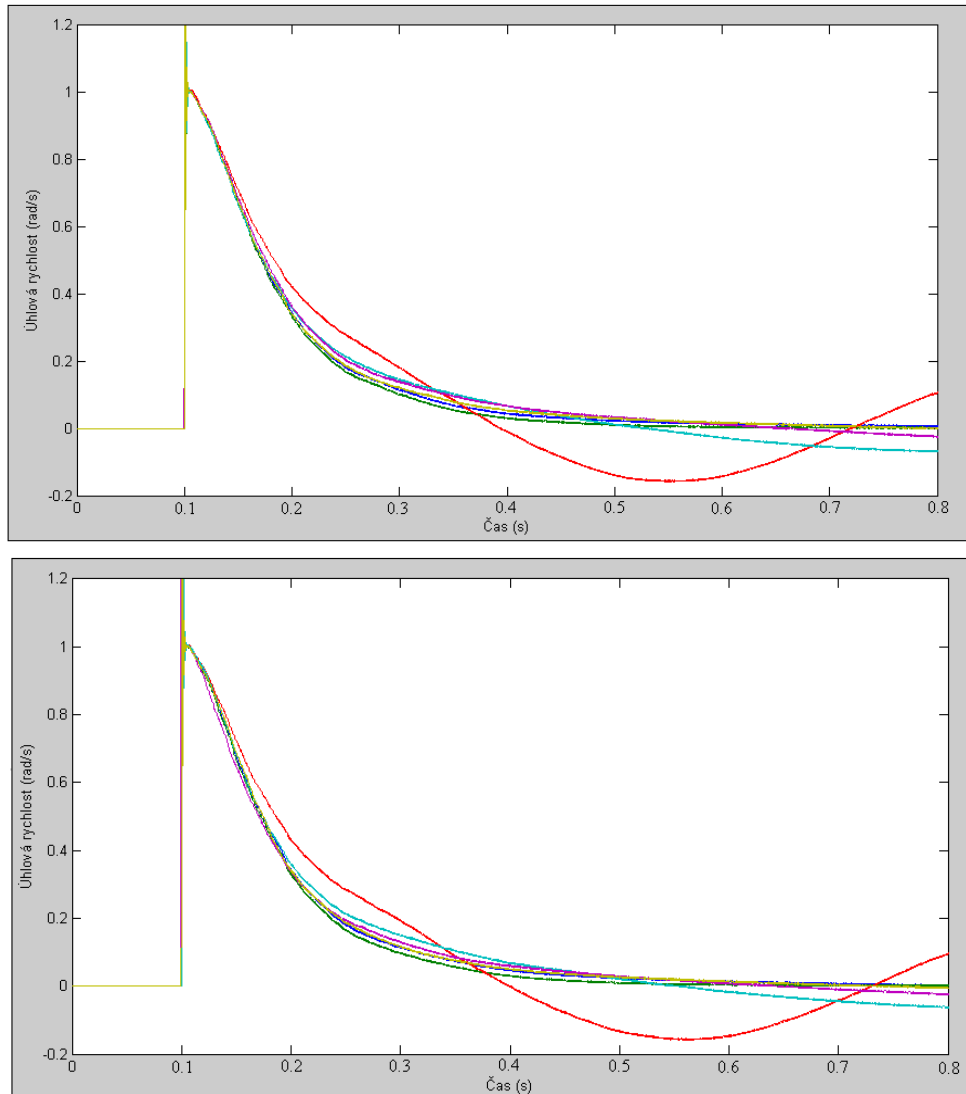
Z hlediska optimalizace regulace se jeví převod 81 lepší, protože je samosvorný a velice dobře eliminuje vliv momentu setrvačnosti obrobku.

10.5.2 Optimální nastavení PI regulátoru Master-Slave

Slabé naladění PI regulátorů Master-Slave má při dynamických jevech za následek rozdíl rychlostí obou motorů. Tento jev může mít vyvolat rychlejší opotřebení šnekových kol. Dále tento jev bude různě urychlovat a zpomalovat rotační pohyb šnekových kol, což může vybudit vibrace. Opačně v případě přísného naladění regulace Master-Slave dochází k dynamické nestabilitě regulace. Doporučená hodnota integrační časové konstanty je maximálně 0,012s. Optimalizace této regulace spočívá v naladění dvou parametrů, a to integrační časové konstanty T_n a proporcionálního zesílení K_p . Hrubá optimalizace byla řešena graficky pro určitou integrační časovou konstantu T_n rovnu hodnotám 0,001 a 0,01s. Byly získány výstupy ze simulačního modelu pro 5 nastavených hodnot proporcionálního zesílení K_p pro zjištění citlivosti soustavy na tento parametr. Horní graf na Obr. 59 je průběhem rychlostní odezvy na skok rychlosti 2rad/s pro nastavenou integrační konstantu $T_n = 0,01s$. Dolní graf je odpovídá integrační konstantě $T_n = 0,001s$. V tabulce 20 jsou uvedeny barvy průběhů pro jednotlivé nastavení proporcionálního zesílení K_p regulátoru Master-Slave.

Tab. 20. Výsledné vypočítané hodnoty

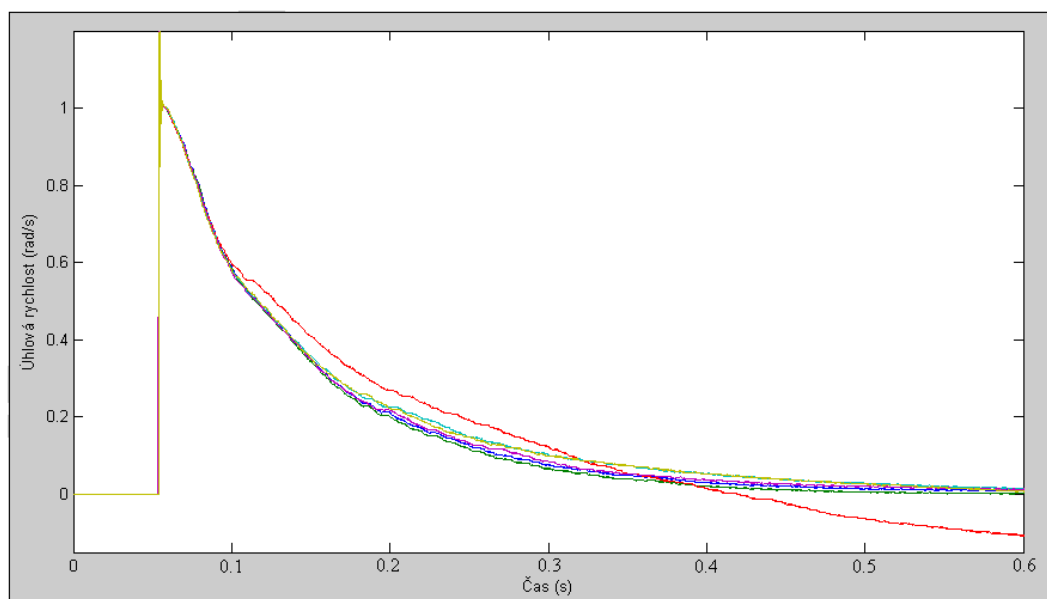
Barva	K_p (A/rad/s)
červená	10
světle modrá	30
fialová	50
tmavě modrá	80
žlutá	150
zelená	Master



Obr. 59: Průběh rychlostní odezvy na skok rychlosti 2rad/s pro 5 hodnot nastavení K_p pro převod 81

Po pečlivém prostudování obou grafů lze říct, že parametr T_n mění průběh odezvy rychlosti velmi nepatrně, ale s vyššími hodnotami proporcionálního zesílení se pro oba případy integrační časové konstanty chování soustavy zlepšuje. Použitelná hodnota má ovšem na reálném stroji hraniční hodnotu, kdy už příliš přísné nastavení regulace velice špatně reaguje na kinematické chyby šnekových kol, které nejsou identické pro obě dvě šneková

kola. Tatáž citlivostní analýza byla provedena i pro převod 40,5, ale jenom pro integrační časovou konstantu $T_n=0,01s$ (Obr. 60).



Obr. 60: Průběh rychlostní odezvy na skok rychlosti 2rad/s pro 5 hodnot nastavení K_p pro převod 40,5

10.5.3 Optimální nastavení velikosti momentu předepnutí

Moment předepnutí je nutno posuzovat ze dvou hledisek. První hledisko souvisí s vlivem momentu předepnutí na třecí moment ve šnekovém soukolí a na opotřebení materiálu šnekového kola. To znamená, že čím větší je moment předepnutí, tím se zvětšuje normálová síla, která způsobuje větší pasivní odpor třením. Druhé hledisko souvisí s ohraničením minimálního předepínacího momentu a pohyblivosti šneku na šnekovém kole pro samotné vymezení vůle. Tento pohyb může být maximálně o velikosti výrobní vůle, ale pakliže předepínací moment nestačí na překonání statického tření, nedojde vůbec k vymezení vůle. Tento stav nastává vždy po zapnutí osy C, že se vymezí vůle momentem předepnutí pro oba směry. Předepínací moment se do řídicího systému zadává jako procentuální hodnota momentu z jmenovitého momentu motoru. Jmenovitý moment motoru má hodnotu 18,7Nm.

Potřebný moment pro posun šneku do šnekového kola pro opěr zubů byl měřen experimentálně, a to tak, že byl postupně zvyšován moment předepnutí tak dlouho, až byl patrný nepatrný posun na odměřování obou motorů. Potřebná hodnota kroutícího byla 2,2Nm. Tato hodnota by odpovídala 11,76% předepnutí. Aby pro případ jinak zaběhnutého šneku na jiném stroji byla vytvořena nějaká rezerva, byla hodnota předepnutí zvětšena na 15%, což odpovídá momentu motoru 2,8Nm. Tato hodnota předepnutí také vyhověla v problematice polohové odchylky při změně směru otáčení.

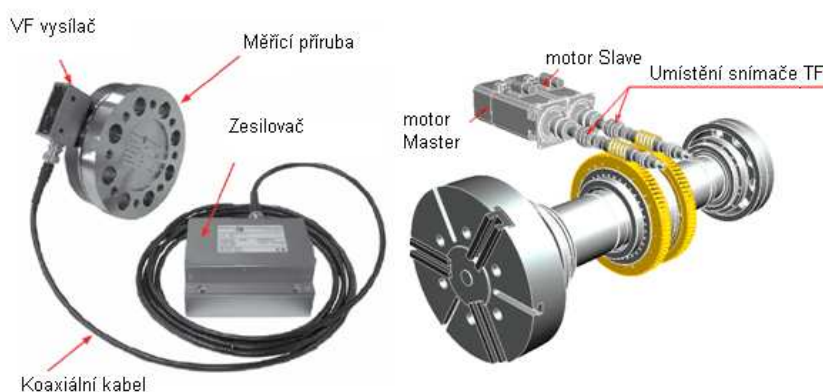
11. Verifikace simulačního modelu pomocí měření na prototypu stroje

V rámci verifikace simulačního modelu je nutno nejprve určit důležité charakteristiky, které lze ze simulačního modelu získat, přičemž tyto charakteristiky musejí být měřitelné dostupnými prostředky přímo na prototypu stroje. V rámci krátkého časového prostoru pro měření v rámci harmonogramů dokončování strojů ve formě TOS byla provedena tato pro verifikaci vhodná měření:

- amplitudová a fázová frekvenční charakteristika rychlostní smyčky,
- průběh pasivních odporů v čase při polohování s konstantní rychlostí jednosměrné,
- pasivní odpory v čase při polohování se změnou otáčení,
- odezva polohy na skokovou změnu momentu zátěže,
- odezva polohy na skokovou změnu rychlosti,
- odezva rychlostí obou motorů na skokovou změnu momentu zátěže.

Všechna měření jsou provedeny s využitím nástrojů řídicího systému Sinumerik 840D. Všechny výstupy v podobě grafů ze systému je možné uložit v elektronické podobě. Ideální by bylo, kdyby bylo možno naměřená data přenést do prostředí Matlab-Simulink. Potom by bylo možné udělat v tomto prostředí porovnávací grafy naměřených a simulovaných dat. To bohužel v prostředí montáže firmy TOS nebylo možné. Dále je nutno konstatovat, že měření pasivních odporů v prostředí Sinumerik 840D je až s 10% chybou měření. Tato měření by bylo výhodnější provést přesněji měřidly momentu firmy Magtrol (Obr. 61) nebo Kistler. Laboratorní měřidlo Magtrol řady TF je schopno měřit moment v rozsahu 0,1 až 50Nm s přesností 0,1%. Měřidlo by bylo umístěno místo spojky mezi servomotorem osy C a hřídelem šneku. Zástavbové rozměry pro toto měřidlo by byly vyhovující, jenomže toto měřidlo stojí kolem 400 000Kč což nebylo možné realizovat.

Prototypový stroj, který byl k dispozici na měření, je vybaven C osou se šnekovým soukolím s převodovým poměrem 81. Proto budou verifikována data pouze pro osu C s tímto převodem.



Obr. 61: Měření pasivních odporů osy C pomocí měřidla Magtrol TF [25]

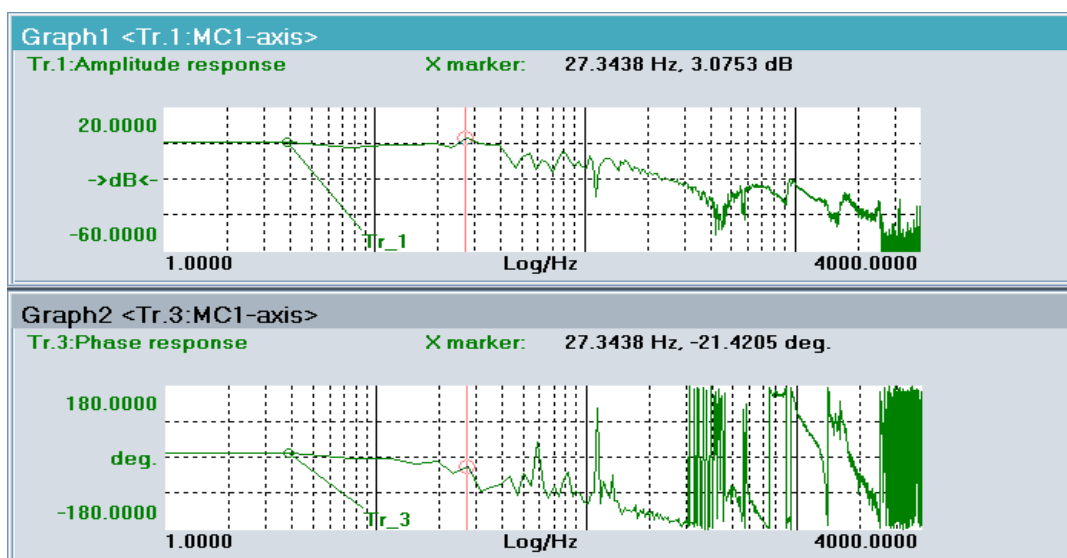
11.1 Verifikace hodnot vypočítaných rezonančních frekvencí dynamické soustavy

Pro měření amplitudo-fázové frekvenční charakteristiky je nutné přesně dodržet moment setrvačnosti obrobku a upínacího sklíčidla. Režim tohoto měření je pevně dán řídicím systémem Sinumerik 840D. Pro správné chování regulace rychlostní smyčky platí, že překmit při rezonanční frekvenci nesmí převýšit 3dB. Na obrázku 62 je vidět hodnota překmitu 3,0753 dB při rezonační frekvenci 27,3Hz. Z amplitudo-fázové charakteristiky lze odečíst, že soustava osy C je velmi dobře tlumená. Rozdíly mezi vypočítanými a naměřenými hodnotami frekvencí lze odůvodnit chybami ve výpočtech torzních tuhostí a samozřejmě rozdílem reálných momentů setrvačností a vypočítaných ze jmenovitých rozměrů dílců na výkresech.

V případě velkých překmitů na rezonančních frekvencích by docházelo k problémům s regulací a museli by se jednotlivé rezonanční frekvence filtrovat, což následně přináší i řadu problémů jakmile se tyto frekvence začnou měnit při rozdílech hmotnosti obrobků. Měření této charakteristiky bylo provedeno jak při optimálním nastavení rychlostního regulátoru, tak pro různě nastavené proporcionální zesílení rychlostní smyčky, aby bylo možné porovnat, jestli nedochází k posunům hodnot rezonančních frekvencí. K posunům nedocházelo, ale docházelo k růstu či poklesu hodnoty překmitu amplitudy. To je ovšem možné odůvodnit přímou souvislostí s proporcionálním zesílením rychlostní smyčky. Výsledky naměřených a vypočítaných hodnot jsou v tabulce 21.

Tab. 21. Naměřené a vypočítané hodnoty rezonančních frekvencí motoru

	1. antirezonanční frekvence	2. antirezonanční frekvence	3. antirezonanční frekvence	4 antirezonanční frekvence
Vypočítané hodnoty [Hz]	22,5	56	65	78
Naměřené hodnoty [Hz]	27,3	52	64	80



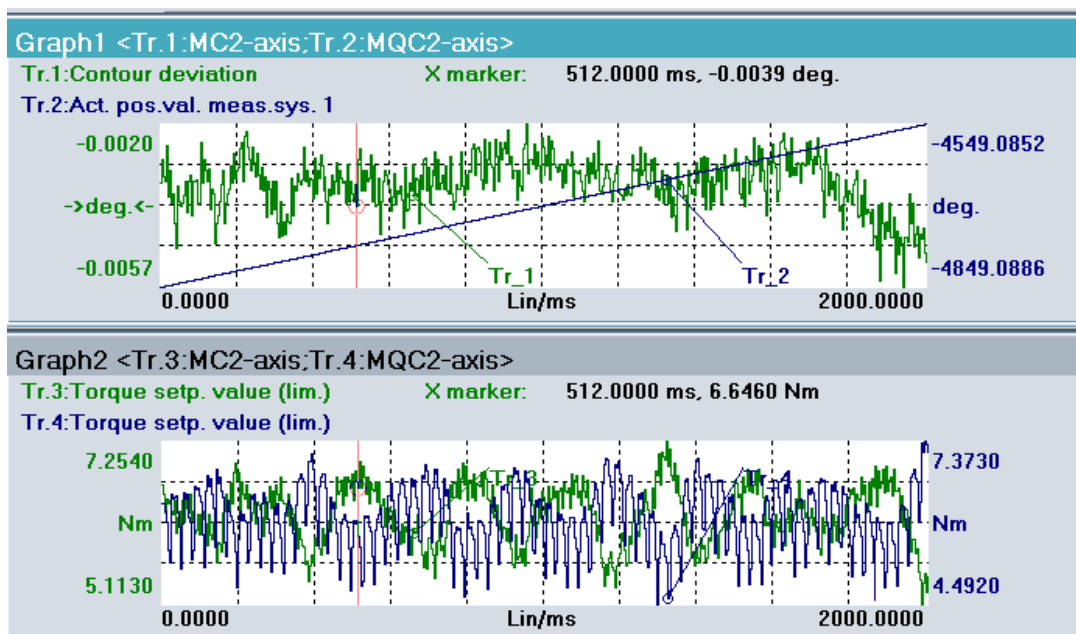
Obr. 62: Frekvenční a fázová charakteristika rychlostní zpětné vazby

11.2 Průběh pasivních odporů v čase při polohování s konstantní rychlostí jednosměrné

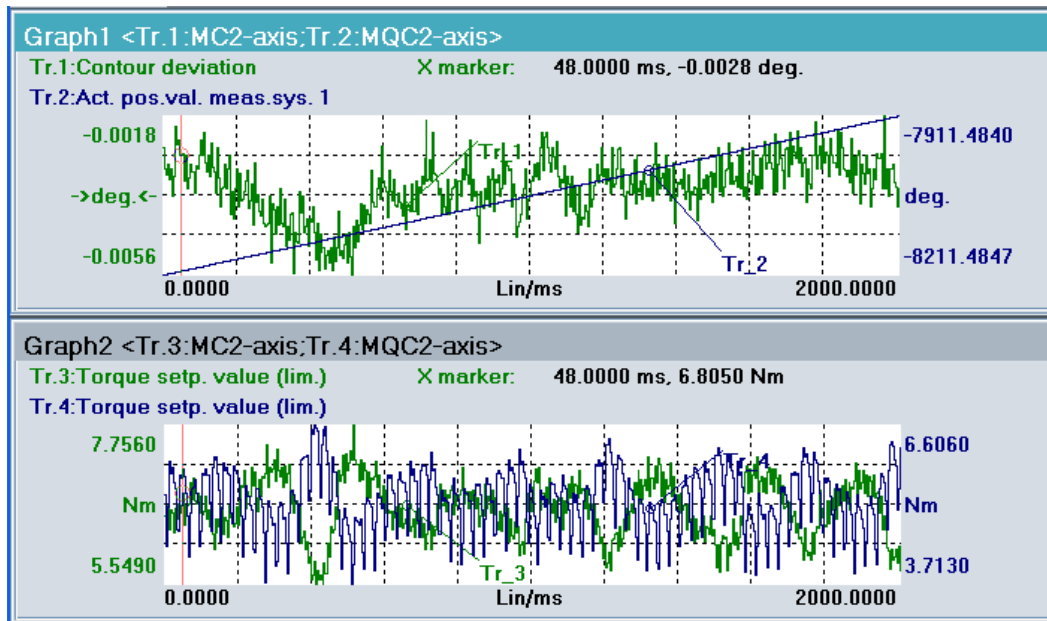
Měření potřebného momentu pro překonání pasivních odporů je velice důležité jak pro model tření do hlavního simulačního modelu osy C, tak pro optimalizaci hodnoty předepínacího momentu mezi motory Master a Slave. Měření bylo opět realizováno nástroji řídicího systému Sinumerik 840D. Pro měření pasivních odporů je velmi důležité, aby nedocházelo ke zrychlování nebo zpomalování pohybu, protože pak hodnota naměřeného kroučícího momentu není plně vypovídající. Proto pro tato měření bylo nastaveno velmi malé zrychlení, které vyvolá řádově menší potřebný kroučící moment, než je kroučící moment z pasivních odporů. Měření bylo provedeno pro několik hodnot předepnutí obou motorů (obrázky 63 až 69). Zpracované výsledky těchto měření jsou zahrnuty v tabulce 22 a následně zaneseny do grafu na obrázku 70.

Nastavené parametry regulace pro měření:

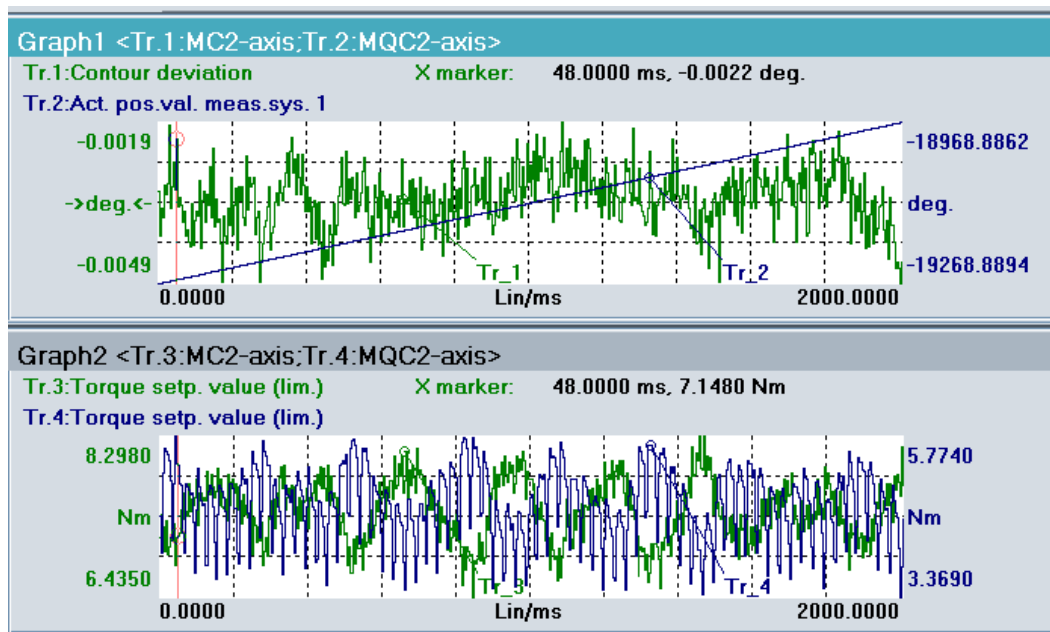
- zesílení rychlostní vazby $K_v = 16.7/s$,
- integrační časová konstanta pro motor Master $I_M = 3ms$,
- integrační časová konstanta pro motor Slave $I_S = 3ms$,
- integrační časová konstanta pro PI regulátor momentu $I_R = 10ms$,
- proporcionální zesílení pro motor Master $K_p = 2100Nms/rad$,
- proporcionální zesílení pro motor Slave $K_p = 2100Nms/rad$.



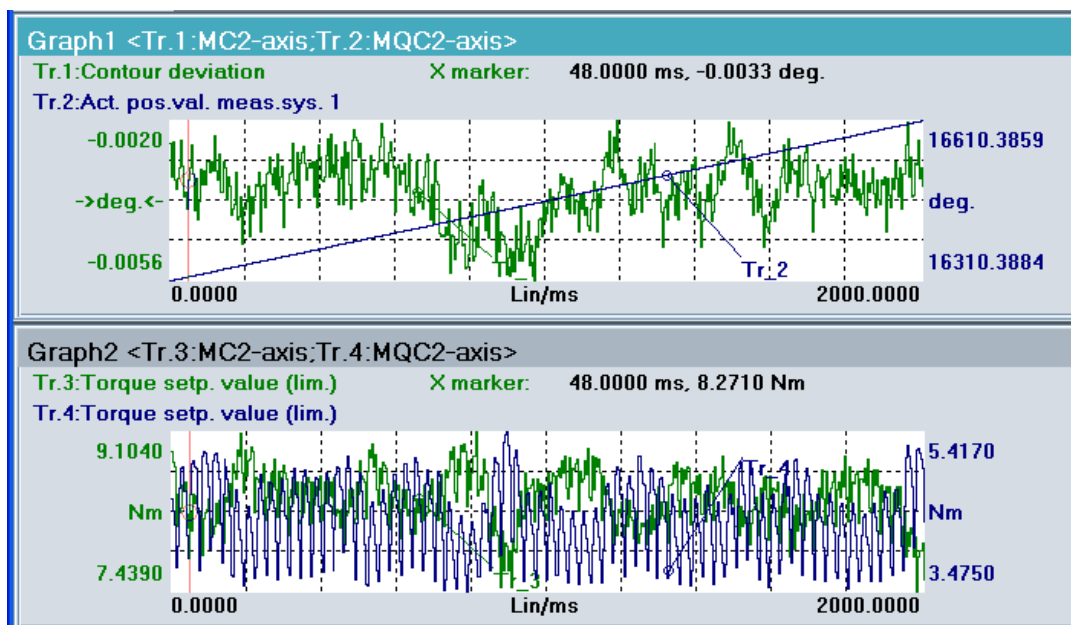
Obr. 63: Měření pasivních odporů při předepnutí 1% z nominálního momentu motoru



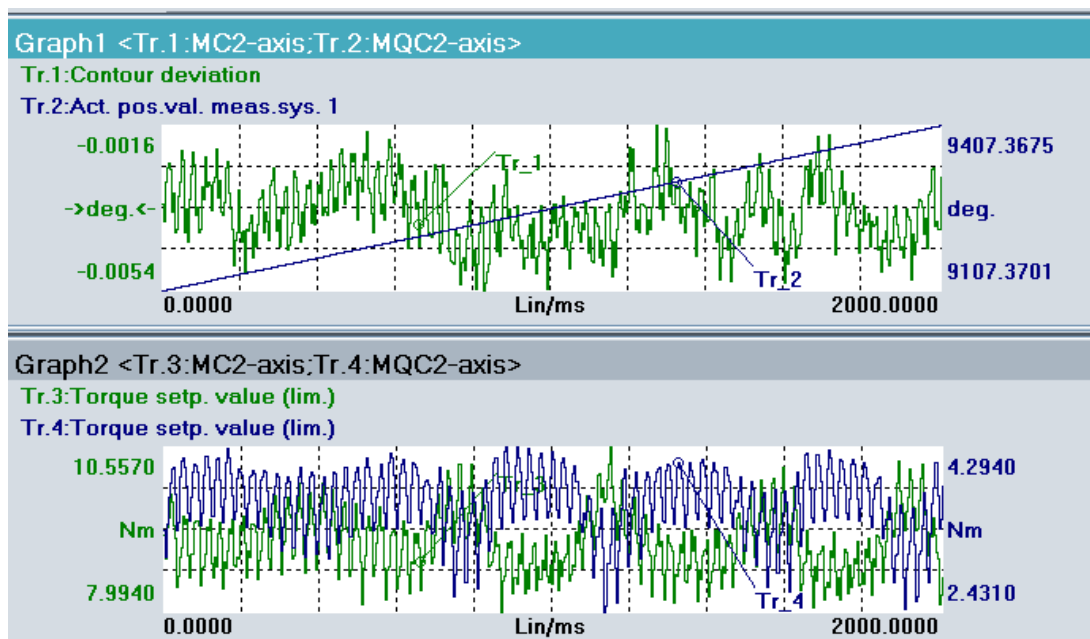
Obr. 64: Měření pasivních odporů při předepnutí 5% z nominálního momentu motoru



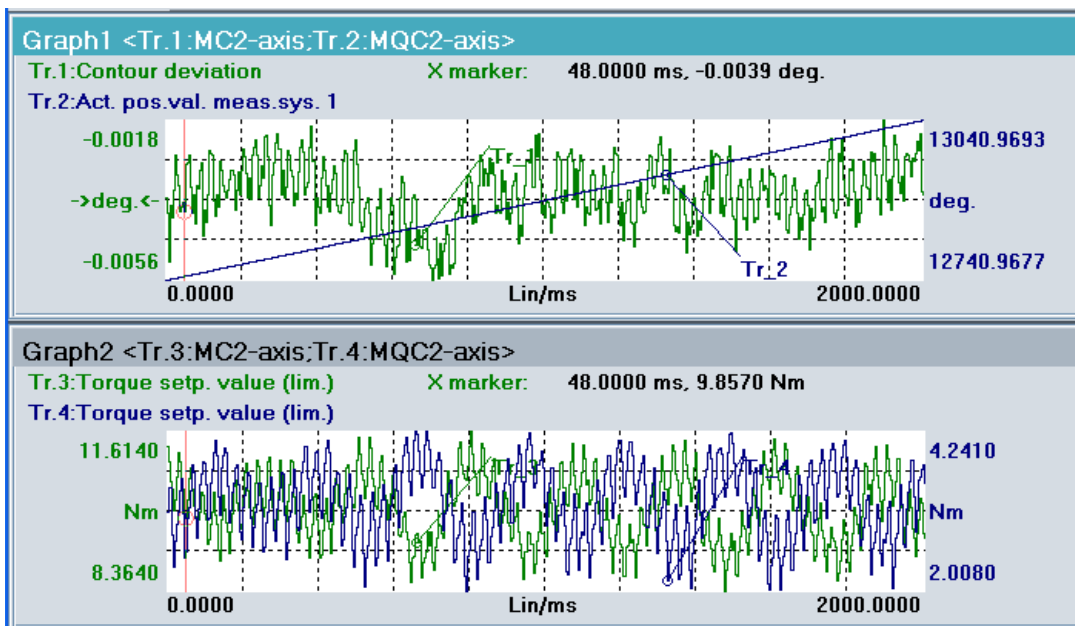
Obr. 65: Měření pasivních odporů při předepnutí 10% z nominálního momentu motoru



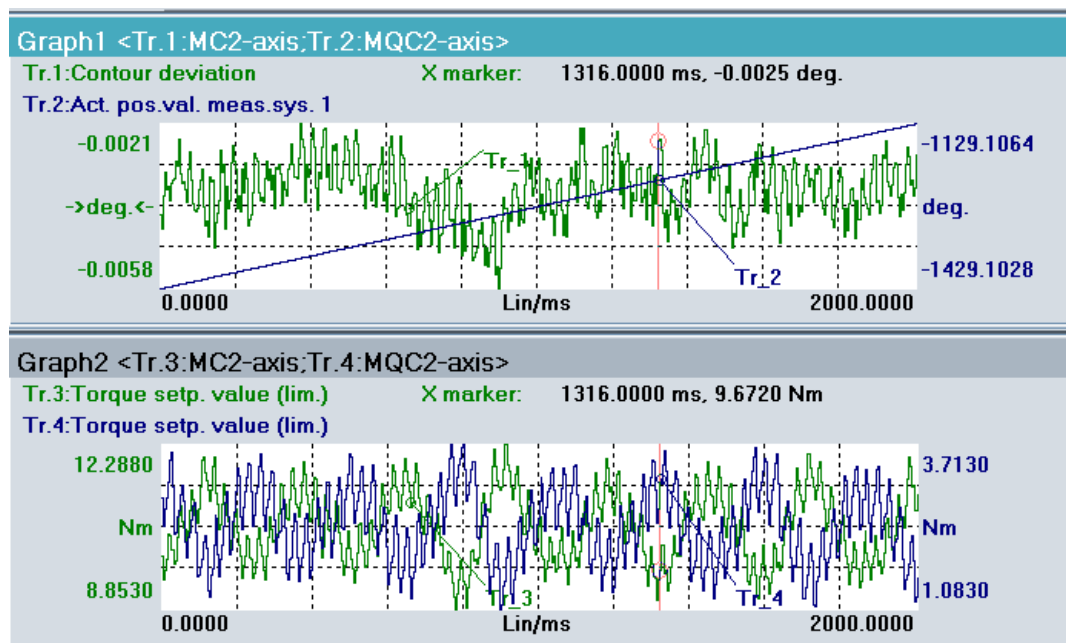
Obr. 66: Měření pasivních odporů při předepnutí 15% z nominálního momentu motoru



Obr. 67: Měření pasivních odporů při předepnutí 20% z nominálního momentu motoru



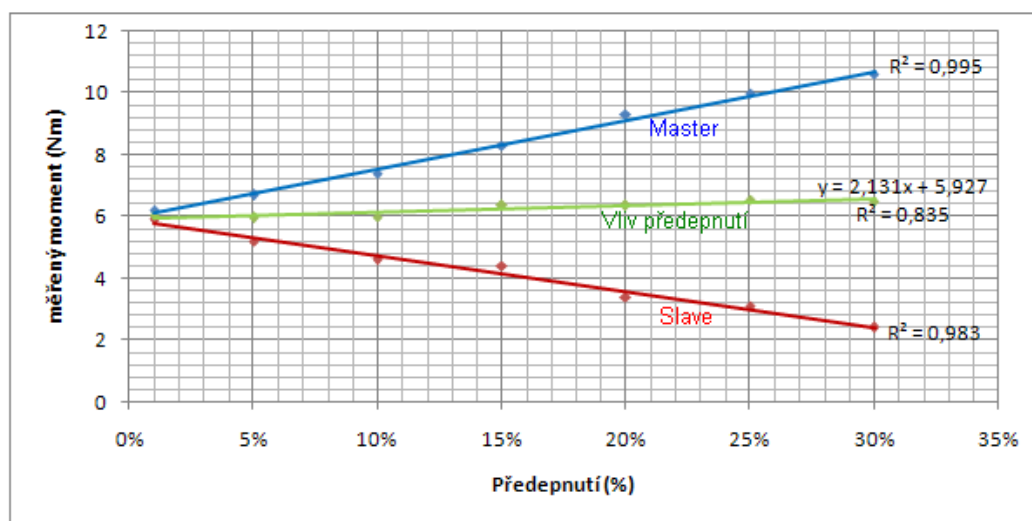
Obr. 68: Měření pasivních odporů při předepnutí 25% z nominálního momentu motoru



Obr. 69: Měření pasivních odporů při předepnutí 30% z nominálního momentu motoru

Tab. 22. Vyhodnocení měření pasivních odporů při různých hodnotách předepnutí

Předepnutí	1%	5%	10%	15%	20%	25%	30%	Průměrná hodnota	Směrodatná odchylka
Střední hodnota měřeného momentu motoru Master (Nm)	6,2	6,7	7,4	8,3	9,3	10	10,6	8,35	1,68
Střední hodnota měřeného momentu motoru Slave (Nm)	5,9	5,2	4,6	4,4	3,4	3,1	2,4	4,14	1,23
Regulační odchylka polohy (°úhlu)	14,04	10,08	12,24	13,68	12,6	13,32	14,4	12,9	1,46
Střední hodnota mezi momentem motoru Master a Slave (Nm)	6,05	5,95	6	6,35	6,35	6,55	6,5	6,25	0,25



Obr. 70: Analýza naměřených hodnot pasivních odporů

11.3 Průběh pasivních odporů v čase při polohování s konstantní rychlostí obousměrné

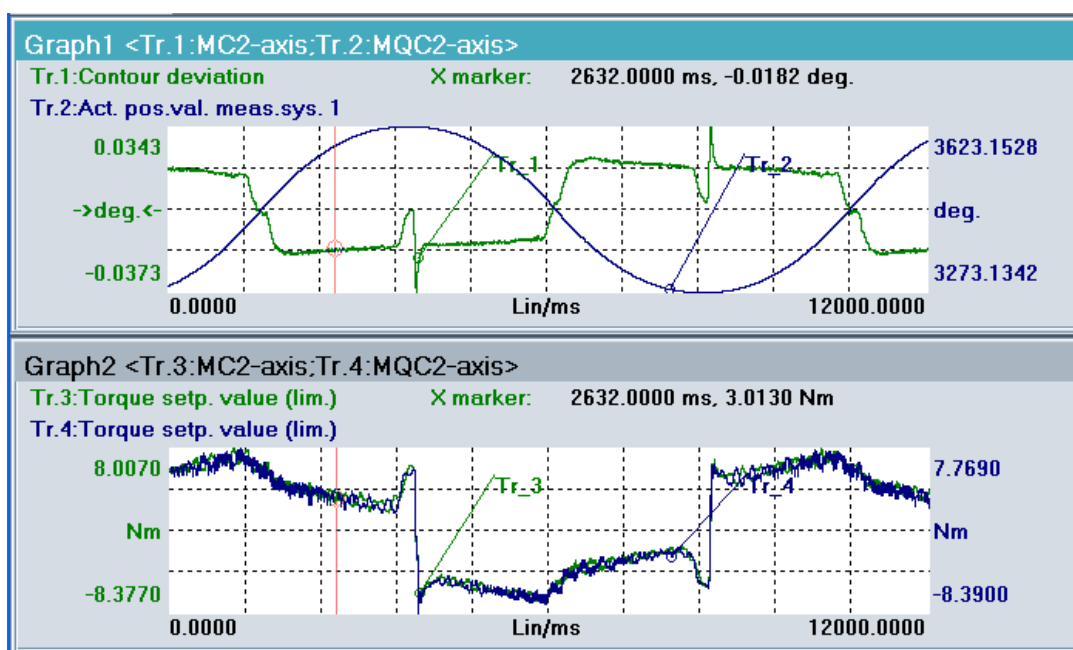
Toto měření sice neslouží pro verifikaci simulačního modelu, ale výsledky jsou velice poučné pro úvahu, co se vlastně děje při změně směru otáčení s předepnutím a s vymezeností vůle mezi šnekem a zuby šnekového kola. Při změně směru otáčení samozřejmě dochází nejprve ke zpomalení a potom ke zrychlení pohybu. Při tomto přechodném jevu se také probíhá nelineární změna tření od nulové rychlosti do konstantní,

kteřá se už nachází v oblasti viskózního tření. Dále je při tomto měření možné sledovat nepatrné odchylky od konstantního předepínacího momentu mezi motory Master a Slave.

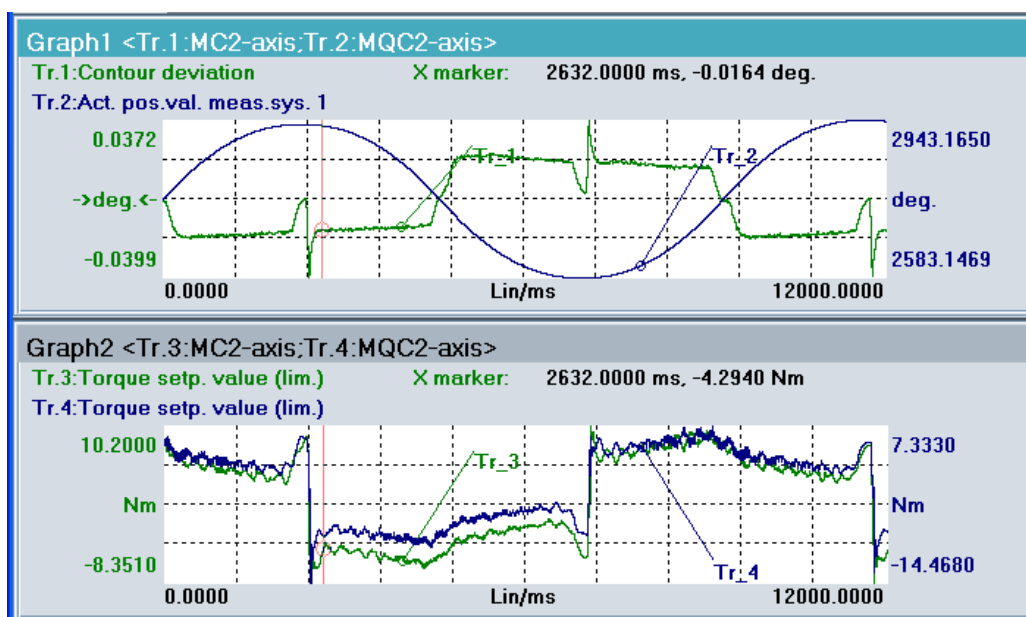
Tab. 23. Vyhodnocení měření pasivních odporů při různých hodnotách předepnutí pro změnu pohybu

Předepnutí	1%	10%	20%	30%	Průměrná hodnota
Střední hodnota z maximální a minimální hodnoty momentu motoru Master (Nm)	-0,19	-1,77	-5,14	0,92	-1,55
Střední hodnota z maximální a minimální hodnoty momentu motoru Slave (Nm)	-0,31	-3,69	-5,41	-3,57	-3,25
Regulační odchylka polohy (°)úhlu	4,3	1,93	4,08	4,63	3,74

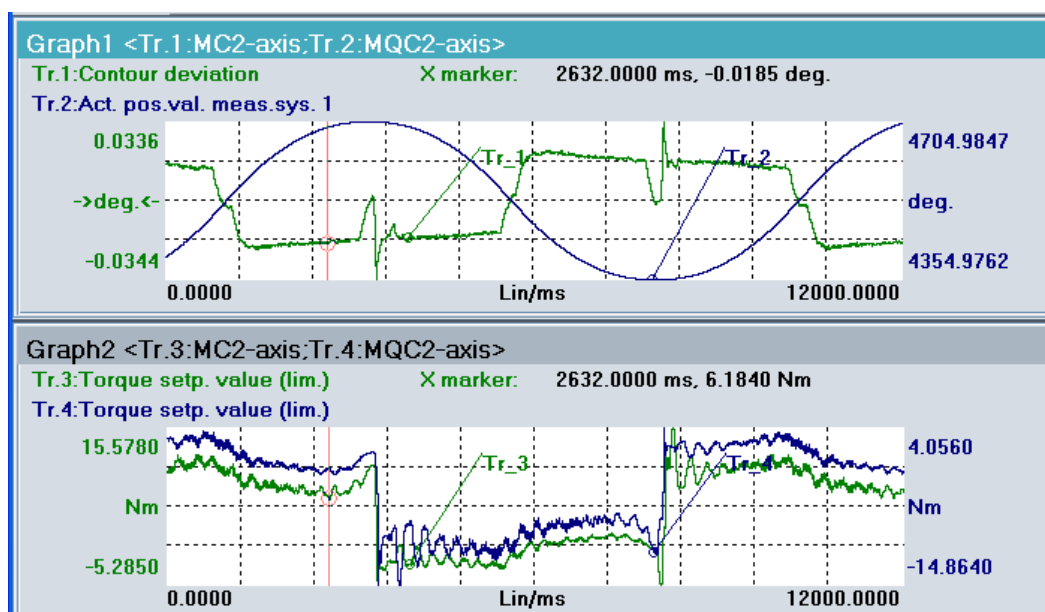
Grafické průběhy pasivních odporů pro jednotlivá předepnutí jsou uvedeny na Obr. 71 až 74:



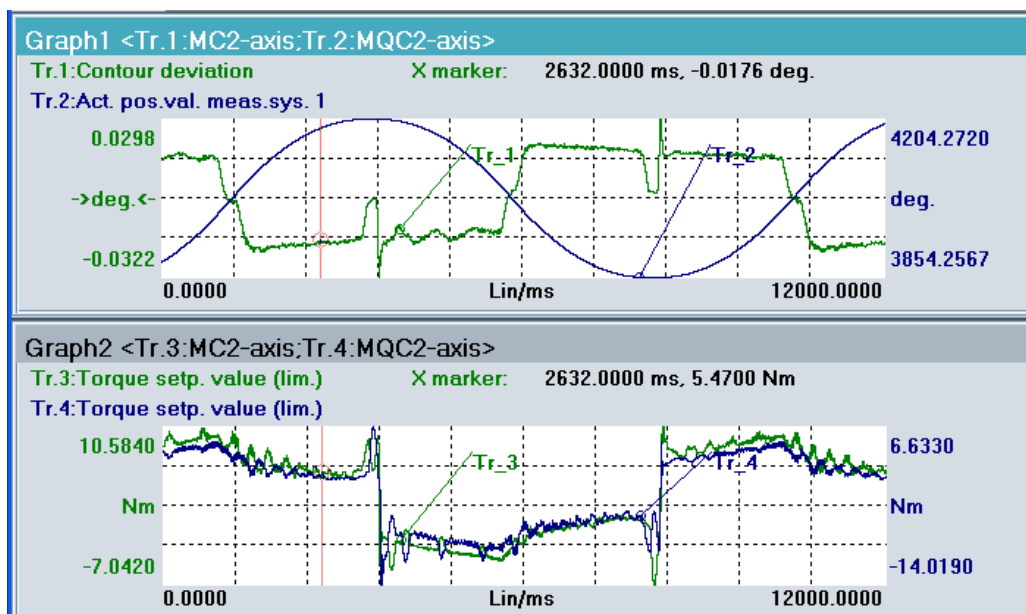
Obr. 71: Analýza naměřených hodnot pasivních odporů pro předepnutí 1%



Obr. 72: Analýza naměřených hodnot pasivních odporů pro předepnutí 10%

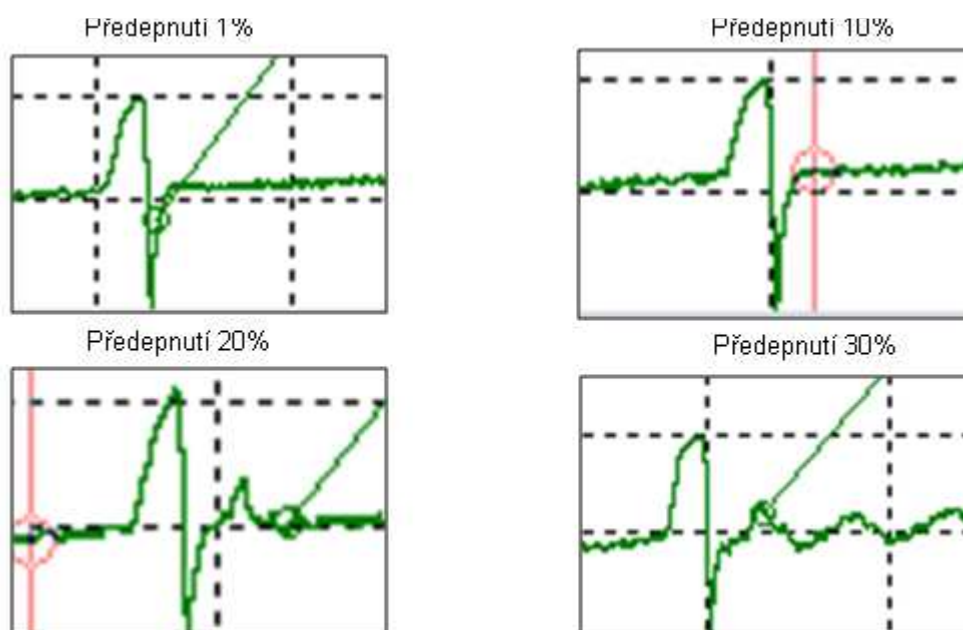


Obr. 73: Analýza naměřených hodnot pasivních odporů pro předepnutí 20%



Obr. 74: Analýza naměřených hodnot pasivních odporů pro předepnutí 30%

Na obrázku 75 jsou zvětšené detaily průběhů odchyly polohy při změně pohybu pro jednotlivá předepnutí.



Obr. 75: Analýza průběhu odchyly polohy při změně pohybu

11.4 Verifikace průběhů odezev úhlové polohy na skoku rychlosti

Tato měření jsou opět plně získána z řídicího systému Sinumerik 840D. Měření bylo prováděno při těchto pevně nastavených hodnotách regulátorů:

- integrační časová konstanta pro motor Master $I_M = 3\text{ms}$,
- integrační časová konstanta pro motor Slave $I_S = 3\text{ms}$,
- integrační časová konstanta pro regulátor mezi motory Master-Slave $I_R = 10\text{ms}$,
- proporcionální zesílení rychlostní smyčky pro motor Master $K_P = 2100\text{Nms/rad}$,
- proporcionální zesílení pro regulátor momentu mezi motory Master-Slave $K_P = 15\%$ z K_P .

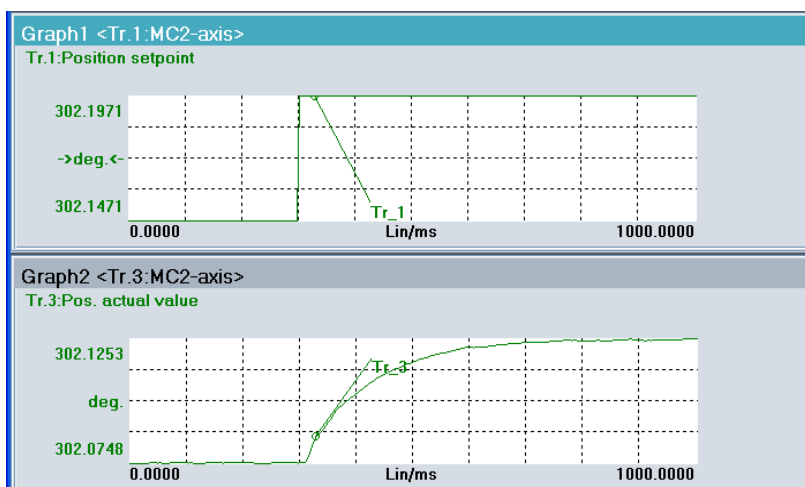
Měření bylo provedeno pro 4 různá nastavení zesílení polohové zpětné smyčky (Obr. 76 až 79). Vyhodnocen je pro každé měření čas T_g pro dobu ustálení do požadované polohy. Dále je nutno vyhodnotit průběh odezvy, tj. jestli nedochází k překmitu přes požadovanou hodnotu polohy. Jakýkoliv překmit je pro polohovou regulaci nežádoucí. V tabulce 24 jsou uvedeny hodnoty časů, potřebných pro ustálení a hodnoty úhlových chyb při polohování pro určitou rychlost pro jednotlivá zesílení polohové smyčky.

Odchylka polohy se vypočítá podle vztahu:

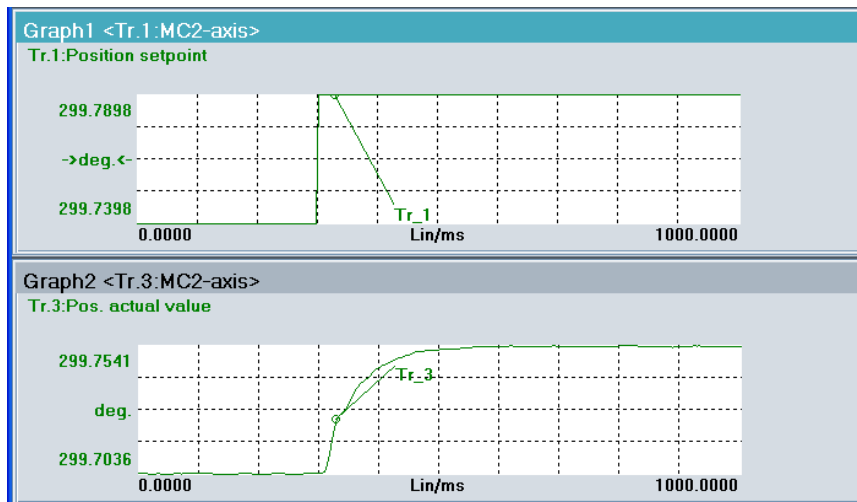
$$\Delta\varphi = \frac{\omega}{K_v} \quad (59)$$

Tab. 24. Hodnoty časů pro ustálení do požadované hodnoty pro jednotlivá zesílení K_v

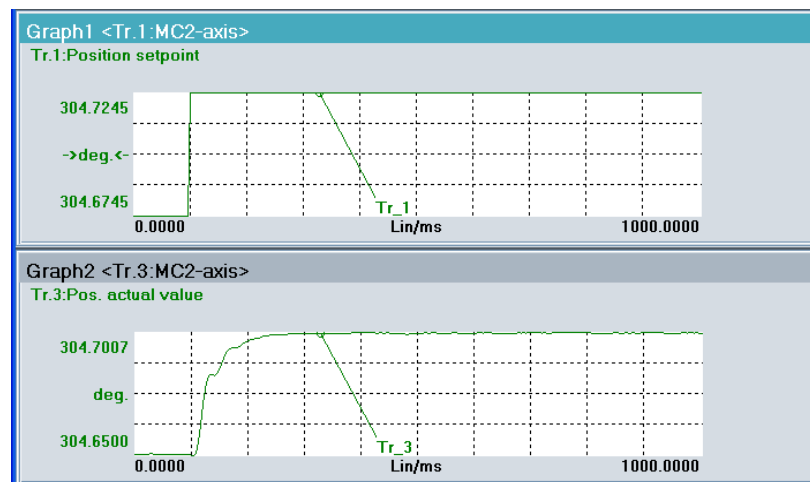
	$K_v=0,5$ (m/min/mm)	$K_v=1$ (m/min/mm)	$K_v=1,5$ (m/min/mm)	$K_v=2$ (m/min/mm)
Čas T_g (ms)	150	110	50	30
Úchylka polohy pro rychlost $0,2 \text{ min}^{-1}$ (°)	0,14	0,07	0,047	0,039



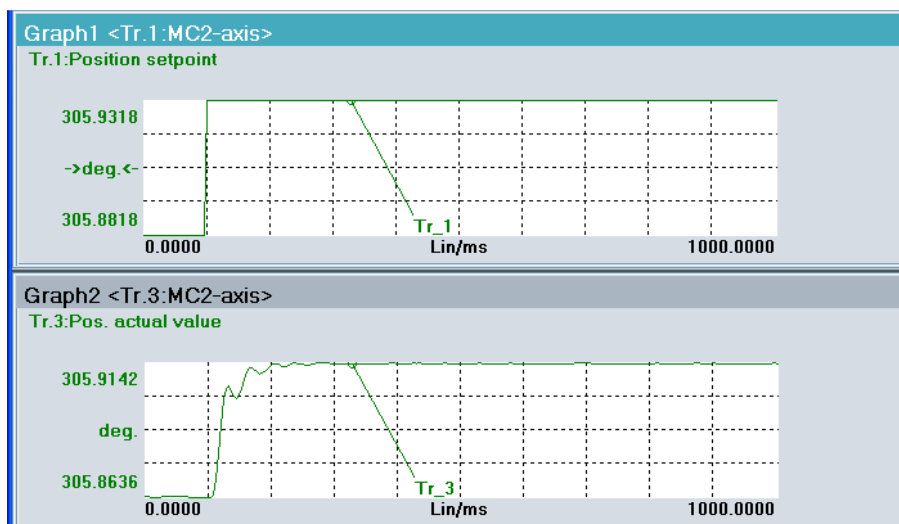
Obr. 76: Průběh odezvy úhlové polohy na skok rychlosti pro $K_v=0,5 \text{ m/min/mm}$



Obr. 77: Průběh odezvy úhlové polohy na skok rychlosti pro $K_v=1$ m/min/mm



Obr. 78: Průběh odezvy úhlové polohy na skok rychlosti pro $K_v=1,5$ m/min/mm



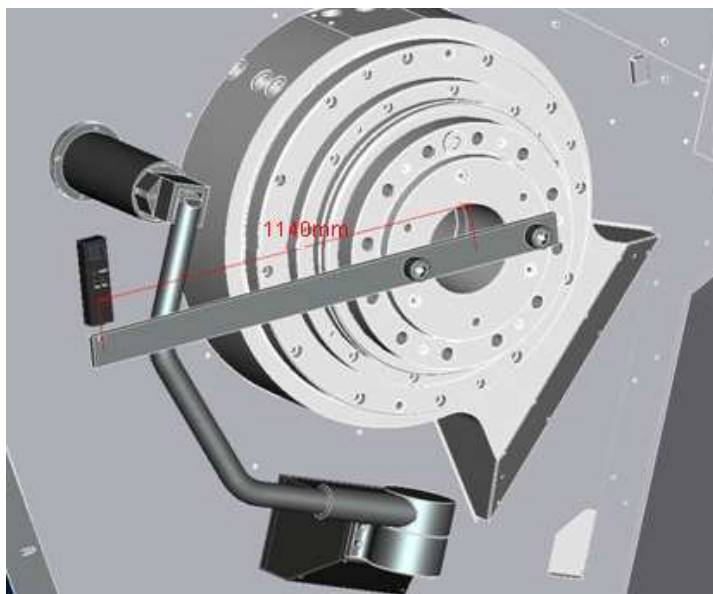
Obr. 79: Průběh odezvy úhlové polohy na skok rychlosti pro $K_v=2$ m/min/mm

11.5 Verifikace průběhů odezvy úhlové polohy na skoku momentu zátěže

Měření odezvy polohy na skok momentu zátěže je jedním z nejdůležitějších, protože průběh této odezvy vlastně hodnotí tuhost nastavení pohonu a průběh do ustálené hodnoty hodnotí dynamickou stabilitu nastavení pohonu. Bod propadu polohy (Obr. 83 – 85) je dán hlavně tuhostí mechanické soustavy, tvrdostí nastavení regulací a v neposlední řadě přímým odměřováním na vřetenu. Při napružení soustavy vznikne na odměřování rozdíl mezi žádanou a skutečnou polohou a při rychlém uvolnění začne regulace na tuto odchylku reagovat. Doba odezvy a dynamická stabilita odezvy do ustálení závisí nastavení všech regulací.

Popis měření odezvy polohy na skok momentu zátěže

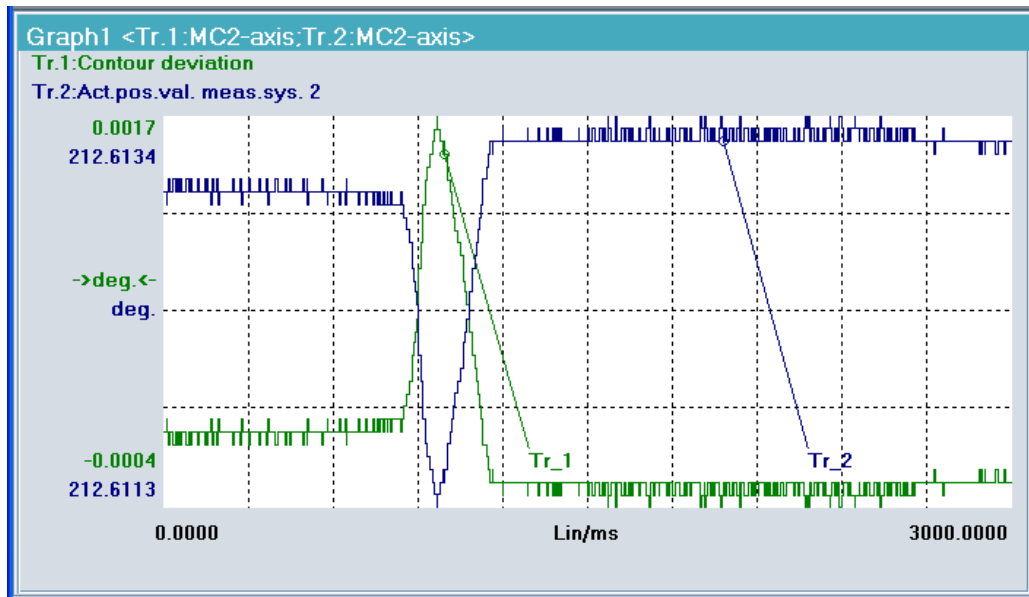
Měření probíhalo na hlavním vřeteníku stroje TT75 (Obr. 80). Moment byl vyvozován a zároveň měřen přesným digitálním siloměrem na délce ramene 1140mm. Nastavený moment pro zkoušku byl 220Nm, což odpovídá hodnotě síly na siloměru 193N. Když došlo k napružení na přesnou hodnotu, bylo nutné velice rychle tuto sílu uvolnit. Pro uvolnění byly dvě možné varianty. Jednou je uvolnit energii napružení rychlým přestřížením spojení (provázku) mezi siloměrem a tyčí. Druhou variantou je rychlé uvolnění rukou. Po uskutečnění experimentu bylo patrné, že obě varianty nejsou z hlediska přesného zopakování pro několik měření úplně spolehlivé. Protože tyč pro měření byla namontována přímo na vřetenu, je nutné pro verifikaci simulačního modelu odebrat z mechanické soustavy sklíčidlo a obrobek.



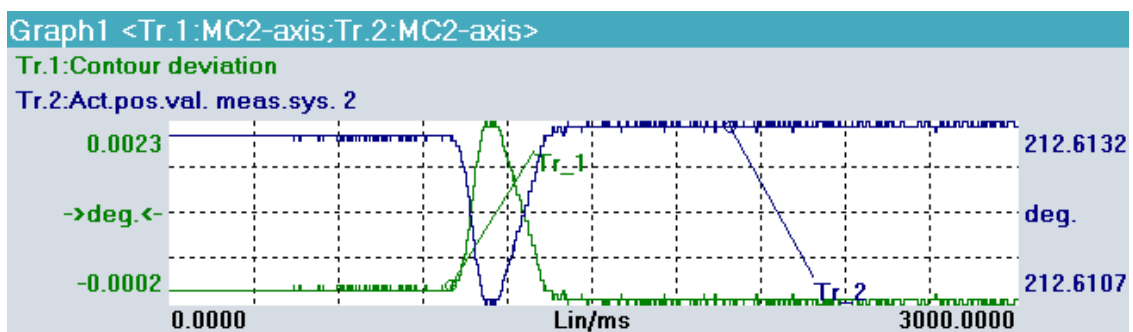
Obr. 80: Obrázek měření odezvy polohy na skoku momentu zátěže

Nastavené hodnoty pro měření:

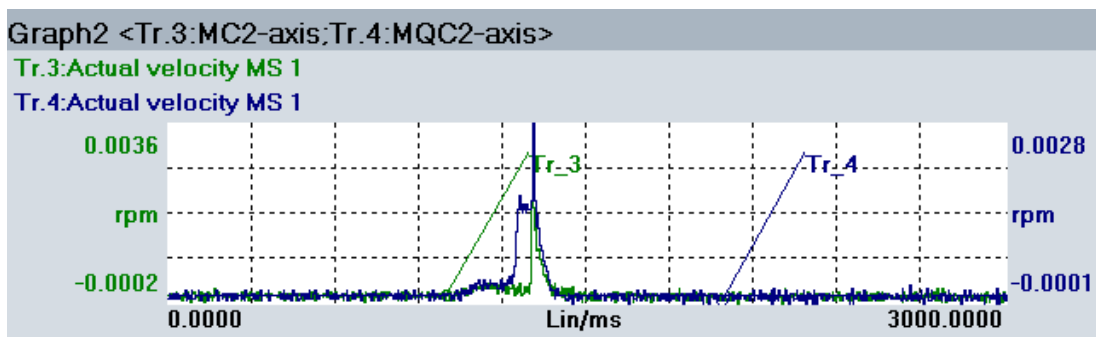
- zesílení rychlostní vazby $K_v = 16.7/s$,
- integrační časová konstanta pro motor Master $I_M = 3ms$,
- integrační časová konstanta pro motor Slave $I_S = 3ms$,
- integrační časová konstanta pro PI regulátor momentu $I_R = 10ms$,
- proporcionální zesílení pro motor Master $K_p = 2100Nms/rad$,
- proporcionální zesílení pro motor Slave $K_p = 2100Nms/rad$,
- proporcionální zesílení pro PI regulátor momentu $K_p = 2100Nms/rad$,
- předepnutí 15% z K_p .



Obr. 81: Průběh odezvy polohy na skoku momentu zátěže 220N měřeno přestřižením



Obr. 82: Průběh odezvy polohy na skoku momentu zátěže 220N měřeno uvolněním ruky



Obr. 83: Průběh odezvy rychlosti na skoku momentu zátěže 220N měřeno přestřižením

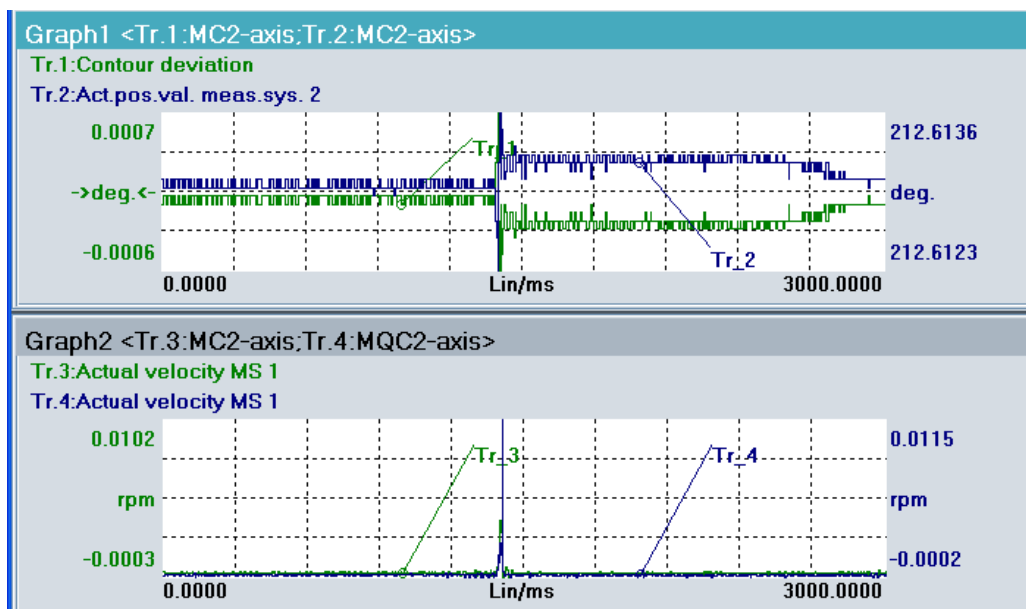
Po vyhodnocení třech měření pro variantu s přestřížením se nejvíce přiblížily hodnoty bodu propadu, což se dá vysvětlit vcelku přesným nastavením vychýlení ramene na požadovaný moment, které při neměnění se tuhosti systému vytvoří bod propadu. Ovšem rychlost návratu do původní polohy, tedy vytvoření skoku momentu je nutno posuzovat s nadhledem, protože ta byla ovlivněna osobou, která měření prováděla. Takto je nutno posuzovat i čas od počátku skoku po ustálení. Výsledky z jednotlivých měření jsou zaznamenány v tabulce 25.

Tab. 25. Vyhodnocení průběhů odezev na skok momentu 220Nm

měření	čas od počátku skoku až po ustálení Tg (ms)	bod propadu φ (°)	maximální úhlová rychlost při skokové změně ω (rad/s)
1	300	7,56	$0,2 \times 10^{-3}$
2	400	9,72	3×10^{-3}
3	360	9	$0,3 \times 10^{-3}$
průměrné hodnoty	353,3	8,76	$1,17 \times 10^{-3}$
směrodatná odchylka	50,3	1,1	$1,59 \times 10^{-3}$

Měření odezvy polohy na skok momentu pomocí padající gumové paličky:

Tento způsob měření se vyznačuje největší přesností opakování, protože startovací poloha paličky je pokaždé stejná a volný pád je také velice málo ovlivňován osobou, která měří. Opět byla vyhodnocena 2 měření. Ukázkový průběh je na Obr. 84 a vyhodnocení v tabulce 26.



Obr. 84: Průběh odezvy polohy a rychlostí obou motorů po pádu paličky

Tab. 26. Vyhodnocení průběhů odezev na skok momentu vyvozený pádem paličky

měření	čas od počátku skoku až po ustálení $Tg(ms)$	bod propadu $\varphi (^{\circ})$	maximální úhlová rychlost při skokové změně ω (rad/s)
1	Nelze vyhodnotit	2,52	0,000115 rad/s
2	1500	2,52	0,000123 rad/s

12. Statistické vyhodnocení a analýza měření opakované přesnosti najetí na polohu

Pro vyhodnocení dynamických vlastností osy C je nutné také pracovat s geometrickou přesností osy C při opakovaném najíždění na konkrétní úhlovou polohu. Měření bylo prováděno s měřicími zařízeními, kterými v té době firma TOS disponovala. Na přesné měření úhlové polohy existuje měřicí sada od firmy Renishaw. Bohužel tato měřicí sada nemohla být z finančních důvodů použita a měření bylo provedeno přesným měřidlem úhlové polohy ROD 800. Toto měřidlo bylo upnuto do nástrojové hlavy upínacím trnem Capto C6 a s měřidlem bylo přesně napolohováno do osy obrobku. Kontrola polohy byla prováděna mikronovým indikátorovým úchylkoměrem a byla měřena souosost a házení jak ustaveného měřidla, tak upnutého trnu do sklíčidla. Mezi trn upnutý ve sklíčidle a měřidlo RON byla umístěna clona K01. Pro správné vyhodnocení bylo měření prováděno v tomto režimu:

- měření bylo prováděno při čtyřech různých rychlostech ($500^{\circ}\text{min}^{-1}$, $1800^{\circ}\text{min}^{-1}$, $4320^{\circ}\text{min}^{-1}$, $9000^{\circ}\text{min}^{-1}$),
- pro každou rychlost byly měřeny úhlové polohy 0° až 360° po 30° ,
- na každé úhlové poloze bylo provedeno celkem 5 měření pro najetí z jednoho směru a 5 měření pro najetí z druhého směru,
- měření bylo prováděno při nastaveném zrychlení 360°s^{-2} .

Nastavení regulace pohonu osy C pro měření:

- Zesílení polohové vazby $K_v = 16.7/s$
- Integrovaná časová konstanta pro motor Master $I_M = 3ms$
- Integrovaná časová konstanta pro motor Slave $I_S = 3ms$
- Integrovaná časová konstanta pro regulátor mezi motory Master-Slave $I_R = 10ms$
- Proporcionální zesílení rychlostní vazby pro motor Master $K_p = 2100\text{Nms/rad}$
- Proporcionální zesílení pro regulátor momentu mezi motory Master-Slave $K_p = 15\%$ z K_p .

Statistické vyhodnocení měření spočívá v těchto krocích:

- testování závislosti úhlové polohy na přesnosti opakovaného najetí na polohu,
- testování závislosti směru najíždění na přesnosti opakovaného najetí na polohu,
- testování závislosti rychlosti polohování na přesnosti opakovaného najetí na polohu,

- statistické vyhodnocení přesnosti opakovaného najetí na polohu v intervalu 4s.

Naměřené hodnoty jsou uvedeny v příloze č. 2.

Pro testování závislosti jednotlivých měření na určitý vnější vliv pomocí této hypotézy [40]:

$$\text{Kritérium testu: } t_n = \frac{T_1 \cdot \sqrt{n+1}}{\sqrt{1-T_1}} \quad (60)$$

$$\text{Hypotéza: } |t_n| > t_{1-\alpha/2}(n+1) \quad (61)$$

$$\text{Kde: } T_1 = \left(1 - \frac{T}{2}\right) \sqrt{\frac{n^2-1}{n^2-4}} \quad (62)$$

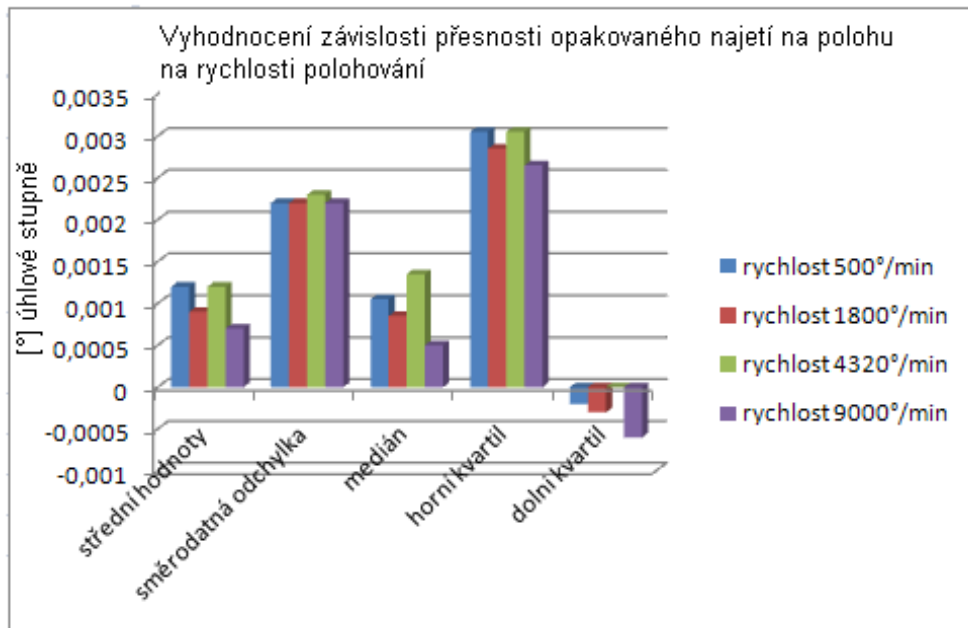
$$\text{Kritérium Von-Neumann: } T = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} (x_{i+1} - x_i)^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (63)$$

V případě, že jsou jednotlivá měření na sobě nezávislá, je nutné zamítnout hypotézu na hladině významnosti α .

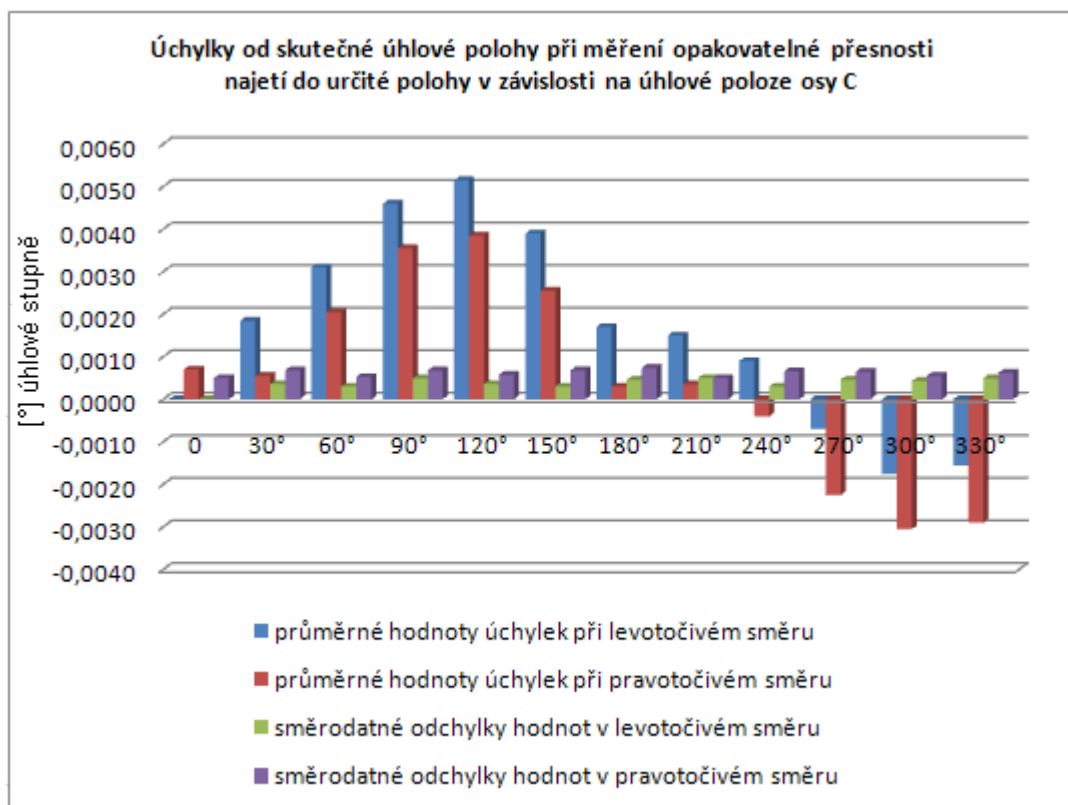
Na Obr. 86 je uveden graf závislosti jednotlivých měření na úhlové poloze osy C. V obou směrech najíždění je vidět téměř stejný jev, který napovídá, že buď hází radiálně šnekové kolo, nebo je chyba v ustavení snímače. Chybu ustavení snímače podrobně známe z měření házení při ustavování, které činilo 10 μ m vzhledem k ose vřetene. Vliv radiálního házení na úhlovou polohu je dán vztahem:

$$tg\alpha = \frac{\text{radiální házení}}{\text{poloměr šnekového kola}} \quad (64)$$

Vliv rychlosti polohování na přesnost opakovaného najetí na polohu lze po testu závislosti zanedbat (Obr. 85). Vyhodnocení přesnosti najetí na úhlovou polohu bylo provedeno podle normy ISO 230-2, VSI/DGQ 3441. Celková přesnost opakovaného najetí na polohu je 0,0044° pro interval 2 δ s nejistotou měření pro koeficient $k = 2$ a pro $P = 95\%$ je nejistota měření 0,001°.



Obr. 85: Vyhodnocení závislosti přesnosti opakovaného najetí na rychlosti polohování



Obr. 86: Úchylky od skutečné úhlové polohy při měření opakovatelné přesnosti najetí do určité polohy v závislosti na úhlové poloze osy C

Rozdíl maximální a minimální hodnoty průměrné hodnoty úchylky pro levotočivý směr je 0,007°. Pro výpočet radiálního házení, které tento rozdíl způsobuje, je použita

poloviční hodnota $0,0035^\circ$. Radiální házení vypočítané pro průměr roztečné kružnice šnekového kola pro takovou úhlovou úchylku je $15,2\mu\text{m}$. Takováto hodnota je reálná pro nepřesnost montáže.

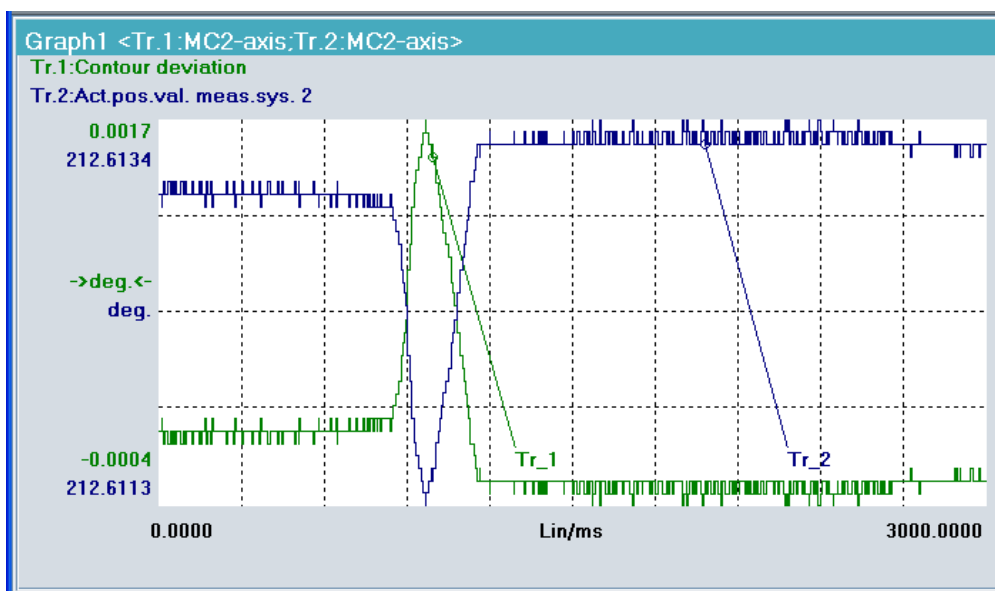
13. Hodnocení výstupů za simulačního modelu v porovnání s měřeními

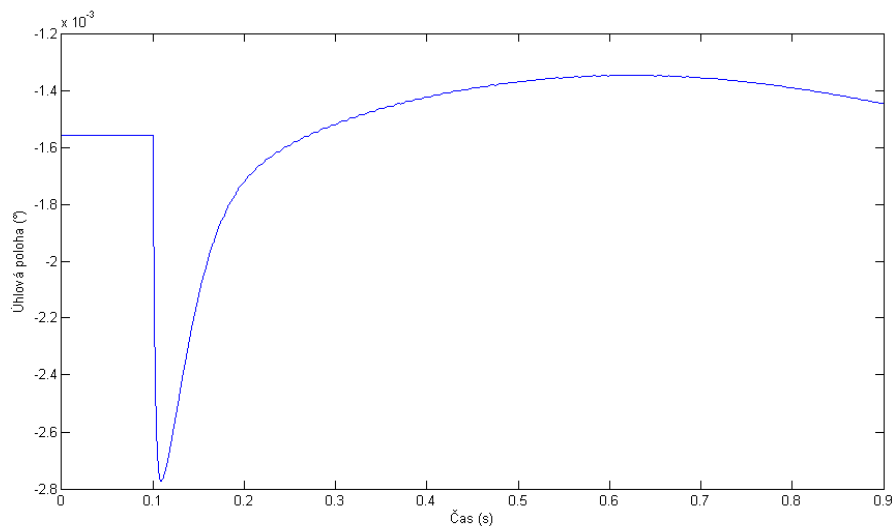
Verifikovány budou pouze průběhy pro konstrukci šneku s převodem 81, protože převod 40,5 ještě nebyl realizován. Porovnání výsledků ze simulačního modelu s výsledky z měřených experimentů je provedeno pro tři důležité výstupy ze simulačního modelu:

- porovnání odezvy úhlové polohy na skoku momentu 220Nm,
- porovnání odezvy úhlové rychlosti na skoku momentu 220Nm,
- porovnání odezvy úhlové polohy na skoku rychlosti 2 rad/s.

Porovnání odezvy úhlové polohy na skoku momentu 220Nm

Velikost momentu pro skokovou zátěž jsem zvolil 220Nm, protože měření bylo prováděno siloměrem, který jsem musel bezpečně nastavit na rameni tak, aby hodnota síly příliš nekolísala. Rameno mělo pevně danou délku. Průběh, který je naměřen v řídicím systému Sinumerik 840D, je nepatrně rozechvěn výstupem z přímého odměřování. Na Obr. 87 je nahoře uveden naměřený průběh a dole průběh ze simulačního modelu. Hlavní rozdíl při porovnání obou modelů je v průběhu návratu k požadované úhlové poloze. Velikost propadu při skoku momentu je v porovnání velikosti o 24% menší, než hodnota ze simulačního modelu.

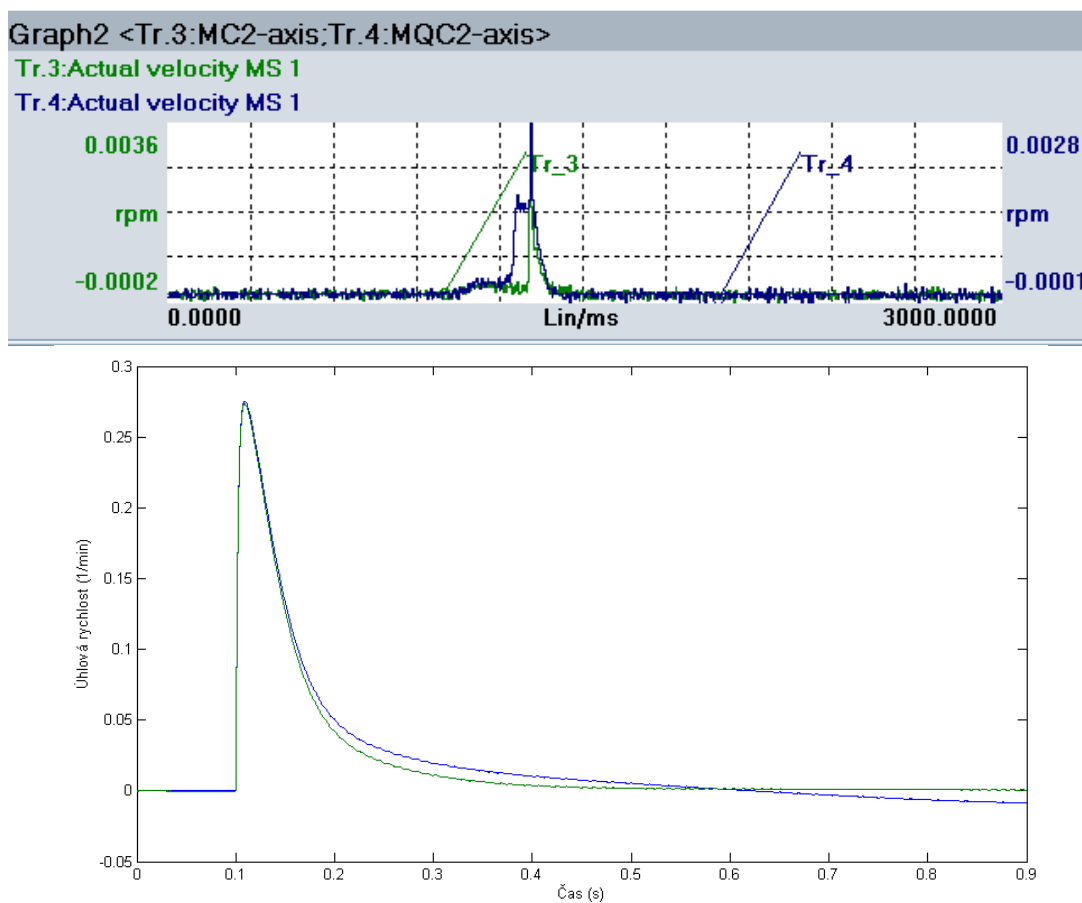




Obr. 87: Porovnání odezev úhlových poloh pro skok momentu 220Nm

Porovnání odezvy rychlosti otáčení na skoku momentu 220Nm

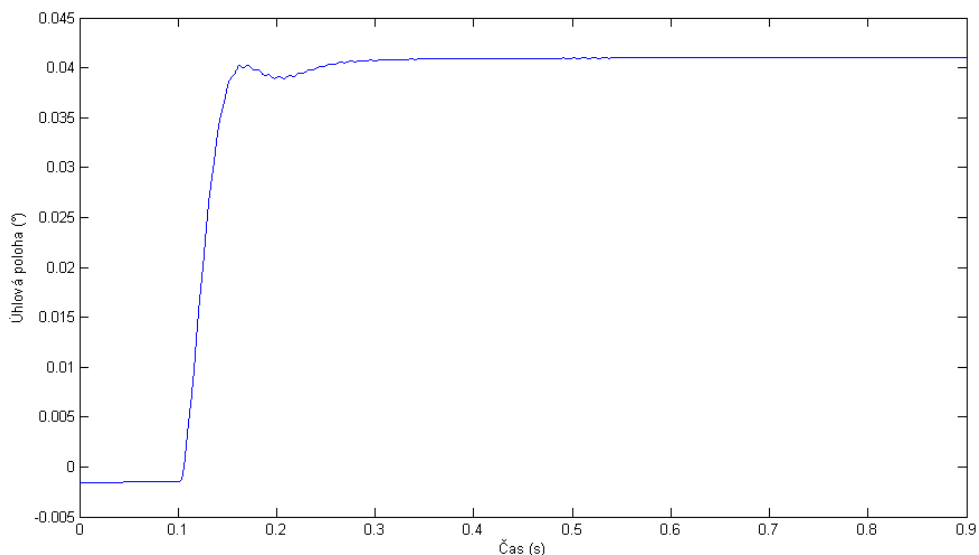
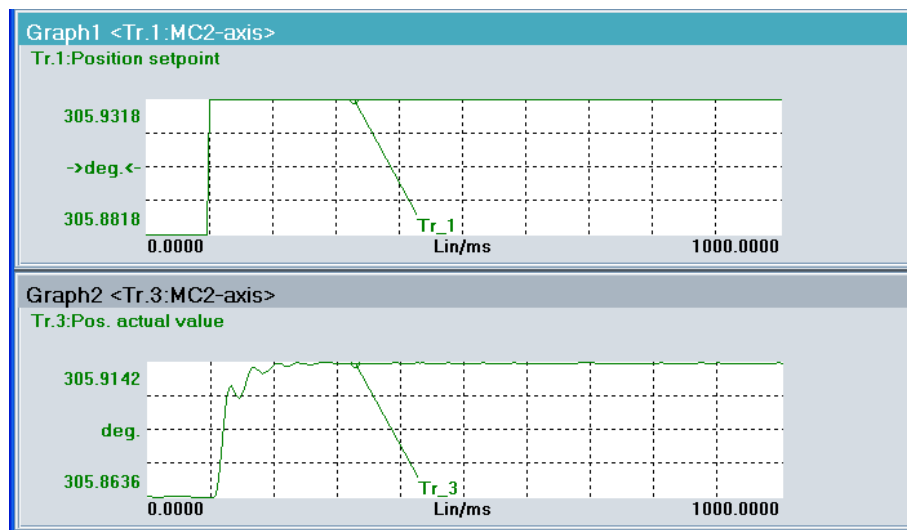
Průběh rychlosti otáčení z měření (Obr. 90) je značně zkreslen metodikou měření, protože rychlost samotného skoku momentu je menší o jeden řád z důvodu průběhu uvolnění energie při přestřížení nůžkami.



Obr. 88: Porovnání průběhu otáček pro skok momentu 220Nm

Porovnání odezvy úhlové polohy na skoku rychlosti 2 rad/s

Průběh polohové odezvy na skok rychlosti (Obr. 91) byl klíčový při hledání maximálního možného proporcionálního zesílení polohové smyčky. Průběh simulované odezvy je přibližně tvarově stejný, jako průběh měřené odezvy při nastavení hodnoty $K_v = 25/s$. Hodnota posunu úhlové polohy po skoku rychlosti je při simulovaném průběhu o přibližně 17%. Hlavní, co se ale hledá na těchto odezvách, je překmit přes požadovanou hodnotu úhlové polohy. V naměřeném průběhu této odezvy je vidět, že zakmitání těsně před požadovanou polohou nepřevyšuje požadovanou hodnotu a dále již ke kmitání nedochází. Na základě výsledků obou odezev lze konstatovat, že $K_v = 33,3/s$ je vyhovující pro regulaci úhlové polohy.



Obr. 89: Porovnání průběhu odezvy polohy pro skok rychlosti 2rad/s

14. Přínosy disertační práce

Teoretický přínos disertační práce

Celkový teoretický přínos disertační práce spočívá v implementaci mechatronické metodiky konstruování do stavby výrobních strojů s použitím širokého spektra nástrojů simulačního modelování a verifikaci simulačních výstupů na prototypu stroje. Jednotlivé dílčí poznatky lze shrnout do následujících bodů:

- byla navržena původní struktura elektromechanické soustavy osy C multifunkčního soustružnického centra, která zajišťuje přenos velkého kroutícího momentu pro obrábění a současně implementací nejmodernější řídicí techniky dosahuje velice přesného polohování a dynamicky stabilního chování při obrábění přerušovaným řezem,
- pro tuto strukturu byl vytvořen komplexní simulační model, umožňující věrohodné modelování dynamických vlastností osy C již v etapě návrhu prototypu celého stroje,
- byl vytvořen postup pro 3D simulaci v prostředí metod konečných prvků pro zjištění torzních tuhostí jednotlivých komponent osy C, především ozubení šnekového soukolí,
- byly analyzovány různé modely tření a nalezen takový model tření, který umožnil objasnění vlivu tření ve šnekovém soukolí na celkové chování osy C,
- byla provedena citlivostní analýza vlivu tlumení ve šnekovém soukolí na dynamické chování osy C,
- bylo prokázáno, že modelování elektromechanické soustavy jako více-hmotové umožňuje zjištění vlastních torzních frekvencí, a následné nastavení parametrů regulátorů motorů osy C,
- teoretické výsledky, získané simulačním modelováním byly experimentálně verifikovány při stavbě a oživování prototypu stroje,
- navržený sled měření dynamických vlastností osy C byl realizován přímo v řídicím systému stroje,
- experimentálně byl ověřen vliv velikosti elektronického předepnutí na chování osy C a vliv samosvornosti a velikosti převodu, který prokázal rozdíly v dynamickém chování osy C,
- experimentálně byla ověřena závislost přesnosti opakovaného najetí na polohu na úhlové poloze osy a rychlosti najíždění na polohu.

Aplikační přínos disertační práce

Na základě podrobných analýz dynamického chování osy C jak ze simulací, tak z měření přímo na stroji, lze jednoznačně říci, že tato konstrukce osy C je vhodná pro daný typ stroje, i když je poměrně komplikovaná a velice citlivá na nastavení všech regulačních smyček. Důležité aplikační poznatky a doporučení jsou následující:

- u kombinované koncepce dané struktury je nutné dbát na zvýšenou přesnost radiálního a axiálního házení ozubení šnekového kola, hřídele šneku včetně šroubovice šneku, neboť tyto chyby elektronické předepnutí nekompensuje,
- řídicí systém stroje může velice dobře posloužit nejen při prvotním měření vlastností osy C, ale je možno jej dále využívat i pro diagnostiku technického stavu této osy, především k identifikaci změn pasivních odporů.

Pedagogický přínos disertační práce

Tato práce od samého počátku vznikala v prostředí výrobce obráběcích strojů, kde je tvůrce jakékoli experimentální a vědecké práce pod drtivým časovým tlakem a pedagogický přínos není jeho prioritou. Přesto lze pedagogický přínos nalézt a shrnout jej do následujících bodů:

- disertační práce obsahuje metodiku tvorby komplexního simulačního modelu pro takto složitou mechatronickou soustavu včetně možností verifikace experimentem v běžném prostředí montážní haly výrobce obráběcích strojů,
- informace, které tato práce obsahuje, jsou vhodné pro tvorbu simulačních modelů podobných mechatronických soustav v obráběcích strojích a jako takové jsou bezprostředně využitelné jak v přímé výuce, tak při zpracování závěrečných prací ve všech stupních studia jak školicím pracovišti, tak v dalších konstrukčních studijních oborech vysokých škol technického zaměření.

15. Závěr

Disertační práce byla zaměřena na zjišťování dynamických vlastností osy C, která je konstruována se šnekovým převodem, přičemž výrobní vůle ve šnekovém soukolí jsou kompenzovány předepnutím dvou šneků na spojených dvou šnekových kolech elektrickými pohony s řízením Master-Slave. Potřeba zjišťování dynamických vlastností osy C a možnosti řízení této osy nastala už od samého počátku konstruování osy C pro stroj TT75 ve firmě TOS, a.s. Čelákovice. Pro předem potřebné zjišťování chování osy C při nastavení všech regulací, které řízení Master-Slave v sobě zahrnuje, byl vytvořen komplexní simulační model osy C. Výstupy ze simulačního modelu byly verifikovány na prototypu stroje TT75 ve firmě TOS, a. s.

Protože náplň takovéto práce je velice rozsáhlá a sahá do několika odvětví vědy, bylo nutné na začátku, ale i v průběhu zpracování disertační práce, vycházet z literární rešerše v oblastech modelování regulovaných soustav, modelů tření, modelování kontaktní problematiky ve šnekovém soukolí metodou MKP a v neposlední řadě experimentálními měřeními dynamických vlastností řízených os.

Prvním dílčím výsledkem této práce bylo navržení šnekového soukolí ve dvou variantách, tj. s převodovým poměrem 40,5 a 81. Pro provoz osy C na prvních prototypch byl vybrán převod 81 z důvodu lepší dynamické tuhosti a z důvodu vyššího kroutícího momentu na vřetenu v režimu osy C. Volba velikosti a uložení hřídelí šneku byla provedena s ohledem na co nejlepší dynamické vlastnosti. S tímto cílem byla provedena optimalizace výkonů servomotorů firmy Siemens. Dále byly předělány spojky spojující motor s hřídelem šneku na spojky tužší konstrukce.

Simulačním modelováním byly nalezeny vlastní frekvence mechanické soustavy osy C, která byla modelována jako 5 hmotový systém. Tyto vlastní frekvence byly verifikovány měřeními amplitudo-fázové frekvenční analýzy rychlostní smyčky s motorem Master. Při této verifikaci bylo zjištěno, že vlastní frekvence jsou hodně potlačeny tlumením ve šnekovém soukolí.

Simulační model v první fázi pomohl k identifikaci dynamických jevů, které se vyskytují v rámci provozu osy C, a dále pak pomohl k nastavení parametrů regulátorů přímo na prototypu stroje. V simulačním modelu bylo možné velice jednoduše přepsáním několika parametrů zjistit rozdíly chování osy C se šnekovým soukolím o převodu 40,5 a převodu 81. Samosvornost tohoto převodu se projevila jako výhoda. Převod 40,5 je lepší pouze v maximálních otáčkách, které dovolí šnekový převod, protože převod 40,5 je realizován dvouchodým šnekem. Osa C pro technologii obrábění výkovků z legovaných ocelí ale nepotřebuje pro frézování vyšší otáčky, než nabízí převod 81. Jediná technologie, kde byly problémy s limitem počtu otáček, bylo odvalování ozubení více-chodým nástrojem.

Výstupy ze simulačního modelu osy C byly verifikovány měřeními na prototypu stroje. Výstupy z měření byly získány využitím nástrojů řídicího systému Sinumerik 840D.

Na základě citlivostní analýzy parametrů, které nejvíce ovlivňují průběh odezvy úhlové polohy na skok momentu, lze říci, že velkou mírou se podílí na nestabilitě změna velikosti tlumení ve šnekovém soukolí a v menší míře rovněž moment setrvačnosti obrobku. Výstupy ze simulačního modelu prokázaly, že převod 81 lze lépe nastavit pro kvalitní

dynamické chování osy C. Nastavení parametrů regulace osy C je plně vyhovující ostatním řízeným osám daného stroje.

Z měření opakovaného najetí na definovanou úhlovou polohu byla provedena statistická analýza pro vyhodnocení dat. V rámci tohoto zpracování bylo provedeno testování závislosti na úhlové poloze a na rychlosti, z kterých byla přesnost opakovaného najetí vyhodnocována. Naměřená data pro přesnost najetí na definovanou úhlovou polohu jsou skutečně závislá na úhlové poloze. To je odůvodnitelné čelním nebo radiálním házením šnekového kola. Naopak testování závislosti přesnosti opakovaného najetí na rychlosti se ukázalo jako nezávislé.

Na základě podrobných analýz dynamického chování osy C jak z měření přímo na stroji tak ze simulací lze jednoznačně říci, že tato konstrukce osy C je sice velice komplikovaná na nastavení všech regulací, ale jeví se jako velmi vhodná pro tento typ stroje.

16. Summary

Dissertation thesis was focused on the determination of the dynamic behaviour of the C axis, which is designed with worm gear, by which is compensated by the electronically driving Master-Slave the production backlash with help of preloading two connected worm wheels. Need to determine the dynamical behaviours of the C axis and the possibility to drive this axis has begun since the start of the design of the C axis for the machine TT75 in the company TOS, a.s. Čelákovice. For the beforehand needed determination of the C axis behaviour by setting of all regulators, which include the driving Master-Slave, complex simulation model for C axis has been created. Outputs from the simulation model were verified on the prototyp of the machine TT75 in company TOS,a.s.

As the description of such work is highly widespread and reaches several branches of science, was necessary not only at the beginning, but also during the dissertation writing, use out of literature recherche in the area of the modeling of the regulated systems, models of friction, contact problems on the worm gear by the method of FEM and last but not least in the experimental measuring of the dynamical behaviours of the driving axis.

First partial result of this work was the creating of the worm gear in two variants with gear ratio 40,5 and 81. For the first prototypes was chosen gear ratio 81 for reason for better dynamic stiffness and for reason higher torque on the spindle in the running of C axis. The choice of the size and bearing of the shafts of worm was made with regard on the best dynamic behaviours. With this aim was made the optimization of the power of the servomotors from company Siemens. Moreover was changed the couplings connecting the motor with the worm shaft on the couplings with better stiffness of design.

By simulated modeling was found the eigen frequencies of the mechanical system of C axis, which was modelled as 5 mass system. These eigen frequencies were verified with help of measuring of amplitude-phase frequencies analyse of the speed feedback with motor Master. By this verification was determinate, that the eigen frequencies are compressed by the dumping on the worm wheel.

The simulation model in the first phase helped to identify the dynamic effects, finding within framework of the running the C axis, and furthermore it helped for the setting of the parameters of the regulators directly on the prototyp of the machine. In the simulation model it was possible very easily to help the rewriting of a several parameters determinate the differences in the behaviour of the C axis with worm gear with gear ratio 40,5 and gear ratio 81. The self looking of this gear ratio came out as advantage. Gear ratio 40, 5 is better only in the maximum revolution, which permit the worm gear, because the gear ratio is realized by dual worm. C axis for the machining technology of the forged pieces from alloyed steels doesn't need higher revolution for milling than uses the gear ratio 81. Only technology, where were the problems with the limit of the revolution, were by production of the gearing by dual tool.

Outputs from the simulation model of the C axis were verified by measuring on the prototyp of machine. Outputs from measuring were assumed with the help of tools in the control system Sinumerik 840D.

On the basis of the sensitivity analyse of parameters, which influence the course of the angle position response on the torque step, it is possible to say, that the big influence on the

astability has the dumping in the worm gear and in the lower rate it influences the moment of inertia. Outputs from the simulation model established that the gear ratio 81 is possible to set better for quality dynamic behaviour C axis. The setting of regulative parametr of the C axis is full suitable for the next axis on this machine.

From the measuring of the repeated positioning on the definite angle position was made statistic analysis for evaluation of dates. Within framework this processing was made the testing of a dependency on the angle position and speed, from which was evaluated the accuracy of the repeated positioning. Measured dates for the accuracy of the positioning on the defined angle position are really depended on the angle position. It's justifiable with radia l or axial run out of the worm wheel. Conversely the testing of the dependence of the repeated positioning on the speed it showed as independence.

On the basis of the detailed analyse of the dynamic behaviour of the C axis bath from measuring direct on the machine and from simulation is possible to say unambiguously that this design of the C axis is very sophisticated on the setting for all regulations, but it appears to be very suitable for this type of the machine.

Literatura

- [1] Čech, V., Jevický, J.: Zjednodušený dynamický model samosvorné převodovky, Colloquium Dynamics of Machines 2005, CCEMS , Prague 2005.
- [2] Garcia, E., Gonzales de Santos, P., Canudas de Wit, C.: Velocity Dependence in the Viscous friction Arising with Gears, in: The International Journal of Robotics Research, Vol. 21, No. 9, Sage Publications, pp. 761–771.
- [3] Chen, Ting, Yu, Perng, Juinn, Ning, Chiou, Shean-Juinn.: Two-stage optimum design of the dual-lead worm, Engineering Optimization, Vol. 35, No 5, 2003, pp. 561–572.
- [4] Tanaka, E., Tanaka, N., OHNO, K.: Vibration Analysis of a Multi-Stage Gear system Including Drive Mechanism Elements, JSME International Jurnal, 2001, Series C, Vol 44, No. 2.
- [5] Mišun, V.: Dynamika výrobních strojů, VUT Brno 1991, ISBN 80–214-0297–0.
- [6] Mišun, V.: Vibrace a hluk, CERM, s.r.o. Brno 2005, ISBN 80-214-3060-5
- [7] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, ČVUT Praha, 2004, ISBN 80–01-0292–6.
- [8] Su, D., Qin, D.: Integration of numerical analysis, virtual simulation and finite element analysis for the optimum design of worm gearing, Journal of Processing Technology, 2003, pp 429–435.
- [9] Yang, F., Su, D., Gentle, R., C.: Finite element modelling and load share analysis for involute worm gears with localized tooth contact, The Nottingham Trent University, IMechE 2001, Vol. 215, Part C.
- [10] Das IndustrieMagazin, Konstruktion Antriebstechnik, Getriebemotorspindel, Seite 43, 43/2006.
- [11] International Kongres, Matar Praha 2004. Machine Tools, Automation and Robotic in Mechanical engineering, ČVUT Praha, ISBN 80–903421-3–2.
- [12] Boháček, F.: Části mechanismy strojů III, VUT Brno, 1987, ISBN 55-618-87.
- [13] Weck, M., Brecher, Ch.: Werkzeugmaschinen, Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose, Springer- Verlag Berlin Heidelberg 2006, ISBN 3-540-22506.
- [14] Siemens 2006, Speed/Torque Coupling, Master-Slave (TE3), Function Manual Siemens, 03/2006 Edition, 6FC5397-2BP10-1BAO.
- [15] Siemens 2008, elektronický katalog PM21 EN, Kapitola 4.
- [16] Dooner, David, B., Lim, Teklo, C.: Design of Direkt Contact Mechanisms, Journal of Mechanical Design, 2007 by ASME, Vol. 129, pp 5–6.
- [17] Janiček, P., Ondráček, E.: Řešení problémů modelování, FS VUT v Brně a PC-DIR Real, Brno, 1998.
- [18] Mudrik, J.: Engine drive with locking mechanisms, Engineering mechanics 2007, Svatka 2007.
- [19] Procházka, F., Kratochvíl, C.: Úvod do matematického modelování pohonových soustav, Cerm Brno, 2002, ISBN 80–7204-256–4.
- [20] Skalický, J.: Elektrické servopohony, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80–214-1484–7.
- [21] Kratochvíl, C., Slavík, J.: Mechanika Těles, Dynamika, CERM, s.r.o. Brno 2002, ISBN 80-214-2260-2.
- [22] Renishaw plc 2000-2002, Principles of rotary axis calibration.
- [23] Armstrong, B., Friction: Experimental determinativ, modeling and compensation, IEEE Int., Conference on Robotic and Automation, 1988, v. 3, pp. 1422-1427
- [24] Shing, T. K., Dynamics and control of geared servomechanisms with backlash and friction consideration, Ph.D. Thesis, 1994, The University of Maryland.

- [25] Bliman, P. A. Mathematical study of the Dahl's friction model, Eur. J. Mech., 1992, a v. 11(6): pp. 835-848.
- [26] Harnoy, A., Friedland, B., dynamic friction model of lubricated surfaces for precise motion control, 1993, Preprint No. 93-TC-1d-2. Society of Tribologists and Lubrication Engineers.
- [27] Karnopp, D., Computer simulation of slip-stick friction in mechanical dynamic system, Journal Dynamics System Measuring Control, 1985, 107(1):100-103.
- [28] Litvin, F. L., Kin, V., Computerised simulation of mening and bearing contact for single enveloped worm gear drives. Trans. ASME, J.Mech. Des., 1992, p. 114, 313-316
- [29] Hale, L. C., Slocum, A. H., Design of anti-backlash transmissions for precision position control systems, Precision Engineering, 1994, v. 16, pp. 244-258.
- [30] Simon, V. Load distribution in double enveloping worm gears, Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, 1993, v. 115, pp. 496-501.
- [31] Wang, S., Umezawa, K., Houjoh, H., Matsumura, S., An Analytical Investigation of the Dynamic Behavior of a Helical Gear System, proceedings of the Int. Power Transmission and Gearing Conf. DE- Vol. 88, san Diego, USA, ASME, 1996, pp. 169-176.
- [32] Bair, B. W., Tsay, C. D., ZK-type dual-lead worm and worm gear drives: contact teeth, contact ratios and kinematic errors, Journal of mechanical Design, Transactions of the ASME, v. 120, pp. 422-428.
- [33] Bair, B. W., Tsay, C. D., ZK-type dual-lead worm and worm gear drives: geometry, Journal of mechanical Design, 1998, Transactions of the ASME, v. 120, pp. 414-421.
- [34] Seol, I. H., Litvin, F. L., Computerised design, generation and simulation of mening and contact of modified involute, Klingenberg and Flender type worm gear drives. transaction ASME, Journal Mechanical design, 1996, v.118, pp. 551-555.
- [35] Ye, G., Erhöhung der Bahngenauikeit NC-gesteuerter Vorschubachsen mit Hilfe eines Kompensationsfilters, Fortschritt-berichte VDI, Nummer reihe 2, Nr. 255. VDI Verlag, Düsseldorf, 1992
- [36] Weck, M., Plapper, U., Groth, A., Sensorlose Maschinenzustandsüberwachung, VDI-Z, Integrierte Produktion, Jahrgang 142, 6, 2000.
- [37] Kapaeuch, A., Shekhtman, Y., Tooth Fillet profile Optimization for Gears with Symmetric and Asymmetric Teeth, GearTechnology, September/October 2009, www.geartechnology.com
- [38] Hilter, Y., Guingand, M., Pierre de Vaujang, J., Numerical simulation and optimization of worm gear cutting, mechanism and machine Theory, Volume 41, Issue 9, September 2006, pp. 1090-1110.
- [39] Yaman, M., Suruhan, H., Mend, F., Power loss Optimization of a worm gear Mechanism by using genetic Algorithm, pdf na internetu.
- [40] Meloun, M., Militký, J., Statistická analýza experimentálních dat, Vydavatelství Academia, ISBN 80-200-1254-0
- [41] Weck, M., Brecher, Ch., Wergzeugmaschinen 2- Konstruktion und Berechnung, Springer 2006, ISBN 978-3-540-22502-7
- [42] Firemní internetové stránky, www.haascnc.com.
- [43] Firemní internetové stránky, www.redex-andantex.com.
- [44] Technické listy firmy Magtrol, www.magtrol.com.
- [45] Firemní internetové stránky, www.ina.de.
- [46] Firemní internetové stránky, www.ktr.com
- [47] Firemní internetové stránky www.tos-znojmo.cz
- [48] ČSN 014686

Autorova publikační činnost

- [V1] Křepela, J., Singule, V.:Mathematic model of C-axis drive for identification of dynamic behaviour horizontal multifunction turning center, Engineering Mechanics 2007, Svratka 2007, pp. 143–144.
- [V2] Křepela, J., Singule, V.:Dynamical behaviors of the C axis mutibody mass system with the worm gear, Recent Advances in Mechatronics,ISBN 978–3-540–73955-5, Springer Berlin-Verlag Heidelberg 2007, pp. 1–5.
- [V3] Křepela, J., Singule, V.:Dynamical behaviors of the C axis with the worm gear, Proceedings of 10th international symposium on mechatronics, Trenčianské Teplice 2007, pp. 69–70.
- [V4] Křepela, J., Singule, V.:Analysis of the Deformation on the Worm Gear with help of FEM for the accurate driven C axis of the Turning Center, Engineering Mechanics 2008, Svratka, ISBN 978-80-87012-11-6
- [V5] Křepela, J., Singule, V.:Simulation of the dynamic Behaviors of the C axis Drive by the Turning center, Mechatronic Systems and Materials III, Solid State Phenomena, 2009, Volumes 147-149, ISSN 1012-0394.
- [V6] Křepela, J., Singule, V.:Měření dynamických vlastností osy C multifunkčního soustružnického centra v režimu Master-Slave, 2nd Ph.D. Student Workshop Brno 2008, UVSSaR VUT Brno.
- [V7] Křepela, J., Singule, V.: Možnosti verifikace simulačního modelu osy C na prototypu obráběcího stroje, 3rd Ph.D. Students Workshop Brno 2009, UVSSaR VUT Brno.
- [V8] Křepela, J., Singule, V.: Verification of the simulation model for C axis drive in the control system Master-Slave by the Turning center, Recent Advances in Mechatronics 2008-2009, Springer publishers, ISBN 978-3-642-05021-3
- [V9] Hovorka, J., Křepela, J.: Aktuální vývoj výroby ozubení, Seminář: Aktuální trendy ve výzkumu a vývoji obráběcích strojů, VCSVTT, ISBN 978-80-904077-1-8.

Seznam příloh

1. hodnoty pro statistickou analýzu naměřených dat pro opakované najetí do úhlové polohy
2. protokol o výpočtu šnekového soukolí ZA s převodem 40,5
3. protokol o výpočtu šnekového soukolí ZA s převodem 81

1. hodnoty pro statistickou analýzu naměřených dat pro opakované najetí do úhlové polohy

1. rychlost osy 500°/min

Měření úhlová poloha	1. měření		2. měření		3. měření		4. měření		5. měření	
	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava
0°	0	0	0	0	0	0,001	0	0	0	0
30°	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0	0,002	0,001
60°	0,003	0,002	0,003	0,003	0,004	0,002	0,003	0,002	0,004	0,002
90°	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,003
120°	0,005	0,004	0,005	0,004	0,004	0,004	0,005	0,004	0,005	0,004
150°	0,002	0,003	0,004	0,003	0,002	0,002	0,004	0,002	0,004	0,003
180°	0,004	0	0,002	0	0,001	0	0,002	0	0,002	0,001
210°	0,002	0	0,002	0	0,001	0	0,002	0,001	0,002	0
240°	0,001	0	0,001	0	0	0	0,001	0	0,001	0
270°	0	-0,002	0	-0,002	-0,001	-0,002	0	-0,002	-0,001	-0,002
300°	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,002	-0,003
330°	-0,001	-0,003	-0,001	-0,002	-0,001	-0,003	-0,001	-0,002	-0,002	-0,003
Průměr hod.	0,0018	0,0005	0,0018	0,0007	0,0018	0,0005	0,0018	0,0005	0,0017	0,0005
Směr. odchyl.	0,002	0,0023	0,0020	0,0023	0,0021	0,0023	0,002	0,0021	0,0024	0,0022

2. rychlost osy 1800°/min

Měření úhlová poloha	1. měření		2. měření		3. měření		4. měření		5. měření	
	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava
0°	0	0,001	0	0,001	0	0	0	0,001	0	0,001
30°	0,002	0	0,001	0,001	0,002	0,001	0,002	0	0,002	0
60°	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002
90°	0,004	0,004	0,005	0,004	0,004	0,003	0,005	0,003	0,004	0,003
120°	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,004
150°	0,004	0,003	0,004	0,003	0,004	0,003	0,003	0,002	0,004	0,002
180°	0,002	0	0,002	0,001	0,002	0	0,001	0	0,002	0
210°	0,002	0	0,001	0,001	0,001	0	0,001	0	0,001	0
240°	0,001	-0,001	0	-0,001	0,001	-0,001	0,001	0	0,001	0
270°	-0,001	-0,002	-0,001	-0,002	-0,001	-0,002	-0,001	-0,002	-0,001	-0,002
300°	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,002
330°	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,001	-0,003	-0,002	-0,003
Průměr hod.	0,0015	0,0004	0,0013	0,0007	0,0014	0,0003	0,0014	0,0003	0,0014	0,0004
Směr. odchyl.	0,0023	0,0024	0,0024	0,0024	0,0023	0,0022	0,0022	0,0021	0,0023	-0,002

3. rychlost osy 4320°/min

Měření	1. měření		2. měření		3. měření		4. měření		5. měření	
	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava
0°	0	0,001	0	0,001	0	0	0	0,001	0	0,001
30°	0,002	0	0,002	0,001	0,002	0	0,002	0,001	0,002	0,001
60°	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,003
90°	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,004	0,004	0,004	0,005	0,004
120°	0,006	0,004	0,005	0,004	0,006	0,004	0,006	0,004	0,005	0,004
150°	0,004	0,003	0,004	0,003	0,004	0,003	0,004	0,003	0,004	0,003
180°	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0	0,002	0,001
210°	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001
240°	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0
270°	-0,001	-0,002	0	-0,002	-0,001	-0,002	0	-0,002	-0,001	-0,002
300°	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,001	-0,003	-0,002	-0,003
330°	-0,002	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003
Průměr hod.	0,0017	0,0007	0,0018	0,0008	0,0018	0,0006	0,0018	0,0007	0,0017	0,0008
Směr. odchyl.	0,0025	0,0023	0,0022	0,0023	0,0024	0,0023	0,0021	0,0023	0,0022	0,0024

4. rychlost osy 9000°/min

Měření	1. měření		2. měření		3. měření		4. měření		5. měření	
	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava	směr zleva	směr zprava
0°	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001
30°	0,001	0	0,002	0	0,001	0,001	0,002	0	0,002	0,001
60°	0,003	0,001	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002	0,003	0,002
90°	0,004	0,003	0,005	0,003	0,004	0,003	0,004	0,003	0,004	0,003
120°	0,005	0,003	0,005	0,004	0,005	0,004	0,005	0,003	0,005	0,003
150°	0,003	0,002	0,004	0,002	0,004	0,002	0,004	0,002	0,004	0,002
180°	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0
210°	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0
240°	0,001	-0,001	0,001	-0,001	0,001	-0,001	0,001	-0,001	0	-0,001
270°	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003	-0,001	-0,003
300°	-0,002	-0,004	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,004
330°	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003	-0,002	-0,003
Průměr hod.	0,0012	-0,0001	0,0014	0,0002	0,0013	0,0003	0,0013	0,0001	0,0013	0,0001
Směr. odchyl.	0,0022	0,0022	0,0024	0,0023	0,0022	0,0023	0,0022	0,0021	0,0023	0,0023

Zpracované hodnoty na jednotlivé úhlové polohy

Měření	Průměrná hodnota		Směrodatná odchylka	
	směr levotočivý	směr pravotočivý	směr levotočivý	směr pravotočivý
0°	0,000	0,0007	0,0000	0,00050
30°	0,0019	0,0006	0,0004	0,00068
60°	0,0031	0,0021	0,0003	0,00052
90°	0,0046	0,0036	0,0005	0,00068
120°	0,0052	0,0039	0,0004	0,00058
150°	0,0039	0,0026	0,0003	0,00068
180°	0,0017	0,0003	0,0005	0,00074
210°	0,0015	0,0004	0,0005	0,00050
240°	0,0009	-0,0004	0,0003	0,00066
270°	-0,0007	-0,0023	0,0005	0,00065
300°	-0,0018	-0,0031	0,0004	0,00056
330°	-0,0016	-0,0029	0,0005	0,00062