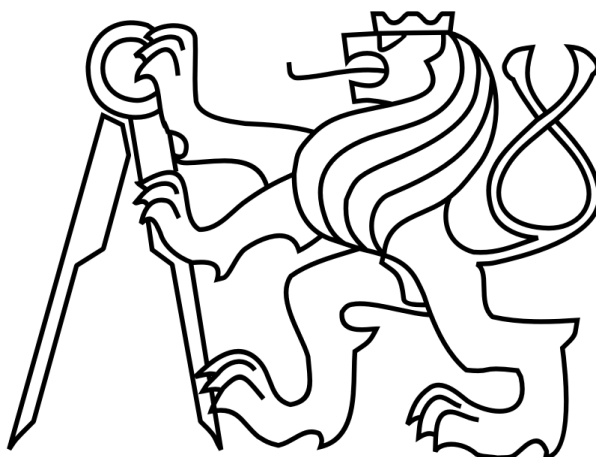


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh a příprava realizace rotačně sklopného stolu pro mikrofrézování

2015

Michal Procházka

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v přiloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze dne 01. 07. 2009.

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

V Praze dne: 15. 06. 2015

.....

podpis

Poděkování

Úvodem bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Petru Konečnému Ph.D. za vedení, odborné konzultace a podnětné připomínky při jejím vypracování. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi mé diplomové práce Ing. Josefu Kekulovi za odborné rady. Dík patří také doc. Ing. Pavlu Součkovi, DrSc., Ing. Jiřímu Sovovi, doc. Ing. Jaroslavu Rybínovi, CSc. a Ing. Lukášovi Novotnému, Ph.D. za další přínosné rady.

Chtěl bych rovněž poděkovat svým rodičům za podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali při studiu a tvorbě této diplomové práce.

Anotace

Jméno autora:	Michal Procházka
Název diplomové práce:	Návrh a příprava realizace rotačně sklopného stolu pro mikrofrézování
Číslo diplomové práce:	1715
Rozsah diplomové práce:	132 stran
Školní rok vyhotovení:	2014-2015
Ústav:	Ú-12135 Ústav výrobních strojů a zařízení FS ČVUT v Praze
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Petr Konečný, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Josef Kekula
Zadavatel tématu:	Ú-12135 Ústav výrobních strojů a zařízení FS ČVUT v Praze
Datum odevzdání:	19.06.2015
Klíčová slova:	konstrukce, ložisko, radiální, axiální, rotačně sklopný stůl, únosnost, tuhost, průhyb, ozubené soukolí, řezná síla
Anotace:	Diplomová práce se zabývá rozborem problematiky mikrofrézování a nabídky rotačně sklopných stolů. Dále popisuje návrh a přípravou realizace rotačně sklopného stolu pro mikrofrézování. Nakonec pojednává o sestavení matematického modelu dynamické soustavy stolu pro odhad parametrů regulátorů servomotorů.

Annotation

Author:	Michal Procházka
Title:	Design and Implementation Preparation of a Rotary Tilting Table for Micromilling
Number:	1715
Range:	132 pages
Academic Year:	2014-2015
Department:	Ú-12135 Department of Production Machines and Equipment: FME Czech Technical University in Prague
Tutor:	Ing. Petr Konečný, Ph.D.
Adviser:	Ing. Josef Kekula
Title submitter:	Ú-12135 Department of Production Machines and Equipment: FME Czech Technical University in Prague
Date of Handover:	19.06.2015
Keywords:	design, bearing, radial, axial, rotary tilting table, capacity, stiffness, bend, train of gears, cutting force
Annotation:	This thesis deals with analysis of micromilling field and a scope of rotary tilting tables. Further it describes design and implementation possibilities of rotary tilting table for micromilling. Finally, it shows the mathematical model of a dynamic system of the table for parameter estimation of servo controllers.

Použité symboly

Označení	Název	Jednotka
a_e	Šířka záběru frézy	[mm]
a_p	Hloubka řezu	[mm]
a_t	Výpočetní osová vzdálenost čelního soukolí	[mm]
a_w	Zvolená osová vzdálenost čelního soukolí	[mm]
a_{w12}	Zvolená osová vzdálenost kol	[mm]
a_{12}	Výpočetní osová vzdálenost kol	[mm]
b	minimální šířka věnce ozubeného kola	[mm]
b_2	Šířka věnce hnaného kola	[mm]
c^x	Pomocný součinitel šneku	[-]
d	Malý průměr ložiska	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice čelního soukolí	[mm]
d_{a1}	Průměr hlavové kružnice hnacího kola	[mm]
d_{a2}	Průměr hlavové kružnice hnaného kola	[mm]
d_{aM2}	Průměr hlavového válce šnekového kola	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice čelního soukolí	[mm]
d_{f1}	Průměr patní kružnice hnacího kola	[mm]
d_{f2}	Průměr patní kružnice hnaného kola	[mm]
d_s	Průměr desky stolu	[mm]
d_w	Průměr valivé kružnice čelního soukolí	[mm]
d_{w1}	Průměr rozteč. kruž. hnacího kola po korekci	[mm]
d_{w2}	Průměr rozteč. kruž. hnaného kola po korekci	[mm]
d_1	Roztečný průměr hnacího kola	[mm]
$d_1 - d_4$	Malé průměry výpočetních elementů ramene kolébky	[mm]
$\overline{d_1}$	Minimální průměr hřídele šneku	[mm]
d_1^*	Minimální průměr čelního ozubeného kola	[mm]
d_2	Roztečný průměr hnaného kola	[mm]
$\overline{d_2}$	Předběžní průměr šnekového kola	[mm]
f_H	Pomocná veličina geometrie čelního soukolí	[-]
f_p	Materiálový součinitel pro kalená ozubená kola	[-]
f_z	Posuv na zub	[mm/zub]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_a^x	Pomocný součinitel šneku	[-]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
h_m	Střední tloušťka třísky	[mm]
k_k	Torzní tuhost ramene kolébky	[Nm/rad]
k_{s1}	Torzní tuhost hřídele šneku naklápění	[Nm/rad]
k_{sp}	Torzní tuhost šnekového soukolí	[Nm/rad]
k_{BKL}	Torzní tuhost spojky R+W BKL	[Nm/rad]
k_m	Torzní tuhost hřídele motoru	[Nm/rad]
k_A	Torzní tuhost pohybové osy A	[Nm/rad]
k_d	Torzní tuhost hřídele desky stolu	[Nm/rad]
k_{s2}	Torzní tuhost hřídele šneku rotace	[Nm/rad]
k_c	Torzní tuhost čelního soukolí	[Nm/rad]
k_{MK5}	Torzní tuhost spojky R+W MK5	[Nm/rad]
k_{kx}	Torzní tuhost koaxiální hřídele	[Nm/rad]
k_C	Torzní tuhost pohybové osy C	[Nm/rad]
l_1	Délka činné části frézy	[mm]

l_1	Minimální délka šneku	[mm]
$l_1 - l_4$	Délky výpočetních elementů ramene kolébky	[mm]
m_A	Hmotnost celé osy A (+sklíčidlo)	[kg]
m_{An}	Hmotnost náhonu osy A	[kg]
m_c	Směrnice křivky	[-]
m_C	Hmotnost osy C	[kg]
m_{Cn}	Hmotnost náhonu osy C	[kg]
m_{Cp}	Hmotnost převodu osy C	[kg]
m_d	Hmotnost desky stolu s příslušenstvím	[kg]
m_{ko}	Hmotnost osazené kolébky (+sklíčidlo)	[kg]
m_n	Modul ozubení	[mm]
\bar{m}_n	Výpočetní modul ozubení	[mm]
m_n^*	Výpočetní modul ozubení	[mm]
m_o	Hmotnost obrobku	[kg]
m_s	Hmotnost sklíčidla	[kg]
m_t	Čelní modul	[mm]
n_1	Otáčky hnací hřídele šneku	[ot/min]
n_2	Otáčky šnekového kola	[ot/min]
n_3	Otáčky hnací hřídele čelního soukolí	[ot/min]
n_4	Otáčky hnané hřídele čelního soukolí	[ot/min]
$n_{\Omega A}$	Rezonanční otáčky vřetene vůči ose A	[ot/min]
$n_{\Omega C}$	Rezonanční otáčky vřetene vůči ose C	[ot/min]
p_k	Torzní poddajnost ramene kolébky	[rad/Nm]
p_{s1}	Torzní poddajnost hřídele šneku naklápění	[rad/Nm]
p_{sp}	Torzní poddajnost šnekového soukolí	[rad/Nm]
p_{BKL}	Torzní poddajnost spojky R+W BKL	[rad/Nm]
p_m	Torzní poddajnost hřídele motoru	[rad/Nm]
p_A	Torzní poddajnost pohybové osy A	[rad/Nm]
p_d	Torzní poddajnost hřídele desky stolu	[rad/Nm]
p_{s2}	Torzní poddajnost hřídele šneku rotace	[rad/Nm]
$p_{\check{c}}$	Torzní poddajnost čelního soukolí	[rad/Nm]
p_{MK5}	Torzní poddajnost spojky R+W MK5	[rad/Nm]
p_{kx}	Torzní poddajnost koaxiální hřídele	[rad/Nm]
p_C	Torzní poddajnost pohybové osy C	[rad/Nm]
p_t	Rozteč zubů v čelní rovině	[mm]
q	Pomocný součinitel šneku	[-]
$r_{t_{kA}}$	Rameno těžiště kolébky vůči ložisku osy A	[mm]
$r_{t_{oA}}$	Rameno těžiště obrobku vůči ložisku osy A	[mm]
$r_{t_{oC}}$	Rameno těžiště obrobku vůči ložisku osy C	[mm]
$r_{t_{sA}}$	Rameno těžiště sklíčidla vůči ložisku osy A	[mm]
$r_{t_{sC}}$	Rameno těžiště sklíčidla vůči ložisku osy C	[mm]
u_{12}	Převodový poměr šnekového soukolí	[-]
u_{34}	Převodový poměr čelního soukolí	[-]
v	Průhyb pod nástrojem	[mm]
v^*	Jednotkové hlavové převýšení	[-]
v_c	Průhyb nosníku v místě C	[mm]
v_c	Řezná rychlost	[m/min]
v_f	Velikost posuvu	[mm/min]
v_k	Kluzná rychlost šneku	[m/s]
v_o	Výška obrobku	[mm]
v_{maxA}	Celková deformace od ložisek v poloze A	[μ m]
v_{maxB}	Celková deformace od ložisek v poloze B	[μ m]

V_{oA}	Výška obrobku od osy A (naklápění)	[mm]
V_{oC}	Výška obrobku od ložiska osy C	[mm]
v_{Faz-Ac}	Deformace od posouvající síly Faz-Ac	[μ m]
v_{Frz-Aa}	Deformace od posouvající síly Frz-Aa	[μ m]
v_{Frz-Ba}	Deformace od posouvající síly Frz-Ba	[μ m]
v_{Frz-Bc}	Deformace od posouvající síly Frz-Bc	[μ m]
v_{Mx-Bc}	Deformace od momentu Mx-Bc	[μ m]
v_{My-Aa}	Deformace od momentu My-Aa	[μ m]
v_{My-Ba}	Deformace od momentu My-Ba	[μ m]
X	Jednotkové posunutí	[-]
X_1	Jednotkové posunutí na hnacím kole	[-]
X_2	Jednotkové posunutí na hnaném kole	[-]
Z	Počet zubů	[-]
Z_v	Náhradní počet zubů šnekového kola	[-]
Z_1	Počet chodů šneku	[-]
Z_2	Počet zubů hnaného kola	[-]
A_a	Radiální složka síly v podpoře A od $F_{a\check{s}}$	[N]
A_x	Tečná složka síly v podpoře A od $F_{t\check{s}}$	[N]
A_y	Radiální složka síly v podpoře A od $F_{r\check{s}}$ a A_a	[N]
B_a	Radiální složka síly v podpoře B od $F_{a\check{s}}$	[N]
B_x	Tečná složka síly v podpoře B od $F_{t\check{s}}$	[N]
B_y	Radiální složka síly v podpoře B od $F_{r\check{s}}$ a A_a	[N]
C_{aL}	Tuhost ložiska v axiálním směru	[N/ μ m]
C_{kL}	Tuhost ložiska vůči klopnému momentu	[Nm/mrad]
C_{rL}	Tuhost ložiska v radiálním směru	[N/ μ m]
C_{skut}	Skutečná trvanlivost	[N]
D	Průměr frézy	[mm]
D	Velký průměr ložiska	[mm]
$D_1 - D_4$	Velké průměry výpočetních elementů ramene kolébky	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
E_1	Modul pružnosti v tahu oceli	[MPa]
E_2	Modul pružnosti v tahu bronzu	[MPa]
$F_{a\check{c}}$	Velikost axiální složky síly v čelním soukolí	[N]
$F_{a\check{s}}$	Velikost axiální složky síly ve šnekovém soukolí	[N]
F_{ax-Aa}	Axiální síla ve směru X osy A v poloze A	[N]
F_{ax-Ba}	Axiální síla ve směru X osy A v poloze B	[N]
F_{ay-Bc}	Axiální síla ve směru Y osy C v poloze B	[N]
F_{az-Ac}	Axiální síla ve směru Z osy C v poloze A	[N]
F_c	Celková síla od frézy	[N]
F_p	Předepínací síla ložisek	[N]
F_{rmax}	Maximální radiální síla od nástroje	[N]
F_{rmax}	Maximální rameno síly	[N]
$F_{r\check{c}}$	Velikost radiální složky síly v čelním soukolí	[N]
$F_{r\check{s}}$	Velikost radiální složky síly ve šnekovém soukolí	[N]
F_{rx-Ac}	Radiální síla ve směru X osy C v poloze A	[N]
F_{rx-Bc}	Radiální síla ve směru X osy C v poloze B	[N]
F_{ry-Aa}	Radiální síla ve směru Y osy A v poloze A	[N]
F_{ry-Ac}	Radiální síla ve směru Y osy C v poloze A	[N]
F_{ry-Ba}	Radiální síla ve směru Y osy A v poloze B	[N]
F_{rz-Aa}	Radiální síla ve směru Z osy A v poloze A	[N]
F_{rz-Ba}	Radiální síla ve směru Z osy A v poloze B	[N]
F_{rz-Bc}	Radiální síla ve směru Z osy C v poloze B	[N]

$F_{t\check{c}}$	Velikost tečné složky síly v čelním soukolí	[N]
$F_{t\check{s}}$	Velikost tečné složky síly ve šnekovém soukolí	[N]
$F_1 - F_7$	Síly vstupující do náhradního nosníku	[N]
F_{2max}	Max. síla od nástroje při interpolovaném obrábění	[N]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
HB	Tvrдост	[-]
I_A	Proud motorem osy A	[A]
I_C	Proud motorem osy C	[A]
J_A	Moment setrvačnosti osy A	[kg.m ²]
J_{An}	Moment setrvačnosti náhonu osy A	[kg.m ²]
J_{Ared}	Redukovaný moment setrvačnosti osy A	[kg.m ²]
J_C	Moment setrvačnosti osy C	[kg.m ²]
J_{Cn}	Moment setrvačnosti náhonu osy C	[kg.m ²]
J_{Cp}	Moment setrvačnosti převodu osy C	[kg.m ²]
J_{Cred}	Redukovaný moment setrvačnosti osy C	[kg.m ²]
J_p	Polární kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
J_z	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
K_c	Měrná řezná síla na nástroj	[N/mm ²]
K_a	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{c1}	Měrná řezná síla	[N/mm ²]
K_F	Pevnostní součinitel šnekového kola	[-]
K_H	Pevnostní součinitel ozubených soukolí	[-]
K_{Ha}	Součinitel rozložení zatížení	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
K_m	Motorová konstanta	[Nm/A]
K_P	Proporční složka rychlostního PI regulátoru	[As/rad]
K_{PI}	Proporční složka proudového PI regulátoru	[V/A]
K_u	Elektromotorické napětí	[Vs/rad]
K_v	Pevnostní součinitel šnekového kola	[-]
K_V	Proporční složka polohového P regulátoru	[1/s]
K_α	Součinitel tvaru zubu	[-]
K_β	Součinitel tvaru zubu	[-]
K_1	Pomocný pevnostní součinitel šnek. soukolí	[-]
L	Délka frézy	[mm]
L	Indukčnost motoru	[H]
L_H	Hodinová životnost	[hod]
L_n	Otáčková životnost	[ot]
M_{VA}	Výsledný moment do ložiska osy A	[Nm]
M_{VB}	Výsledný moment do ložiska osy C	[Nm]
Mk	Výpočetní kroutící moment	[Nm]
Mk_1	Moment na hnací hřídeli šneku	[Nm]
Mk_2	Moment na šnekovém kole	[Nm]
Mk_{2w}	Výsledný moment na šnekovém kole	[Nm]
Mk_3	Moment na hnací hřídeli čelního soukolí	[Nm]
Mk_4	Moment na hnaném hřídeli čelního soukolí	[Nm]
$Mx-Aa$	Moment kolem osy X osy A v poloze A	[Nm]
$Mx-Ac$	Moment kolem osy X osy C v poloze A	[Nm]
$Mx-Ba$	Moment kolem osy X osy A v poloze B	[Nm]
$Mx-Bc$	Moment kolem osy X osy C v poloze B	[Nm]
$My-Aa$	Moment kolem osy Y osy A v poloze A	[Nm]
$My-Ac$	Moment kolem osy Y osy C v poloze A	[Nm]
$My-Ba$	Moment kolem osy Y osy A v poloze B	[Nm]

My-Bc	Moment kolem osy Y osy C v poloze B	[Nm]
Mz-Aa	Moment kolem osy Z osy A v poloze A	[Nm]
Mz-Ac	Moment kolem osy Z osy C v poloze A	[Nm]
Mz-Ba	Moment kolem osy Z osy A v poloze B	[Nm]
Mz-Bc	Moment kolem osy Z osy C v poloze B	[Nm]
N _E	Ekvivalentní počet provozních cyklů	[-]
N ₀	Základní počet cyklů	[-]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
P _c	Výkon na nástroji	[kW]
P ₁	Výkon na hnací hřídeli	[kW]
P ₂	Výkon na hnaném hřídeli	[kW]
P _{2p}	Výkon potřebný pro interpolované obrábění	[kW]
R	Odpor vinutí motoru	[Ω]
R _a	Reakce v podpoře A	[N]
RA _a	Celková axiální síla v podpoře A	[N]
RA _r	Celková radiální síla v podpoře A	[N]
RA _t	Celková tečná síla v podpoře A	[N]
R _b	Reakce v podpoře B	[N]
RB _a	Celková axiální síla v podpoře B	[N]
RB _r	Celková radiální síla v podpoře B	[N]
RB _t	Celková tečná síla v podpoře B	[N]
RC _a	Celková axiální síla v podpoře B	[N]
RC _r	Celková radiální síla v podpoře B	[N]
RC _t	Celková tečná síla v podpoře B	[N]
RD _a	Celková axiální síla v podpoře B	[N]
RD _r	Celková radiální síla v podpoře B	[N]
RD _t	Celková tečná síla v podpoře B	[N]
RG _a	Celková axiální síla v podpoře B	[N]
RG _r	Celková radiální síla v podpoře B	[N]
RG _t	Celková tečná síla v podpoře B	[N]
RH _a	Celková axiální síla v podpoře B	[N]
RH _r	Celková radiální síla v podpoře B	[N]
RH _t	Celková tečná síla v podpoře B	[N]
R _m	Mez pevnosti	[MPa]
S _F	Celková bezpečnost v namáhání zubu na ohyb	[-]
S _H	Celková bezpečnost v namáhání na dotyk	[-]
S _{Hmin}	Součinitel bezpečnosti šnekového soukolí	[-]
T _N	Časová konstanta rychlostního PI regulátoru	[s]
T _{NI}	Časová konstanta proudového PI regulátoru	[s]
V _{max}	Maximální průhyb desky stolu	[μm]
W _k	Průřezový modul v kroucení	[mm ³]
Y _F	Součinitel tvaru zubu	[-]
Y _β	Pevnostní součinitel šnekového kola	[-]
Z _H	Přepočtený rozměrový součinitel šnekového kola	[-]
Z' _H	Rozměrový součinitel šnekového kola	[-]
Z _M	Materiálový součinitel ocel-bronz	[MPa]
Z _{Mw}	Přepočtený materiálový součinitel ocel-bronz	[MPa]
α	Úhel opásání frézy	[°]
α _{Mx-Bc}	Naklopení od momentu Mx-Bc	[°]
α _{My-Aa}	Naklopení od momentu My-Aa	[°]
α _{My-Ba}	Naklopení od momentu My-Ba	[°]
α _n	Úhel záběru	[°]

α_t	Čelní úhel záběru	[°]
α_{tw}	Valivý čelní úhel záběru	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
γ	Skutečný úhel stoupání šroubovice šneku	[°]
γ_w	Úhel stoupání šroubovice po korekci	[°]
γ_0	Úhel čela frézy	[°]
$\bar{\gamma}$	Předběžný úhel stoupání	[°]
ε_α	Pevnostní součinitel šnekového kola	[°]
η_{12}	Účinnost šnekového soukolí	[-]
η_{12w}	Výsledná účinnost šnekového soukolí	[-]
η_{34}	Účinnost čelního soukolí	[-]
κ	Úhel nastavení ostří	[°]
V_1	Součinitel styku ocelový šnek a bronzové kolo	[-]
V_2	Součinitel styku ocelový šnek a bronzové kolo	[-]
σ_F	Ohybové napětí v zubu šnekového kola	[MPa]
σ_{FP}	Ohybové napětí v zubu pastorku	[MPa]
σ_{Fdov}	Dovolené namáhání zubů v ohybu	[MPa]
σ_{Flimb}	Mez únavy v ohybu materiálu pastorku	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku šnekového soukolí	[MPa]
σ_{Hdov}	Dovolené napětí v dotyku šnekového soukolí	[MPa]
σ_{Hlimb}	Mez únavy v dotyku materiálu pastorku	[MPa]
σ_{HP}	Dotykové napětí v zubu pastorku	[MPa]
T_d	Dovolené napětí v krutu šneku	[MPa]
φ	Úhel záběru frézy	[°]
φ_k	Úhel natočení ramene kolébky	[°]
φ_{s1}	Úhel natočení hřídele šneku naklápění	[°]
φ_{sp}	Úhel natočení šnekového soukolí	[°]
φ_{BKL}	Úhel natočení spojky R+W BKL	[°]
φ_m	Úhel natočení hřídele motoru	[°]
φ_d	Úhel natočení hřídele desky stolu	[°]
φ_{s2}	Úhel natočení hřídele šneku rotace	[°]
φ_c	Úhel natočení čelního soukolí	[°]
φ_{MK5}	Úhel natočení spojky R+W MK5	[°]
φ_{kx}	Úhel natočení koaxiální hřídele	[°]
φ'	Třecí úhel	[°]
$\varphi_1 - \varphi_4$	Natočení výpočetních elementů ramene kolébky	[°]
ψ_d	Pomocná veličina geometrie čelního soukolí	[-]
ψ_d	Součinitel poměrné šířky šnekového kola	[-]
$\bar{\psi}_d$	Předběžná poměrná šířka věnce šnek. kola	[-]
ψ_m	Poměrná šířka kola čelního soukolí	[-]
Ω_A	Vlastní frekvence pohybové osy A	[Hz]
Ω_C	Vlastní frekvence pohybové osy C	[Hz]

Obsah

Obsah	13
1. Úvod.....	15
2. Stav problematiky.....	16
2.1. Teorie mikrofrézování.....	16
2.2. Rozbor nabízených rotačně sklopných stolů vhodných pro mikrofrézování	22
2.3. Řešení rotačně sklopných stolů pro mikrofrézování	30
2.3.1. Řešení pohonů	30
2.3.2. Řešení šnekových soukolí.....	31
2.3.3. Ložiska pro rotačně sklopné stoly	35
2.3.4. Odměřovací systémy.....	37
2.3.5. Brzdy pro rotačně sklopné stoly	40
3. Rozbor možností stroje Haas TM-1HE	44
3.1. Představení stroje a rozbor jeho možností.....	44
3.2. Návrh připojení rotačně sklopného stolu k frézce Haas TM-1HE	48
3.2.1. Mechanické připojení ke stroji.....	48
3.2.2. Elektrické připojení ke stroji.....	49
4. Konstrukční návrh rotačně sklopného stolu	53
4.1. Ideové návrhy konstrukce rotačně sklopného stolu	53
4.1.1. Varianta A.....	53
4.1.2. Varianta B.....	55
4.1.3. Varianta C.....	57
4.1.4. Shrnutí a výběr varianty	57
4.2. Konečný návrh rotačně sklopného stolu	59
4.2.1. Představení konstrukce navrženého rotačně sklopného stolu.....	59
4.2.2. Výpočet rotačně sklopného stolu	68
5. Sestavení matematického modelu.....	101
5.1. Analýza osy A (naklápění).....	101
5.2. Analýza osy C (rotace)	106
5.3. Matematický model osy A	108
5.3.1. Proudová smyčka regulace	108
5.3.2. Rychlostní smyčka regulace.....	109
5.3.3. Polohová smyčka regulace	112
5.3.4. Bode diagram	113
5.4. Matematický model osy C	114
5.4.1. Proudová smyčka regulace	115
5.4.2. Rychlostní smyčka regulace.....	115

5.4.3.	Polohová smyčka regulace	116
5.4.4.	Bode diagram	116
6.	Podklady pro realizaci stolu	118
6.1.	Seznam nakupovaných komponent	118
6.2.	Seznam vyráběných dílců	119
7.	Závěr	121
	Použitá literatura	122
	Seznam obrázků	126
	Seznam tabulek.....	129
	Seznam použitého softwaru	130
	Seznam příloh	131

1. Úvod

Cílem diplomové práce je vypracovat návrh rotačně sklopného stolu pro mikrofrézování, který bude kompatibilní s frézku Haas TM-1HE (Obr. 01) a shromáždit podklady pro jeho realizaci.

Důvodem zpracování návrhu stolu je požadavek na 5-osé mikroobrábění na stávající 3-osé frézce Haas. Instalací rotačně sklopného stolu se značně zvýší její užitná hodnota za cenu několikanásobně menší investice, než kdyby bylo pořízeno nové 5-osé centrum. Díky rotačně sklopnému stolu bude možné obrábět velmi malé a tvarově složité obrobky na minimální počet upnutí, což zvyšuje výslednou přesnost. Na přesnost a kvalitu povrchu jsou v oblasti mikrofrézování kladeny mnohem přísnější nároky. Pro mikrofrézování bude možné zároveň využít vysokorychlostního frézovacího vřetena, navrženého a sestaveného pracovníky výzkumného ústavu RCMT, což zásadním způsobem zvýší produktivitu práce. Toto vřeteno je rovněž zkonstruováno jako přídavné zařízení pro frézku Haas, s níž je kompatibilní.



Obr. 01 Haas TM-1HE

Mezi požadavky na konstrukci rotačně sklopného stolu patří samozřejmě kompatibilita s frézku Haas, a to jak elektrická, tak mechanická. Stůl se bude muset do pracovního prostoru frézky bezpečně vejít. Zároveň bude muset zbýt dostatek prostoru na instalaci nezbytných upínacích přípravků pro obrobek a pro vysokorychlostní vřeteno, které se vkládá do vřetena frézky. Mezi další požadavky patří maximalizace tuhosti stolu, ovšem za současného dodržení konstrukční jednoduchosti a minimální finanční náročnosti. Dílčím požadavkem je sestavení matematického modelu dynamické soustavy stolu pro odhad parametrů regulátorů servomotorů.

Metodika postupu práce:

1. Rešerše stavu problematiky mikrofrézování a rotačně sklopných stolů
2. Rozbor možností stroje Haas TM-1HE a rozbor možností připojení rotačně sklopného stolu
3. Konstrukční návrh struktury rotačně sklopného stolu
4. Sestavní matematického modelu dynamické soustavy stolu
5. Shrnutí podkladů pro realizaci stolu

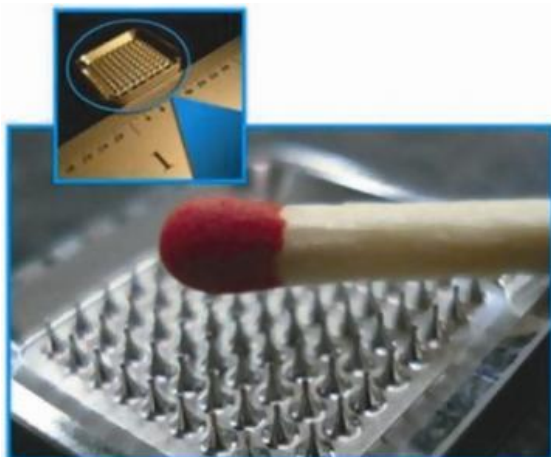
2. Stav problematiky

Na úvod bude proveden jednak rozbor teorie a stavu problematiky mikrofrézování, protože to se od standardního frézování liší v několika aspektech. Ty není pro úspěšné zvládnutí této technologie možné opomíjet.

V další podkapitole je proveden rozbor samotných rotačně sklopných stolů, vhodných pro využití v oblasti mikrofrézování, jež nabízí renomovaní výrobci.

2.1. Teorie mikrofrézování

Již z názvu vyplývá, že se tato technologie využívá k obrábění drobných součástí s jemnými detaily za pomoci frézovacích nástrojů s malými průměry. Díky pokroku v oblasti rychloběžných ložisek a vysokootáčkových vřeten se tato technologie přiblížila běžnému průmyslovému využití. Tam, kde by dříve bylo jedinou možností použití elektroerozivního obrábění, nabízí mikrofrézování novou alternativu. A to rovněž pro výrobce, kteří si nemohou nákup EDM strojů dovolit. Na obrázku Obr. 02 a 03 je zobrazen obrobek vyrobený technologií mikrofrézování a řezný nástroj v porovnání s lidským vlasem.



Obr. 02. Materiál obrobku 440C nerezová ocel, množství malých tvarovaných míst, průměr výstupku nahoře 0,203 mm, celková výška výstupku 1,524 mm, použitý nástroj kulová dokončovací fréza \varnothing 0,762 mm



Obr. 03. Porovnání řezného nástroje s velikostí lidského vlasu (průměr nástroje 0,01 mm)

[1]

Požadavky na stroj

Tuto technologii obtížně zvládají levné konvenční CNC stroje, protože požadavky na přesnost a otáčky vřeten jsou často mimo jejich možnosti. Použitím mikrofrézování lze dosáhnout kvality povrchu až 0,0001mm, za použití fréz s průměrem od 0,01mm. Otáčky mikrofrézovacích vřeten se mohou dostat až na hranici 250 000 min^{-1} . Jako příklad lze uvést vysokootáčkové elektrovrheto GMN UHS 80-250000/0.5. Jeho hřídel je uložena ve valivých hybridních ložiscích a je schopna se roztočit na zmíněných 250 000 ot/min při výkonu 0,5kW. Stroje určené pro mikrofrézování tedy charakterizují především dosahované přesnosti polohování, rychloběžná vřetena, vysoká tuhost uzlu stroj-nástroj-obrobek, minimalizace vzniku teplotních dilatací a vibrací. Renomovanými firmami, jež se výrobou takových strojů zabývají, jsou např. Yasda, Mori Seiki, Rödgers nebo Hwacheon. Zatímco dříve byly mikrofrézovací stroje téměř výhradně třiosé, tak v posledních letech se stále častěji objevují jejich pětiosé varianty.

Požadavky na nástroj

Technologie mikrofrézování se rozmáhá nejen kvůli zvyšujícím se možnostem obráběcích strojů, ale hlavně díky požadavkům průmyslu. Stále častěji se v různých odvětvích požaduje výroba mikrokomponentů, které jsou navíc často z těžko obrobitelných materiálů a je požadavek na maximální přesnost a kvalitu povrchu. Extrémem jsou požadavky na přesnost v řádech desetin mikrometru. Toho pochopitelně nelze dosáhnout obyčejným nástrojem.

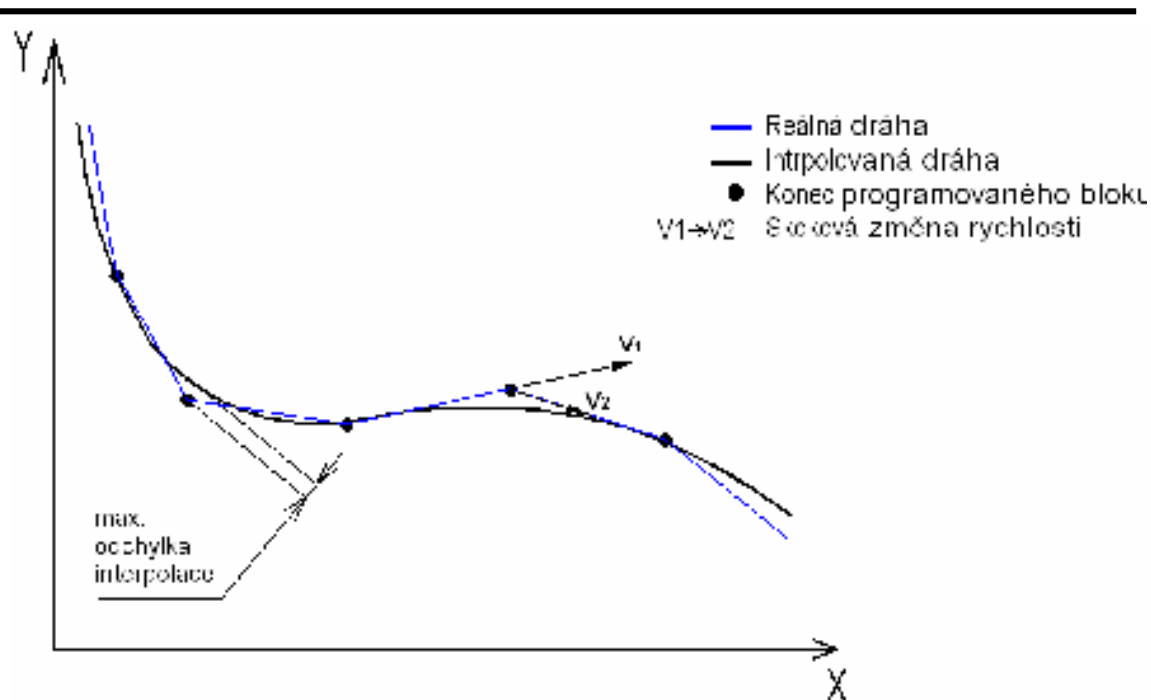
Průměr běžně vyráběných fréz pro mikrofrézování se pohybuje od **0,2 do 3,0mm**. Nicméně laboratorně se pracuje s frézami o průměru i **50 μ m**. A zároveň se dá na trhu sehnat nástroj o průměru **6mm**. Klíčovými vlastnostmi nástrojů pro mikroobrábění jsou přesnost geometrie tvaru ostří a řezný úhel. Zároveň musí být dobře vyváženy, aby byly schopny ustát vysoké otáčky. Např. firma Fraisa má toleranci přesnosti průměru pod hodnotou **$\pm 0,01$ mm**. Díky fréz mají o pár desítek mikrometrů menší průměr, aby nedocházelo k jeho otírání o stěnu frézované drážky. Z logiky věci plyne, že nástroje, jejichž průměr se pohybuje v desetinách až jednotkách milimetrů, není schopný vyvodit velké řezné síly. S tím ruku v ruce souvisí možnost odebrat velmi malé množství materiálu na otáčku. Při frézování dokáže nástroj o **$\varnothing 0,2$ mm**, otáčkách vřetene **124 000min⁻¹** a řezné rychlosti **78m/min** odebrat **8 μ m** materiálu na zub. Právě malé úběry materiálu na zub jsou důvodem, proč se snažíme dosahovat tak vysokých otáček. Jedině tak zůstane produktivita obrábění na rozumné úrovni. Aby nedocházelo k příliš rychlému opotřebování frézy, snaží se je výrobci povlakovat speciálními nanokompozitními otěruvzdornými vrstvami, které mají zároveň dobré kluzné vlastnosti. Takto povlakované frézy jsou schopny obrábět oceli kalené až na tvrdost 52 – 60 HRC. [1] [2] [3]

Požadavky na řídicí systém

Řídicí systém a řídicí technika obecně mají za úkol zajistit rychlé zpracování velkého množství dat jdoucí z řídicího programu, odměřovacích zařízení a dalších periférií. Dále potom samotný pohyb nástroje, popřípadě nástroje a obrobku ve všech pohybových osách. Řídicí technika se stará rovněž o co nejrychlejší a nejpresnější výměnu nástrojů tak, aby byla zaručena její opakovatelnost. Součástí stroje by také měly být autodetekční systémy, které sledují jeho teplotu, řezné síly, opotřebením nástroje, popřípadě kontrolu kvality výroby.

Požadavky na CAD/CAM mikrofrézovací systémy

Pro CAD/CAM systémy platí v oblasti mikrofrézování podobná specifika jako pro stroj a nástroj. Ty musí být této technologii přizpůsobeny. Je logické, že CAD/CAM systém musí i zde zajistit základní procesy, jako je přesné přeložení dat ze vstupního datového formátu. To je základním kamenem pro vygenerování přesných drah pohybových os a tím dosažení požadované geometrie ploch. Dnešní CAM softwary jsou již natolik vyspělé, že dokáží podle geometrie vložené součásti samy zvolit vhodnou strategii obrábění a efektivně určit dráhy nástroje. Totéž platí pro stanovení řezných podmínek. Tyto softwary dokonce kontrolují i míru vyložení vřetene a snaží nastavit obrábění tak, aby vyložení bylo co nejmenší a tím tuhost stroje co nejvyšší. Nicméně stále se jedná o umělou inteligenci, která často potřebuje usměrnit a některé parametry je nutno ručně upravit. Navíc ne vždy jsou k dispozici nástroje zcela shodné s těmi, které systém vybral. Na obrázku Obr. 04 je vyfocený obrázek uživatelského prostředí renomovaného CAD/CAM systému Cimatron E.



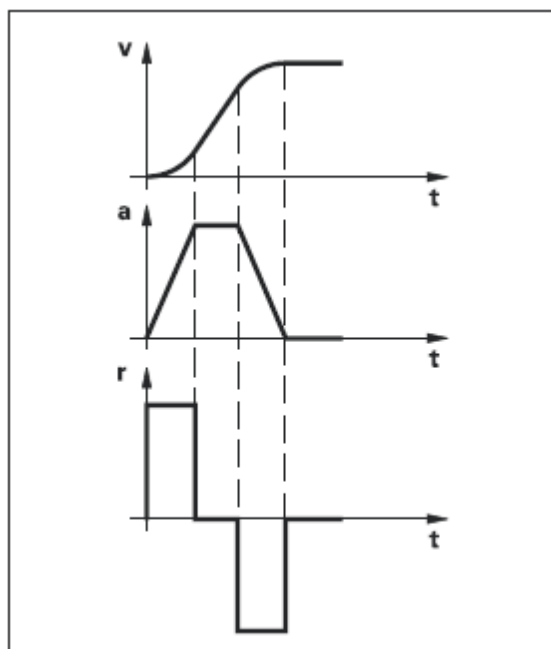
Obr. 05

Ukázka lineární interpolace spojité dráhy nástroje

[Heidenhain]

Problematika šubnutí (Jerk)

Vlivem skokových změn pohybu a tím i rychlosti vzniká šubnutí. To spolu s interpolací vytváří chyby, které se projeví na kvalitě obroběného povrchu, kde zůstávají stopy po nástroji.



Obr. 06

Šubnutí při změně rychlosti

[Heidenhain]

Obrázek Obr. 06 zobrazuje reakci jednotlivých veličin na skokovou změnu vstupu. Za šubnutí můžeme považovat derivaci zrychlení. V závislosti na aktuálně nastavených rezných podmínkách, může i nemusí mít šubnutí vliv na kvalitu obráběné plochy. Zároveň však může zapříčinit vibrace stroje. Ty lze omezit výběrem vhodné řídicí dráhy.

Jak bylo již zmíněno, často používaným prostředkem pro dosažení spojitého pohybu je aplikace křivek spline. Spline křivek existuje několik typů. Protože jsou všechny typy interpolačně hladké a eliminují skokové změny rychlosti, mají velkou hodnotu právě v oblasti výroby součástí, zejména pak při mikroobrábění. Dráha nástroje vygenerovaná postprocesorem se neliší od požadované dráhy v CAD/CAM systému. Nevýhodou je potom výpočetní náročnost křivky=dráhy nástroje.

A-spline

Základem výpočtu této křivky jsou nejčastěji body vzniklé digitalizací signálu a polynom 3. stupně. U křivky lze následně měnit její tvar, pokud se změní poloha opěrného bodu. To má za následek změnu i v sousedních bodech.

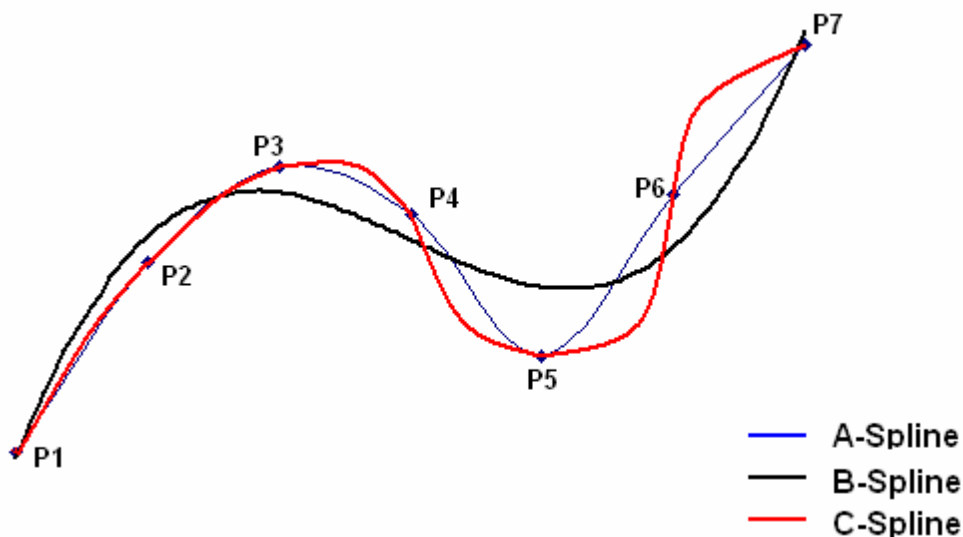
B-spline

Křivka B-spline je sice tvořena určitým počtem bodů, ale prochází pouze prvním a posledním z nich. Všechny ostatní pouze usměrňují její tvar. Ovlivňovat tvar křivky lze i pomocí změny váhy jednotlivých bodů. Oblastí nejčastějšího použití je letecký a také automobilový průmysl, kde se pracuje se složitými aerodynamickými tvary.

C-spline

Jako všechny ostatní typy je i tento plynule zakřivený a křivka prochází všemi body. To znamená, že když se změní poloha jednoho bodu, křivka se změní přesně podle něj tak, aby jím stále procházela. Má však sklon k náhodnému kmitání.

Na obrázku Obr. 07 je porovnání těchto tří typů spline interpolací.



Obr. 07

Porovnání typů spline

[Heidenhain]

Ačkoliv jsou spline křivky značným přínosem při obrábění tvarově složitých ploch, stále nejsou v kombinaci s obráběním, či mikroobráběním všemocné. Je-li nutné vyrobit plochu v maximální možné kvalitě, tak často dochází po obrobení k jejímu dalšímu opracování. A u velmi složitých součástí se to stále ještě musí provádět ručně. Příkladem mohou být oběžná kola turbín. [5] [6]

CAD/CAM systém vhodný pro mikrofrézování

CAD/CAM systém musí být vytvořen v souladu se všemi specifickými náležitostmi, které mikroobrábění vyžaduje. V odborných kruzích je nejvíce chváleným CAD/CAM systémem pro mikroobrábění produkt izraelské firmy Cimatron Group Ltd. Konkrétně jde o typ **Cimatron E**. Jeho stručná charakteristika byla uveřejněna v článku časopisu MM Spektrum: 2011 / 3, 16.03.2011 v rubrice Informační technologie / CAD/CAM/CAE, Strana 76.

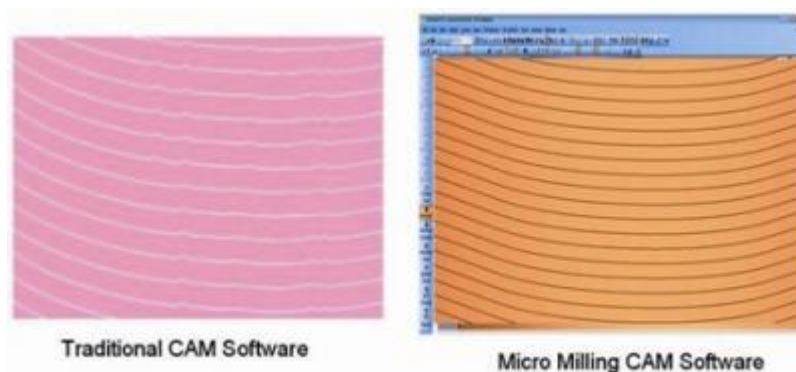
Citují:

„Cimatron E je CAD/CAM systém z produkce izraelské firmy Cimatron Ltd. Jedná se o modulární, parametrický a plně asociativní CAD/CAM systém, který lze stručně charakterizovat jako strojírensky orientovaný produkt pro 2D/3D projektování a konstruování s možností vytváření asociativní výkresové dokumentace a generování NC programů. Celosvětovou úspěšnost tohoto produktu dokumentuje jeho téměř 18 000 instalací u více než 8 500 uživatelů na všech kontinentech.

Mnoho procesů z oblasti tvorby forem a nástrojů začíná importem dat z jiných CAD systémů. Cimatron E zde nabízí širokou paletu převodníků dat z/do nejužívanějších formátů (DXF, DWG, STEP...) a CAD/CAM systémů (např. CATIA, Pro/E, NX – dříve Unigraphics aj.), včetně možností jejich úprav a doladění.“

Konec citace.

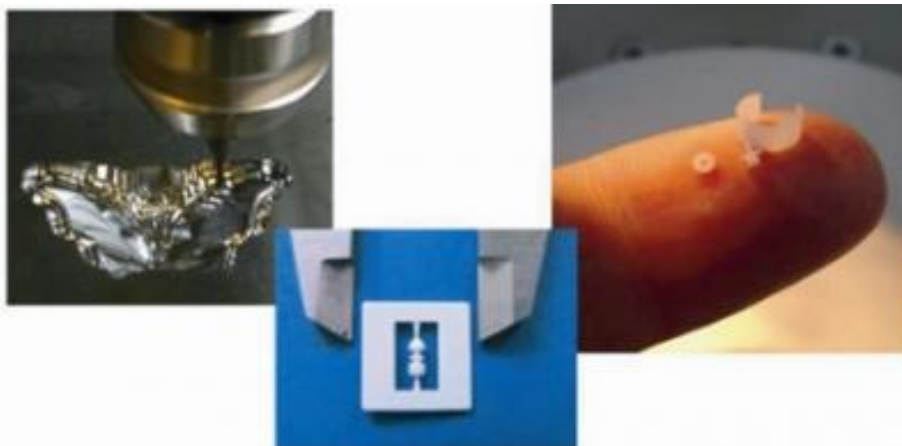
Na obrázku Obr. 08 je zobrazeno porovnání výpočtu drah nástroje konvenčním softwarem (vlevo) a softwarem navrženým speciálně pro mikroobrábění (vpravo). Lze si povšimnout, že na obrázku vpravo jsou dráhy nástroje hladší a plynulejší, což zlepšuje kvalitu povrchu a eliminuje jerk.



Obr. 08. Srovnání drah nástroje vypočtených tradičním CAM systémem a CAM softwarem specializovaným na mikroobrábění [Cimatron Group]

Obor použití technologie mikrofrézování

Tak, jak se rozvíjí průmysl a průmyslová výroba, nabývá mikroobrábění a mikrofrézování stále na větší důležitosti. Uplatňuje se při výrobě forem a grafitových nebo měděných elektrod. Nezastupitelnou roli má při výrobě matic LCD obrazovek, v lékařství se používá k výrobě přesných kostních, či dentálních náhrad. V neposlední řadě mohou tuto technologii používat rytci nebo zlatníci při úpravě šperku. Ukázka mikroobrobků je na obrázku Obr. 09.



Obr. 09.

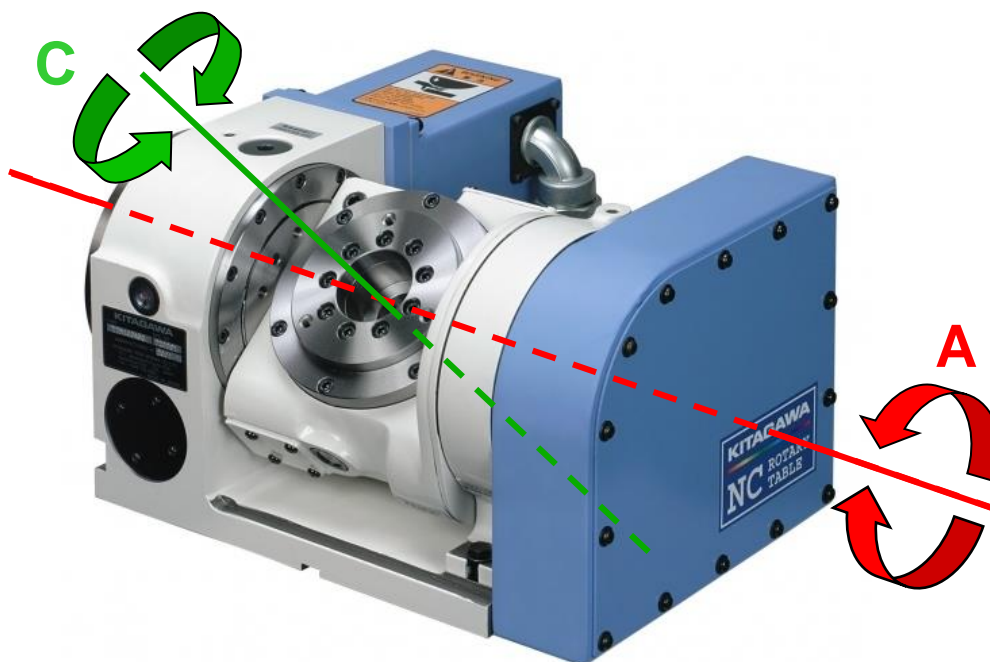
Příklady hotových obrobků

[MM Spektrum]

[1]

2.2. Rozbor nabízených rotačně sklopných stolů vhodných pro mikrofrézování

Rotačně sklopný stůl určený obecně pro frézování je zařízení, které zajistí, že můžeme na klasické tříosé frézce obrábět osami pěti. Existují stroje, které jsou již primárně v pětiosém uspořádání a rotačně sklopný stůl, slangově „kolébka“, je jeho nedílnou součástí. Jiným případem jsou frézky, které mají pouze tři standardní lineární osy a tyto kolébky pro ně existují v podobě volitelného příslušenství, ať jsou již originální, anebo od druhotných výrobců. Rotačně sklopné stoly rozšíří tříosou frézku s osami X; Y a Z dle dvě osy rotační. Osu naklápění (A – rotace kolem X) a osu rotace (C – rotace kolem Z) To má klíčový přínos v okamžiku, kdy chceme obrábět tvarově složité součásti (např. lopatková kola turbín) s maximální dosažitelnou přesností. Díky pěti řízeným osám se může nástroj dostat do míst, kam by se jinak dostat nemohl. Dále se výrazně sníží celkový počet upnutí obrobku ve stroji, což zvyšuje právě výslednou přesnost. Na obrázku Obr. 10 je obrázek takové kolébky od firmy Kitagawa.



Obr. 10

Znázornění pohybových os rotačně sklopného stolu

[Kitagawa]

Haas Automation

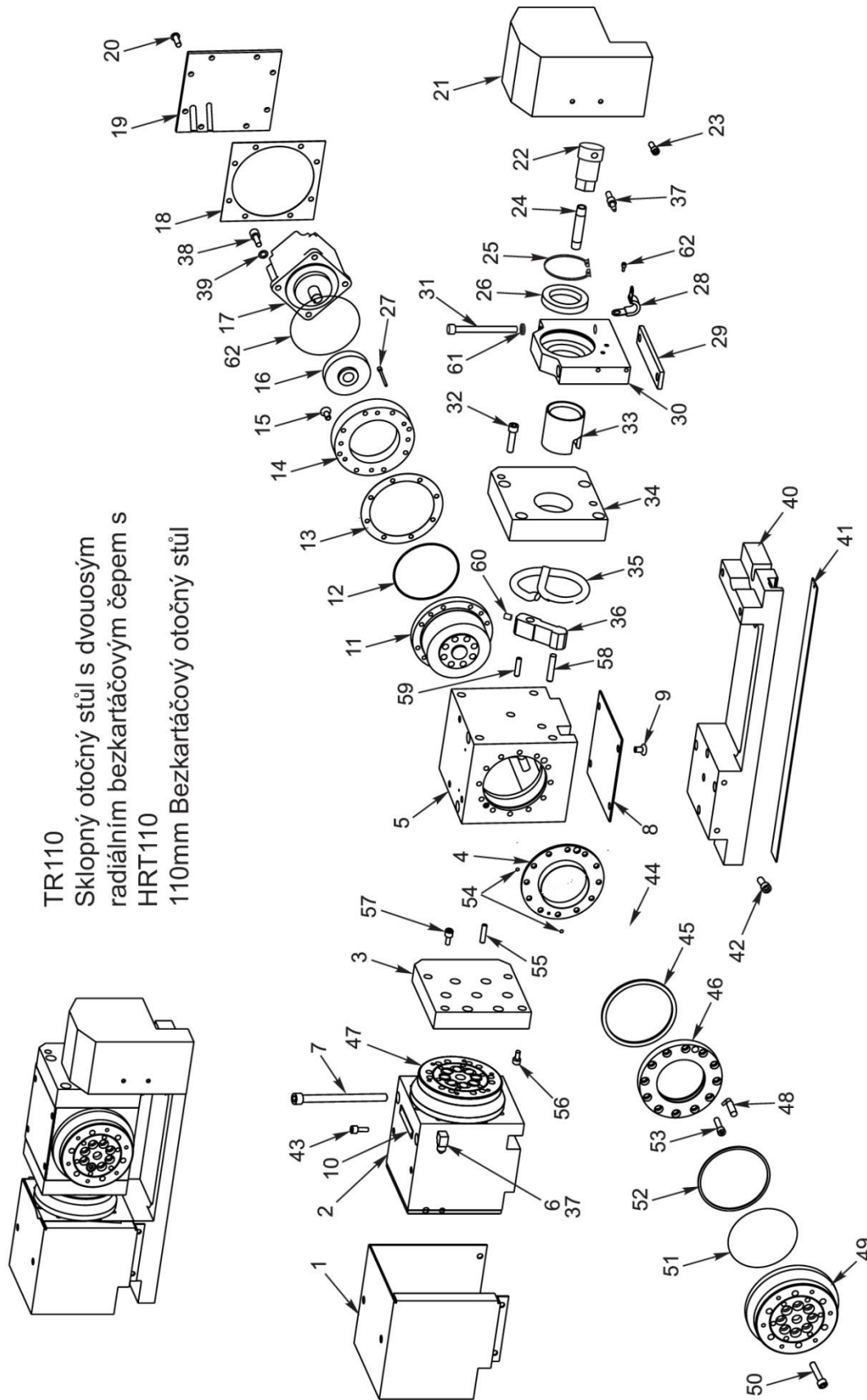


Obr. 11 Přídavný rotačně sklopný stůl Haas TR 110 [Haas Automation]

Haas TR 110 (Obr. 11) je nejmenší nabízený otočný naklápěcí stůl určený pro malé stroje z portfolia stejnojmenné firmy. Slouží jako volitelné rozšiřující příslušenství pro standardní tříosé frézky. Je určen pro obrábění malých součástí s maximálním točným průměrem kolem 100mm a hmotnosti do 90kg. Indexování os probíhá rychlostí až 300°/s, čímž zajišťuje vysokou produktivitu práce. Pohon os tohoto stolu je řešen bezkartáčovými servomotory Yaskawa spřaženými s harmonickou převodovkou. Rozvin stolu na jednotlivé součástky je na obrázku Obr. 12. Souhrn technických parametrů je v tabulce Tab. 01.

	TR 110	
	Rotary B axis	Tilt A axis
SPINDLE		
Torque	88 Nm	88 Nm
Runout Max	0,025 mm	N/A
Backlash	30 arc-sec	30 arc-sec
Speeds	0,001 to 300°/sec	0,001 to 225°/sec
Brake Torque (Nm @ 6,9 bar)	108	108
INDEXING¹		
Accuracy	±45 arc-sec	±45 arc-sec
Repeatability	10 arc-sec	10 arc-sec
Resolution	0,001°	0,001°
Max Rotation/Step	999,999°	±120°
MOTOR		
Gear Ratio	80:1 Harmonic Drive	80:1 Harmonic Drive
OPERATING SPECIFICATIONS		
Duty Cycle full/low speed	50% / 100%	
Operating Temp. (max ambient)	38°C	
Power Required (VAC) 1-axis control	220 ±5% @ 15 A	
Power Required (VAC) 2-axis control	235 ±10% @ 20 A	
Max Air Pressure	4,1 bar	
PLATTER		
Part Swing (max)	186,7 mm	
Capacity	91 kg	
Platter Diameter	110 mm	
WEIGHT		
Table	39 kg	
Brushless Control	10,4 kg (2-axis) / 6,4 kg (1-axis)	

Tab. 01 Parametry rotačně sklopného stolu Haas TR 110 [Haas Automation] [7]



Obr. 12

Rozvin stolu Haas TR 110

[Haas Automation]

Datron Dynamics



Obr. 13 Rotačně sklopný stůl Datron M8 [Datron Dynamics]

Série přídatných rotačně sklopných stolů Datron M7/M8/M10 (Obr. 13) je speciálně navržena jako doplněk pro stroje M7/M8/M10 stejnojmenné firmy pro získání plnohodnotného 5-osého obrábění. Masivní a tuhá jednotka se skládá z vodorovné kolébky tvaru U uložené oboustranně, které sekunduje kompaktní otočný stůl s čelní deskou o průměru 135mm. Šestice úchytných a zároveň středících objímek umožňuje rychlé vyjmutí otočného naklápěcího stolu z pracovního stroje a jeho opětovnou instalaci. Součástí stolu je pneumatický upínák obrobků, který zaručuje opakovatelnou přesnost upnutí na 1/100mm. Souhrn technických parametrů je v tabulce Tab. 02.

Technical data	M7/M8/M10 Trunnion-Style 5-Axis
Dimensions	
Total length	170 mm
Total width	600 mm
Total height	285 mm
Total weight	approx. 38 kg
Type of protection	IP65
Swivel axis	
Swivel range	-10 - 100°
Positioning error (absolute)	< = ± 25"
Rotary axis	
Rotation range without stops	360°
Axial running	< 0.01 mm
Concentricity	< 0.01 mm
Positioning error (absolute)	< = ± 25"
Workpiece dimensions for standard vise	
M8, M35 (L x W x H)	180 mm x 120 mm x 120 mm
M10 (L x W x H)	180 mm x 120 mm x 100 mm
Workpiece weight	max. 10 kg
Zero-point clamping system	
Unlocking	pneumatic
Clamping force	12.5 kN
Repeat accuracy	0,01 mm

Tab. 02 Parametry rotačně sklopného Datron M7/M8/M10 [Datron Dynamics]
Trunnion-Style 5-Axis

[8]








Kitagawa

Rotačně sklopný stůl Kitagawa TT101 (Obr. 14) slouží jako přídatné příslušenství pro celou škálu strojů různých výrobců. Výroba různého příslušenství týkajícího se upínání a polohování obrobků pro výrobní stroje je charakteristickým oborem této společnosti. Otočný naklápěcí stůl TT101 je určen pro práci s obrobky malých rozměrů i hmotností. Průměr lícni desky je 110mm a hmotnost obrobku je dána maximálním zatížením stolu v příslušných obráběcích polohách (viz. Tab. 03).



Obr. 14 Rotačně sklopný stůl Kitagawa TT101 [Kitagawa]

■ Specifications

Model		TT101	
Tilting angle		-20° ~ +120°	
Table dia (mm)		φ 110	
Register diameter on Face Plate (mm)		φ 50H7	
Spindle through hole diameter (mm)		φ 32	
Centre Height (mm)		140	
Clamping method		Pneumatic	
Clamping torque (N·m) (In pneumatic 0.5MPa)		180 300	
Motor axis reduced inertia (kg·m ²)		0.000082 0.000081	
Servomotor (for FANUC specification)		Rotating axis αF 1/5000 Tilting axis αF 2/5000	
Gear ratio		Rotating axis 1/72 Tilting axis 1/120	
Max. spindle speed	for FANUC specification	Rotating axis (for min ⁻¹ /motor3000min ⁻¹)	41.6
		Tilting axis (for min ⁻¹ /motor3000min ⁻¹)	25
	M signal specification	Rotating axis (for min ⁻¹ /motor3000min ⁻¹)	41.6
		Tilting axis (for min ⁻¹ /motor3000min ⁻¹)	25
Allowable work inertia (kg·m ²)		0.05	
Indexing accuracy (sec)		Rotating axis 30 Tilting axis 60	
Repeatability (sec)		4	
Mass of product (kg)		65	
Allowable Load		at horizontal (kg)  35	
		at tilted (kg)  20	
Allowable load		F (kN)  4	
		F×L (N·m)  300	
		F×L (N·m)  180	
Allowable cutting torque		T (N·m)  160	
Moment of tilting weight capacity		W×L (kgf·m)  7	

Tab. 03

Parametry rotačně sklopného stolu Kitagawa TT101

[Kitagawa]

[9]

Lehmann

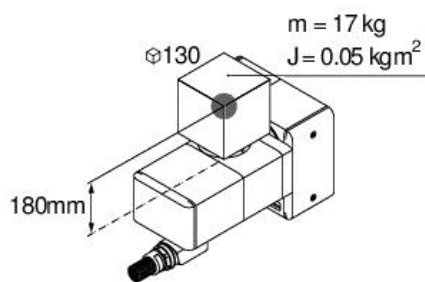


Obr. 15 Rotačně sklopný stůl Lehmann TF-507510 fix [Lehmann]

Stejně jako Kitagawa i firma Lehmann se zabývá výrobou univerzálních přídatných děliček a rotačně sklopných stolů. Vyobrazený stůl Lehmann TF-507510 (Obr. 15) je nejmenší ze všech nabízených. Má průměr lícni desky 160mm a je rovněž určen pro práci s obrobky malých rozměrů i hmotností. Hmotnost obrobku je dána maximálním zatížením stolu v příslušných obráběcích polohách (viz. Tab. 04).

	Center height [mm]		Weight [kg]	Max. spindle load [kg]		Clamping torque [Nm]		Pull-out torque [Nm]		Axial force [kN]	Moment of inertia J [kgm ²]	Gear load [Nm]	
	fix	vario	kg	without support	with support	4 th axis	5 th axis	4 th axis	5 th axis	4 th axis	4 th axis Standard	5 th axis (Refer Standard)	
TF-507510	150	200	61	40	80	300	800	500	1'000	6	0.05	1	30

	Motors 4 th /5 th	Feed torque [Nm]	Spindle RPM [min ⁻¹]	Cycle time [sec] (without clamping) ***			
		max 4 th axis	4 th (axis) max 5 th	4 th (axis) min 5 th	4 th (axis) min 5 th		
TF-507510	SGM(AH) 04/04		100	55	35	0.34	0.53



Tab. 04 Parametry otočného naklápacího stolu Lehmann FT-507510 se znázorněním výpočtu zatížení páte osy [Lehmann]

Vzor výpočtu zatížení jednotky páte osy: $0,18 \times 17 \times 9,81 = \underline{30Nm}$

[10]

Nikken



Obr. 16 Rotačně sklopný stůl Nikken 5AX-130 [Nikken]

Firma Nikken se zabývá výrobou přídavných rotačně sklopných stůlů pro firmy Fanuc a Mori Seiki a dalších. Rotačně sklopný stůl Nikken 5AX-130 (Obr. 16) je podle slov výrobce maximálně přesný a maximálně tuhý. Nikken používá pro pohon os pohybové šneky se speciální geometrií, která vychází z vlastních zkušeností a vývoje. Technické parametry stolu jsou uvedeny v tabulce Tab. 05.

NIKKEN 5AX-130

Code / Item Number		5AX-130	
Diameter of Table	ømm	ø105 (with ø130 sub table)	
Diameter of Spindle Hole	ømm	ø60H7 x ø30	
Centre Height	mm	150	
Width of T Slot	mm	ø10H7 Pin Hole	
Axis		Rotary	Tilting (0°~105°)
Clamping System		Air	Air
Clamping Torque	N.m	205	303
Table Inertia at Motor Shaft	kg m ² ×10 ⁻³	0.09	0.12
Servo Motor	min ⁻¹	2/5000i . 2000	2/5000i.2000
MIN. Increment		0.001°	0.001°
Rotation Speed	min ⁻¹	22.2	11.1
Total Reduction Ratio		1/90	1/180
Indexing Accuracy	sec	±30	60
Net Weight	kg	99.5	
MAX Work Load on the Table (0° to 30°)	kg	50	
MAX Work Load on the Table (30° to 90°)	kg	25	
MAX Thrust Load applicable on the Table	Tilting Angle =0°	5880	
	Tilting Angle =0°	L=65mm F=2940N	
	Tilting Angle =90°	L1=0mm F1=100mm L2=3460N F2=1590N	
	Tilting Angle =90°	98	
MAX Work Inertia [Vertical]	kg m ²	0.12	
Driving Torque	N.m	72	

Tab. 05 Parametry rotačně sklopného stolu Nikken 5AX-130 [Nikken]

2.3. Řešení rotačně sklopných stolů pro mikrofrézování

V této podkapitole jsou obecně rozebrány jednotlivé zásadní konstrukční celky a komponenty, které tvoří stavbu rotačně sklopných stolů.

2.3.1. Řešení pohonů

Hned na začátku celého popisu musí dojít k základnímu rozdělení pohonů na typ přímý a nepřímý.

Přímé pohony

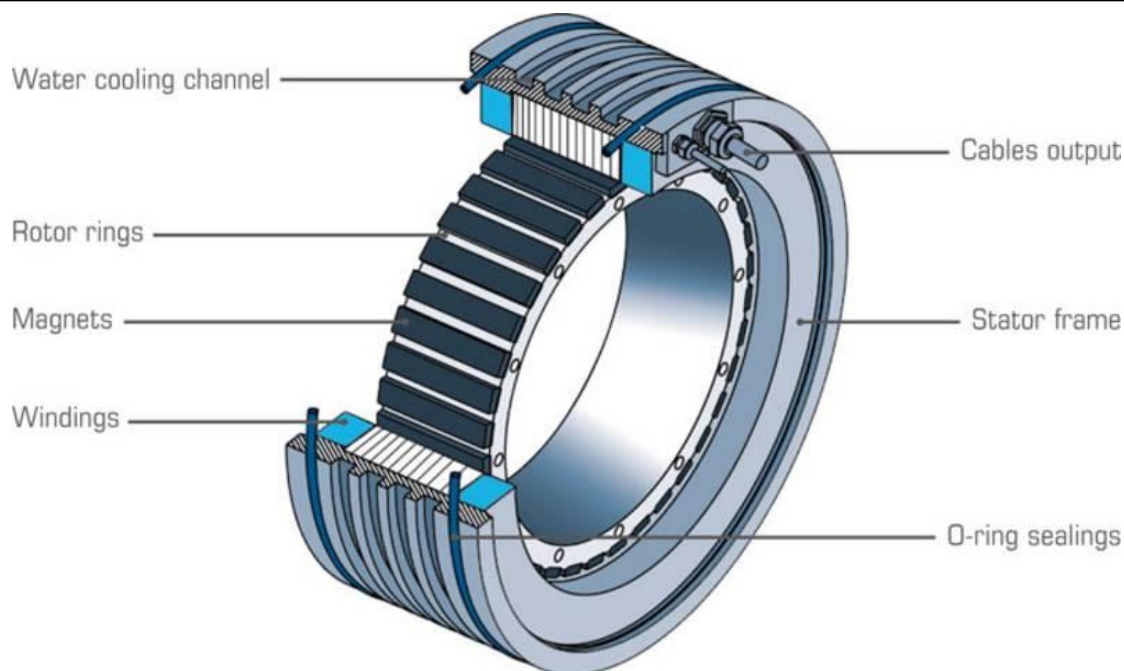
Přímé pohony jsou takové hnací jednotky, které nepoužívají žádný vložený převod a tudíž je hřídel motoru přímo spojena s poháněným zařízením. Přímé pohony existují jak v podobě pro lineární, tak rotační pohyby. V tomto případě nás zajímají pouze aplikace rotační. Přímým pohonům rotačním se říká prstencové, nebo také momentové motory. Oproti nepřímým pohonům nabízí vyšší tuhost, protože rotor takového motoru je rovnou připojen k hnané soustavě a vložené převody společně s jejich hřídelemi nevnášejí do soustavy parazitní poddajnosti. To jde ruku v ruce s nízkými momenty setrvačnosti. Zároveň jsou schopné přenášet velké momenty díky velkému počtu magnetů (počet pólů může dosáhnout až několik set). Prstencové motory dosahují vysokých úhlových zrychlení, až $100\,000^\circ/\text{s}^2 = 1\,745\text{rad}/\text{s}^2$. Jejich maximální otáčky se potom pohybují od **75** do **400ot/min** podle velikosti.

[12]

Prstencový motor (Obr. 17) se podobně jako každý rotační elektromotor skládá ze statoru a rotoru. Název prstencový je odvozen od jeho celkových proporcí, kdy u motoru převyšuje průměr jeho délku. Na statoru je umístěno budící vinutí a na rotoru potom silné permanentní magnety. Tímto uspořádáním se podobá bezkartáčovým servomotorům. Vinutí je většinou třífázové ve hvězdě, výjimečně dvoufázové (firma Etel). Díky průchodu velkého proudu vinutím, je stator často chlazen. Buď vzduchem, anebo vodou, přičemž vodní chlazení je účinnější.

[13]

Právě skutečnost, že motor má malou výšku, hodí se jako pohon rotačně sklopného stolu (Prstencové motory mají **5x** až **7x** menší zástavbové rozměry než servomotory s příslušenstvím). Chceme-li dodržet co nejmenší výšku celé konstrukce, hraje tloušťka motoru zásadní roli. Navíc absence vložených převodů je rovněž velkou výhodou, protože rozměry stolů pro mikrofrézování jsou malé a místa není nazbyt. Nevýhodou je cena motoru, která často odradí konstruktéry od jeho použití.



Obr. 17

Řez prstencovým motorem

[Etel]

Nepřímé pohony

Jednoduše by se dalo říci, že nepřímé pohony jsou opakem přímých a o jejich uspořádání už leccos napověděl jejich popis. Skládají se z klasického servomotoru, ke kterému je připojen vložený převod a až ten pohybuje s hnaným zařízením. To s sebou nese nižší tuhost hnacího uzlu, vznik vůlí, větší tření, horší dynamické vlastnosti vlivem větších momentů setrvačnosti, nižší přesnost polohování. Míra zrychlení pohybové osy potom záleží na vlastnostech použitého motoru. Oproti prstencovým motorům dosahují nepřímé pohony vyšších otáček.

[13]

2.3.2. Řešení šnekových soukolí

Pokud je nepřímý pohon s vloženým převodem použit v rotačně sklopném stole nebo v děličce, pak je jím téměř vždy šnekové soukolí. Tato volba je dána několika jeho vhodnými vlastnostmi. Jednou z nich je velký dosažitelný převodový poměr s ohledem na velikost soukolí. To umožňuje přesnější polohování stolu a použití menších a slabších motorů. Dále je to snadná výroba a sní související nízká cena. Nakonec potom samosvornost, která zmírňuje přenos momentu od obrábění do motorů. Nevýhodou je relativně nízká účinnost, protože se jedná o třecí převod. S tím souvisí i vyšší opotřebení a vznik vůlí. Ty lze ovšem vymezit pomocí určitých konstrukčních úprav, o kterých je řeč dále. S třením v převodu souvisí vznik parazitního tepla při vyšších otáčkách a dlouhodobém chodu.

Někteří výrobci uvádějí, že používají vlastní speciální geometrii ozubení, která umožňuje lépe přenášet momentové zatížení díky lépe tvarovaným zubům. Předmětem výzkumů jsou z pochopitelných důvodů i materiály soukolí, kterými se výrobci snaží minimalizovat opotřebení, maximalizovat únosnost a vylepšit kluzné vlastnosti. Jedním z takových je firma Koma, která používá vlastní vyvinuté materiály. O nich informuje obrázek Obr. 18. Protože je cílem vytvořit návrh kolébky pro frézku Haas, je na obrázku Obr. 19 zobrazen rozvinutý pohonný prostřednictvím šnekového soukolí tak, jak jej právě firma Haas řeší.

[7] [14]

PROPRIETARY HIGH TENSILE STRENGTH BRASS

Worm Wheel Material	Tensile Strength (N/mm ²)	Elongation (%)	Hardness (HB)
Bronze	245	15	70
Phosphor Bronze	295	5	80
Aluminum Bronze	490	20	120
Tsudakoma Proprietary Brass	650	15	170
Worm Spindle	Case hardened alloy steel		

Tsudakoma's dual lead gearing system features exceptionally smooth cutting due to the inherent lubricating properties of the gear materials.



Obr. 18 Vlastnosti šnekového soukolí firmy Koma [Koma]

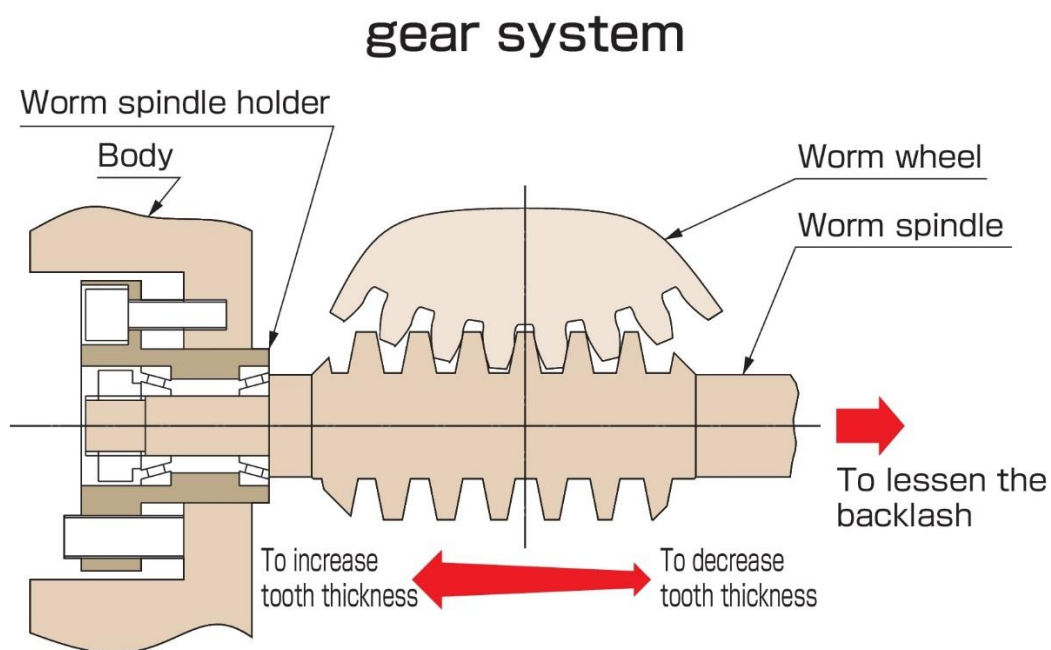


- ① nosná struktura
- ② otočná deska
- ③ radiální ložisko
- ④ šnekové kolo
- ⑤ hřídel se šnekem
- ⑥ disková brzda
- ⑦ uložení motoru

Obr. 19 Rozvin pohonu děličky z produkce firmy Haas [Haas Automation]

Vymezování vůlí šnekových soukolí

Vymezování vůlí u šnekových soukolí není tak snadné jako u soukolí čelních, kde stačí proti sobě pootočit dvě poloviny jednoho děleného ozubeného kola. Navíc šnekové soukolí více podléhá opotřebení, proto je nutné zkonstruovat mechanismus, pomocí které budeme schopni vůle relativně pohodlně vymezit. Princip vymezování je takový, že je šroubovice na šneku vyrobena s plynule se zvětšujícím stoupáním. Když se opotřebuje počáteční úsek šneku (společně se šnekovým kolem), tak ten se vůči šnekovému kolu axiálně posune, dokud se vlivem zvětšeného stoupání šroubovice nevymezí vzniklé vůle mezi opotřebovanými zuby. Axiální posuv šneku musí umožňovat jeho uložení. Hřídel šneku je proto uložena ve valivých ložiscích standardním způsobem, ale v dalším axiálně pohyblivém tubusu. Princip je dobře patrný z obrázku Obr. 20.

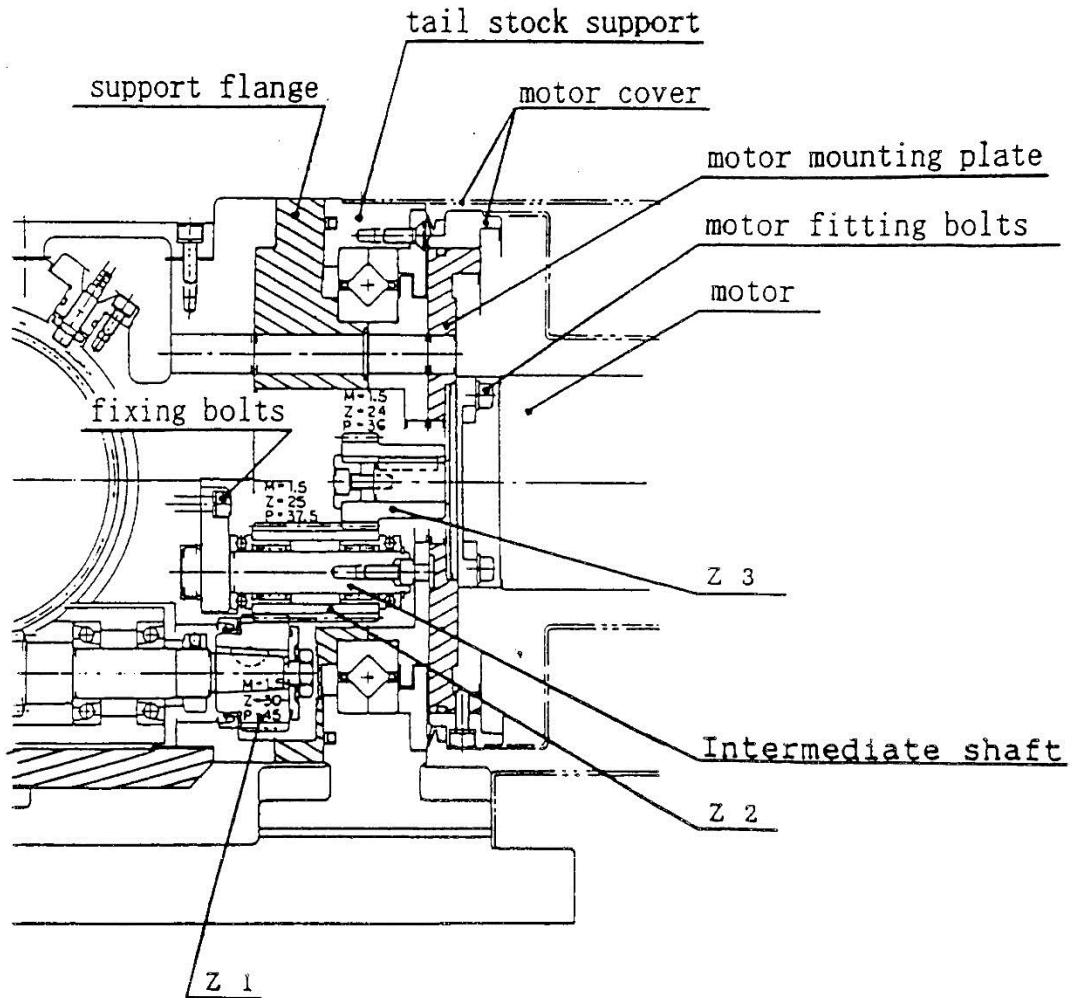


Obr. 20

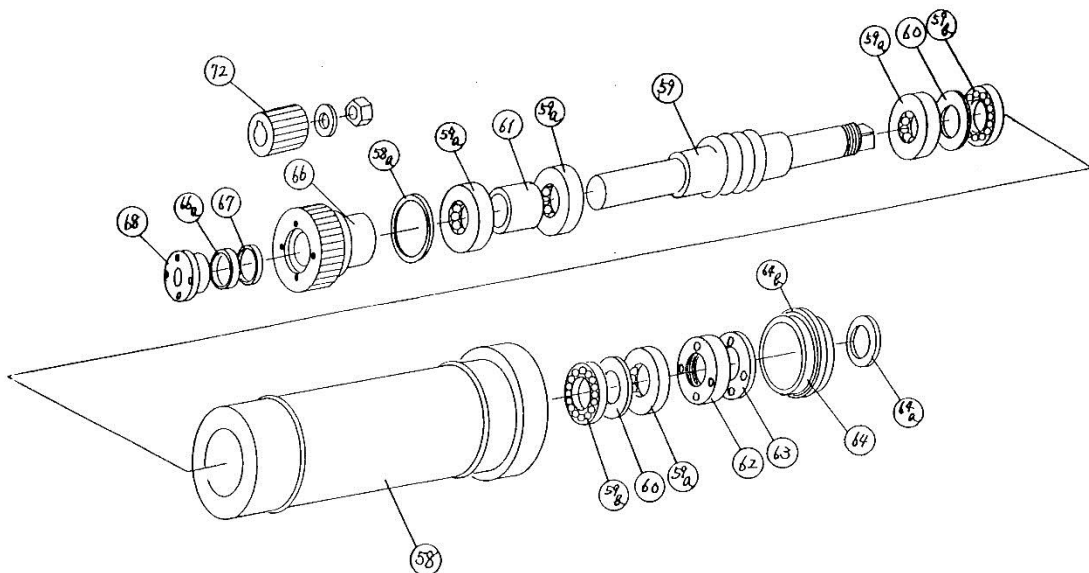
Uložení axiálně posuvného šneku

[Koma]

Axiálně pohyblivá hřídel šneku vyžaduje, aby její připojení k dalším zařízením tuto dilataci rovněž umožňovalo. A to vše bezvůlově. Je-li hřídel šneku připojena přes spojku rovnou k motoru, pak je nutné při přestavování spojku povolit, hřídel posunout a spojku znovu utáhnout. Pokud je mezi šnekovým soukolím a motorem ještě vložený převod s čelním soukolím, musí mít jeho kola dostatečně široké věnce na to, aby pokryly celý axiální posuv, který je k dispozici. Například firma Nikken používá k pohonu obou rotačních os klasické servomotory se šnekovým soukolím. Pohon rotace stolu zajišťuje hřídel, která prochází středem ložisek uložení kolébky a přes vložená čelní soukolí pohání šnekové soukolí, které teprve otáčí deskou stolu. Na obrázku Obr. 21 je dobře vidět, jakou šířku věnců musejí čelní ozubená kola mít, aby zajistily celý požadovaný axiální posuv. Obrázek Obr. 22 potom znázorňuje uložení hřídele šneku v axiálně posuvném tubusu, který je uložen buď v pohyblivém tělese kolébky, anebo pevném tělese základny stolu. Firma Nikken má dokonce u svých stolů možnost měnit osovou vzdálenost šneku vůči šnekovému kolu. Hřídel šneku je společně s tubusem uložena v odnímatelném bloku a výměnou broušených podložek vkládaných pod tento blok lze měnit osovou vzdálenost. Tím můžeme ovlivňovat, kde přesně začne záběr soukolí. Tato optimalizace osové vzdálenosti probíhá v továrně při výrobě.



Obr. 21 Soustava čelních soukolí umožňující axiální posuv hřídele šneku [Nikken]

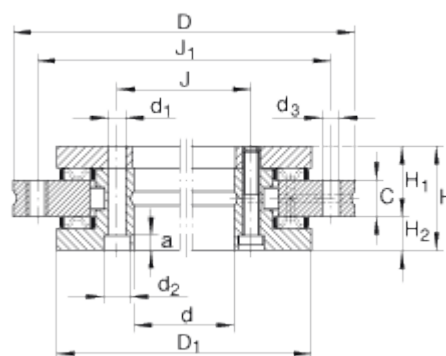


Obr. 22 Uložení hřídele šneku v axiálně posuvném tubusu [Nikken]

2.3.3. Ložiska pro rotačně sklopné stoly

Pro rotačně sklopné stoly lze téměř výhradně použít čtyři typy ložisek, které zachytávají síly a momenty od vlastní hmotnosti zařízení a od obráběcího procesu. Při výběru ložiska pro mikrofrézovací zařízení je nutné hledět na přesnost chodu, tuhost a odolnost vůči klopnému momentu. Poslední jmenovaný hraje velkou roli v případě, je-li koncepce rotačně sklopného stolu pojata s letným koncem. To znamená, že kolébka je uchycena-podepřena jen na jedné straně a druhý konec je převislý bez podpěry.

Radiálně axiální válečková ložiska



Obr. 23 a 24

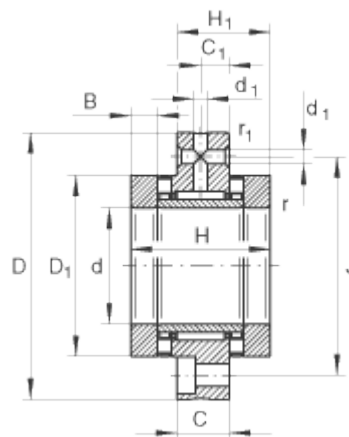
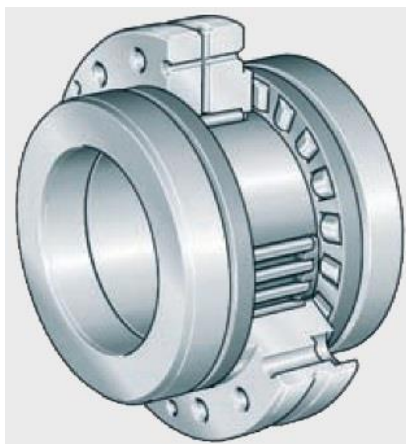
Radiálně axiální válečkové ložisko INA FAG YRT

[INA FAG]

Radiálně axiální válečková ložiska (Obr. 23 a 24) jsou přímo určena pro aplikace v CNC děličkách, rotačně sklopných stolech a podobných aplikacích. Mají broušené valivé dráhy pro maximální přesnost chodu. To z nich dělá nejdražší ložiska v porovnání s ostatními. Jsou schopna zachytávat radiální síly, obousměrně axiální síly i klopný moment. Jsou tedy použitelná do děliček, která jsou uchycena v jediném ložisku i do rotačně sklopných stolů s letným uložením. Ze všech typů použitelných ložisek mají největší únosnosti a tuhosti. Protože je rotační prstěnc ložiska po namontování do struktury sevřeno z každé strany jednou deskou, dojde k předepnutí a vymezení vůlí. Jejich nevýhodou je vývin tepla, který vzniká třením válečků při pohybu po zakřivené dráze.

[15]

Radiálně axiální jehlová ložiska



Obr. 25 a 26

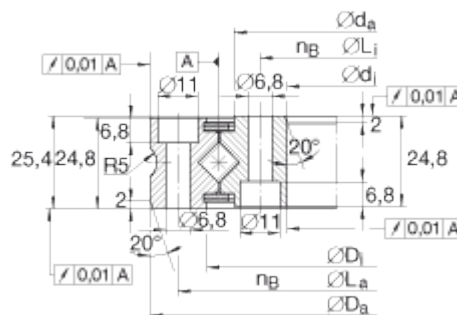
Radiálně axiální jehlové ložisko INA FAG ZARF

[INA FAG]

Radiálně axiální jehlová ložiska (Obr. 25 a 26) jsou konstrukčně téměř shodná s válečkovými, jen jak již název napovídá, místo válečků jsou pro zachycení radiálních sil použity jehly. V axiálním směru zůstaly válečky. Tím je minimalizován vnější průměr ložiska a je ho vhodné použít tam, kde není dostatek místa. Ostatní funkční principy jsou shodné s válečkovým typem. Zajímavostí je, že celková únosnost tohoto ložiska je přibližně 3x vyšší, než u válečkového.

[16]

Křížová válečková ložiska



Obr. 27 a 28

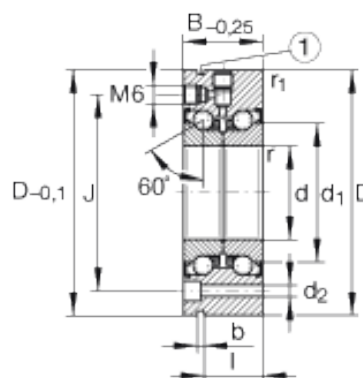
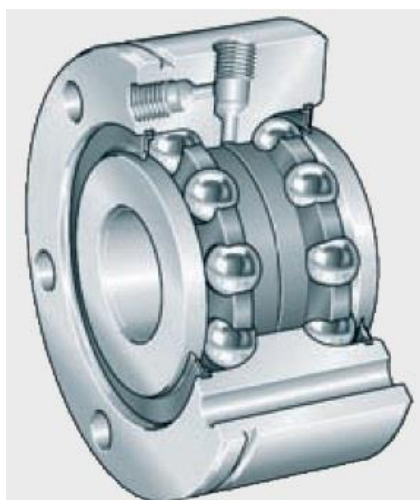
Křížové válečkové ložisko INA FAG XSU

[INA FAG]

V křížových válečkových ložiskách jsou válečky uspořádány křížem (Obr. 27 a 28). To umožňuje ložisku také zachytávat jak radiální a axiální síly, tak i klopné momenty. Ačkoliv např. firma Nikken je ve svých rotačně sklopných stolech běžně používá, tak podle renomovaného výrobce ložisek INA FAG nejsou vhodné. Důvodem je příliš nízká přesnost chodu. S ohledem na mikrofrézovací stoly obzvláště. Křížová ložiska jsou určena spíše pro uložení ramen robotů a manipulátorů, kde není vyžadována taková přesnost polohování.

[17]

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem



Obr. 29 a 30

Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem INA FAG ZKLF

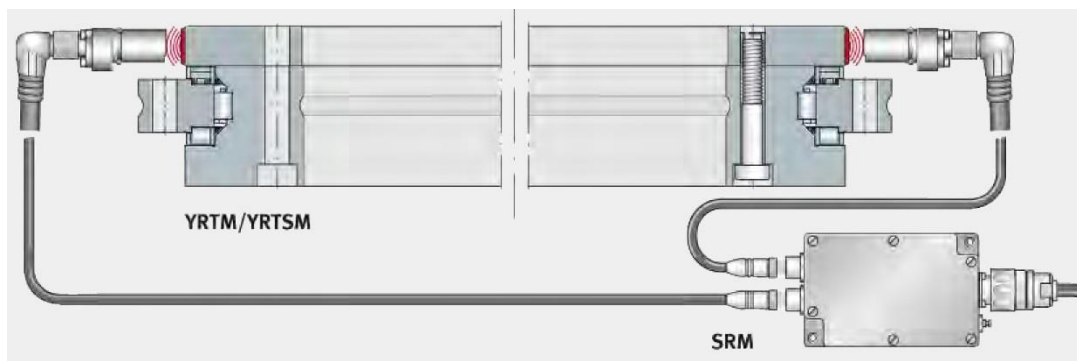
[INA FAG]

Zajímavou alternativou pro použití v rotačně sklopných stolech je dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem (Obr. 29 a 30). To sice pro podobné aplikace není primárně určeno (primárně je konstruováno pro uložení pohybových šroubů), ale ze všech výše jmenovaných ložisek je

nejlevnější a hodnoty přesnosti chodu jsou kompromisem. Hodnoty únosností jsou sice nejmenší, v průměru o 20% horší, než u zbylých ložisek, ale to nemusí být překážka. Zvláště u silově méně náročných aplikací. Ložisko je také předepnuté a tudíž bezvúlové. Předepnutí se vyvozuje vzájemným stahováním vnitřních ložiskových kroužků.

[16]

Ložiska s integrovaným odměřováním



Obr. 31 Radiálně axiální válečkové ložisko INA FAG YRTM s magnetickým [INA FAG] odměřováním

Radiálně axiální válečková ložiska, protože jsou přímo určena do aplikací v oblasti výrobních strojů, se také vyrábějí rovnou s integrovaným přímým magnetickým odměřovacím systémem. To má rozlišovací schopnost několik úhlových sekund. Příkladem může být ložisko INA FAG YRTM (Obr. 31). Ty se ovšem vyrábějí až od vnitřního průměru 150mm a jejich ceny se pohybují kolem **200 000Kč**.

[15]

2.3.4. Odměřovací systémy

Rotačně sklopný stůl, stejně jako každé zařízení je funkční celek. A jednotlivé komponenty sobě musí svými vlastnostmi odpovídat. Proto je vhodné vybírat optimální odměřování s ohledem na požadovanou přesnost. Může se stát, že na námi navržené zařízení bude odměřování zbytečně přesné a nevyužije se jeho potenciál. Nehledě na potřebu rychlého přenosu dat. V opačném případě může příliš málo přesné odměřování konstrukci degradovat. I odměřování může být přímé a nepřímé. U přímého odměřování snímáme polohu až na konci celého řetězce na součástce, která je řeznému procesu nejbližší. U nepřímého odměřování, které je často součástí servomotoru, odměřujeme polohu hřídele motoru. A co se děje v celém hnacím řetězci už nevíme. Díky tomu je nepřímé odměřování méně přesné. Přesnost ovlivňují poddajnosti všech struktur, převodů a hřídelí v hnacím řetězci.

Nejčastěji se v oblasti výrobních strojů používají dva fyzikální typy odměřování. Optické a magnetické. Zatímco dříve tvořili optické snímače majoritní skupinu a magnetické se používaly jen do aplikací s extrémními požadavky, dnes je jejich použití téměř vyrovnané.

[18] [19]

Magnetické odměřování

Princip funkce magnetických snímačů vysvětluje článek v časopise MM Spektrum: 2004 / 9, 01.09.2004 v rubrice Trendy / MSV 2004, Strana 82.

Citují:

„Srdcem každého magnetického snímače jsou dva základní díly: malý dvoupólový magnet a čip s maticí Hallovy sond. Sondy v čipu snímají změny magnetického toku při rotaci inicializačního magnetu a vytvářejí Hallovo napětí, jež je úměrné této změně.

Snímače reagují pouze na složku kolmou k povrchu čipu. Důmyslným návrhem matice snímacího Hallovy sond se podařilo velmi omezit vliv externích magnetických polí a snímač je schopen pracovat i v prostředí s vysokou úrovní magnetického rušení a také se vyrovnat s nedokonalostmi magnetického pole inicializačního magnetu. Hallovo napětí z jednotlivých sond snímací matice je zpracováno dalšími obvody čipu do požadovaného formátu výstupu. Způsob výroby čipu umožňuje v jenom typu čipů integrovat analogový, inkrementální i absolutní formát výstupního signálu.“

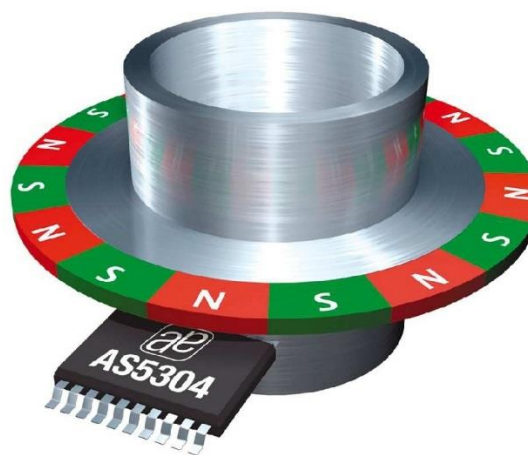
Konec citace

[19]

Ukázka magnetického prstence spolu se snímačem je na obrázku Obr. 32. Princip funkce je na obrázku Obr. 33.



Obr. 32 Magnetický prstec spolu se snímačem [Renishaw]



Obr. 33 Princip funkce magnetického odměrování [Austriamicrosystems]

Optické odměrování

Optické snímače využívají ke své funkci světelné paprsky, které prochází skrze optickou mřížku. Dělí na dvě skupiny podle principu funkce. Přírůstkové a absolutní.

Optické snímače přírůstkové

Princip funkce optických přírůstkových (inkrementálních) snímačů je vysvětlen v článku v časopise Spektrum: 2003 / 9, 03.09.2003 v rubrice Trendy / MSV 2003, Strana 64.

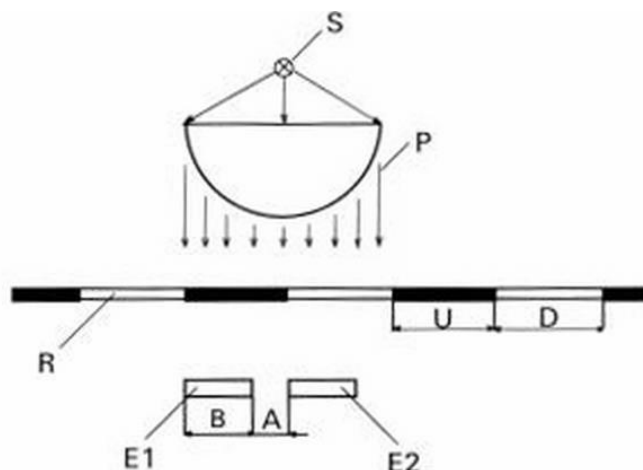
Citují:

Základem přírůstkových optických snímačů je fotoelektrická bariéra. Světlo produkované LED diodou je přerušováno bariérou černých a transparentních prvků, nanesených na optickém disku. Základní konstrukční schéma snímače je na obrázku Obr. 34. Aby bylo možné snímat i smysl otáčení, jsou na disku nanášeny dvě stopy A a B, které jsou úhlově posunuty o 90°. Podle toho, který signál je přiveden na snímací člen jako první, je možné zjistit směr otáčení. Kromě toho se

používá ještě referenční signál N, který se opakuje 1x za otáčku. Pro zvýšení přesnosti a vyloučení chyb způsobených výpadkem signálu se používá ještě řada zrcadlově převrácených kanálů A, B, N, které se porovnávají se základním signálem a v případě nutnosti je možné chybějící informaci doplnit.

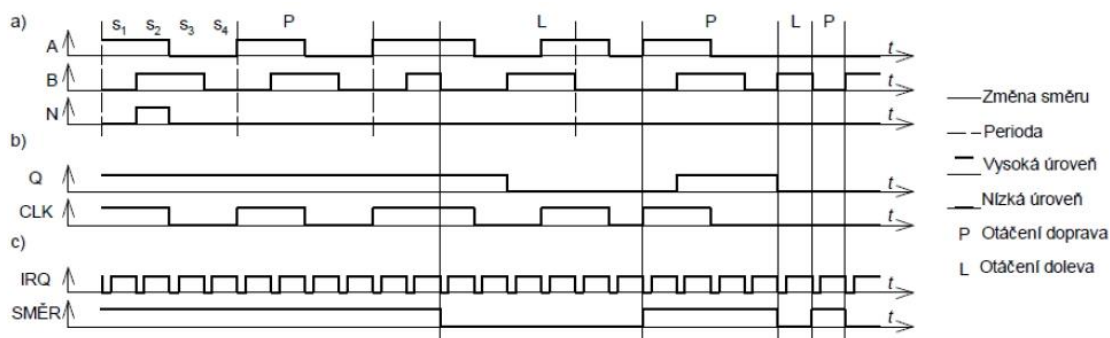
Konec citace

[20]



Obr. 34 Princip funkce optického přírůstkového snímače [21]

Na obrázku Obr. 35 je znázorněn průběh signálu, je-li zpracováván odlišným zařízením.



Obr. 35 a) průběhy IRC snímače, b) zpracování klopným obvodem D pro jednoduchou přesnost, c) zpracování s čtyřnásobnou přesností [22]

Optické snímače absolutní

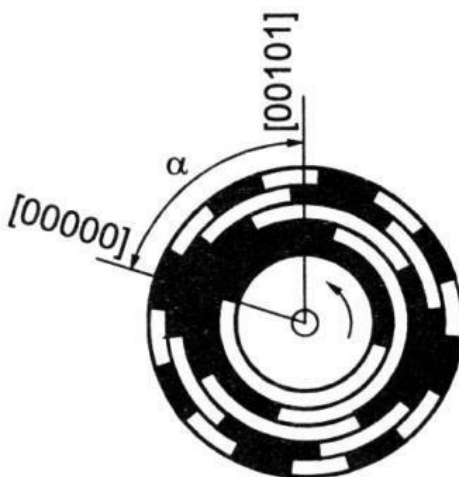
Princip funkce optických absolutních snímačů je vysvětlen v článku v časopise Spektrum: 2003 / 9, 03.09.2003 v rubrice Trendy / MSV 2003, Strana 64.

Citují:

„U snímačů absolutní polohy je na optický disk nanesena vrstva obsahující datová slova. Pomocí speciálního čtecího zařízení se dá tato informace dekodovat a zpracovat na jasně daný výstup polohy vůči nulovému bodu. Pokud je jednostranná úhlová výchylka větší než 360° , začíná snímač počítat znovu od nuly. Snímač dokáže pracovat s rozlišením 8192 kroků/ 360° při 13 bitech; pro snímání v rozsahu více otáček. V 29bitovém provedení si dokáže zapamatovat až 536 870 912 otáček.“

Konec citace

Optický kotouč absolutního snímače polohy je zobrazen na obrázku Obr. 36.



Obr. 36 Kotouč absolutního optického snímače [21]

Porovnání přesností typů snímačů

Rozlišovací přesnost snímačů je dána hustotou jejich optické mřížky. Čím je mřížka hustší, tím je i přesnost vyšší a naopak. Zároveň platí, že je-li průměr optických disků větší, snižuje se úhlová odchylka. V tabulce Tab. 06 je porovnání přesnosti obou principiálních typů snímačů.

	magnetické odměřování	optické odměřování
dělení	1280 - 327680 kroků na otáčku	$\pm 0,5 - \pm 4$ úhlové vteřiny
přesnost (úhlové vteřiny)	$960'' - 3''$	$4'' - 0,7''$
výhody	přijatelná cena, odolnosti vůči nečistotám	velmi vysoká přesnost

Tab. 06 Porovnání přesnosti principiálních typů snímačů [23]

2.3.5. Brzdy pro rotačně sklopné stoly

Abychom dosáhli vyšší užitné hodnoty stroje, nebo v tomto případě rotačně sklopného stolu, je nezbytné použít brzdy, které budou schopné zafixovat jednotlivé osy v dané poloze. I když některé servomotory v sobě mají brzdy již integrované, jejich použití není pro tuto aplikaci vhodné. Za motorem je totiž dlouhý pohybový řetězec skládající se z vložených převodů, na ně navazujících hřídelů a spojek, které jsou příliš poddajné. Struktura by se tedy vlivem řezných sil kroutila a způsobovala nepřesnosti. Samosvornost šnekových soukolí také není příliš platná,

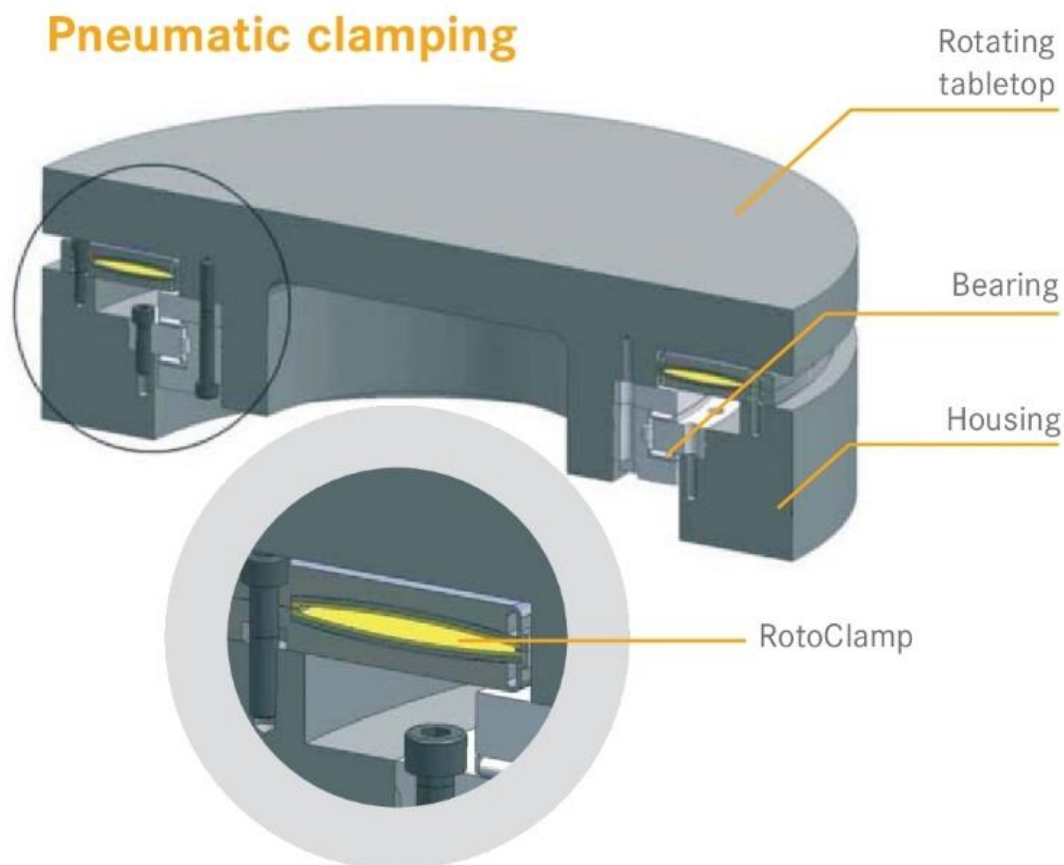
protože v okamžiku, kdy by došlo opět vlivem řezných sil k rozvibrování stroje, soukolí by se mohla snadno potočit. Proto není jiná možnost než použít externích brzd, speciálně zkonstruovaných pro tento účel. Brzdy budou využity zejména při hrubování, kdy řezné síly dosahují maxima. Při vysokorychlostním obrábění načisto jsou řezné síly velmi malé, takže je možné obrábět indexovaně s povolenými brzdami.

Ve výrobní technice se používají tři typy brzd. Pneumatické, hydraulické a elektromagnetické. To jaké brzdy jsou nakonec použity, většinou závisí na tom, které procesní médium je dostupnější.

Pneumatické brzdy

Podle konstrukce jsou schopny brzdit na různé plochy. Vnitřní průměr, vnější průměr nebo čelní disk. Princip je takový, že uvnitř dvou disků je umístěn vzduchový měch. Když se přivede vzduch do prostoru vnějšího povrchu měchu, tak ten se srovná a tím zvětší svojí šířku. Dojde k zatlačení brzdného kroužku, který sevře hřídel procházející brzdou, bavíme-li se o brzdě, která brzdí na vnitřní průměr. Pro odbrzdění se přivede vzduch dovnitř měchu, který se nafoukne, zmenší tak svojí šířku, přestane tlačit na brzdny kroužek a uvolní hřídel.

Pneumatické brzdy nejčastěji pracují s tlakem vzduchu 4 – 6 barů. Pokud je použit systém sekundárního vzduchu, jsou schopné vyvinout brzdnu sílu až 4000Nm. Systém sekundárního vzduchu je schopný zvednout brzdny účinek až o 40%. Na obrázku Obr. 37 je řez zastavěnou pneumatickou brzdou brzdící na vnitřní průměr.



Obr. 37

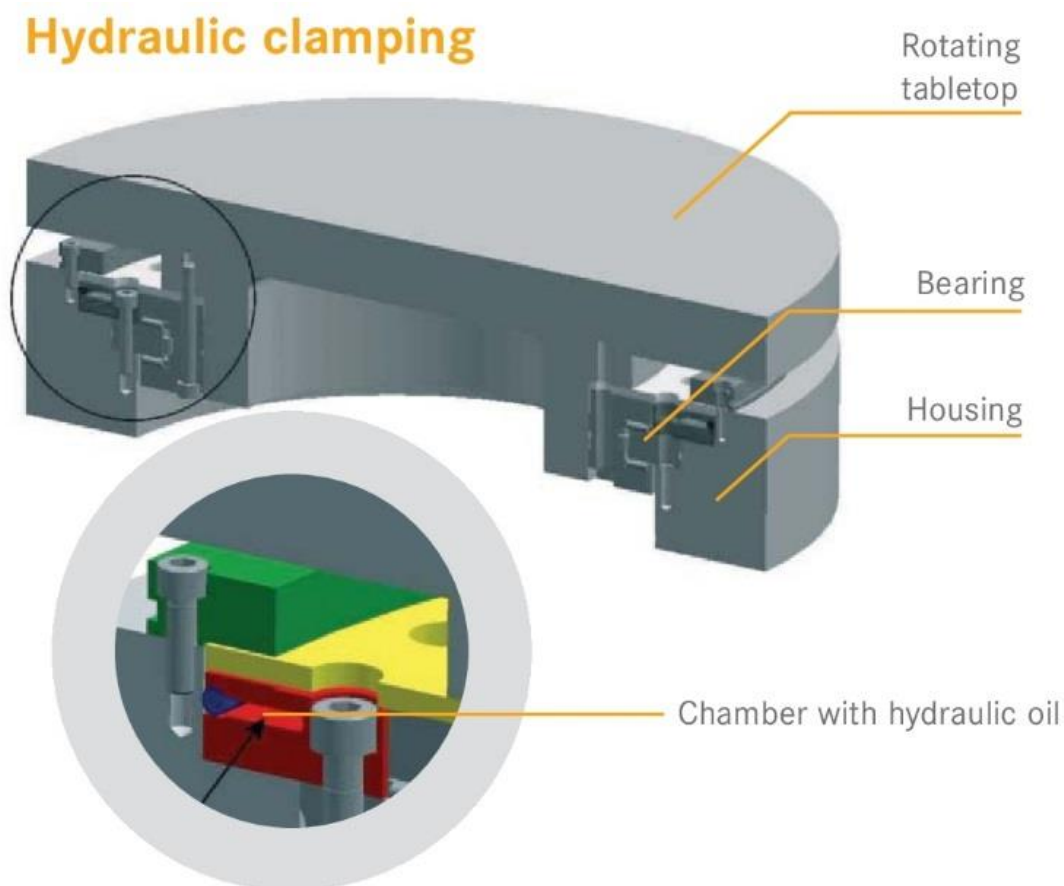
Pneumatická brzda Hema RotoClamp brzdící na vnitřní průměr

[Hema]

Hydraulické brzdy

Stejně jako pneumatické brzdy, tak i hydraulické jsou schopné brzdit na nejrůznější plochy. Princip funkce je rozdílný v tom, že zde tlakový olej nerozpíná měch, odtlačuje o sebe kovový U kroužek, který je na otevřené straně těsněn O kroužkem. Takto dojde k utěsnění U kroužku, uvnitř kterého tak vznikne tlaková komora. Ta když se natlakuje olejem, U kroužek se rozevře a natlačí na brzdný prstenec. Tím vznikne brzdový moment. Pro odbrzdění stačí Uvolnit tlak.

Hydraulické brzdy pracují s tlakem oleje 80 – 120 barů a jsou schopné vyvinout shodný brzdový moment jako brzdy pneumatické. Na obrázku Obr. 38 je řez zastavěnou hydraulickou brzdou brzdící na vnitřní průměr.



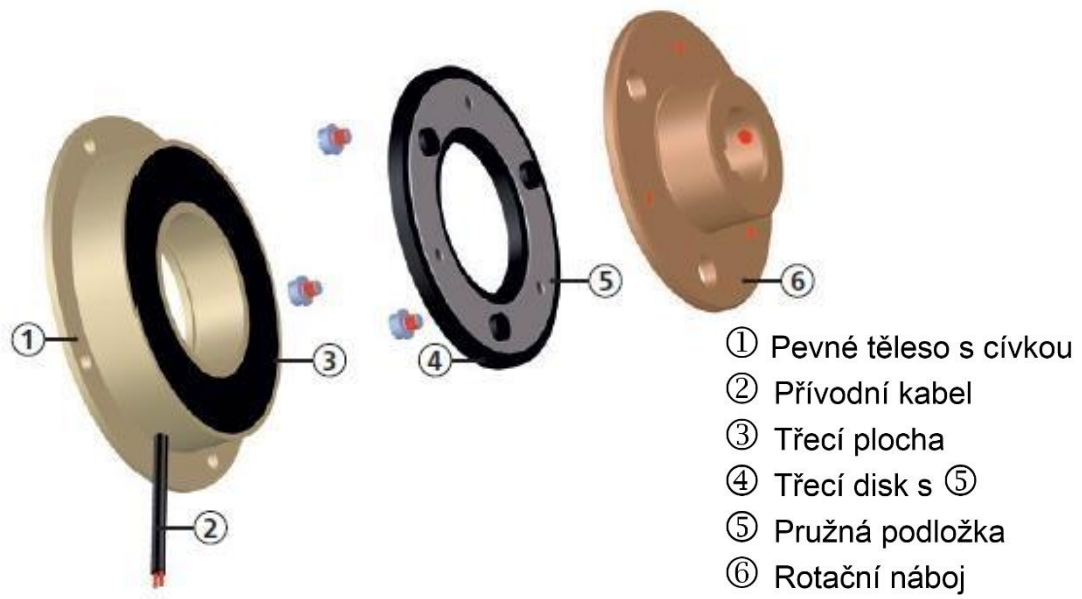
Obr. 38

Hydraulická brzda brzdící na vnitřní průměr

[Hema]
[24]

Elektromagnetická brzda

Elektromagnetické brzdy nejčastěji brzdí na čelní plochu. Je to dáno tím, že cívka a jádro vůči sobě konají posuvný pohyb. Princip je takový, že cívka navinutá na pevném tělese k sobě přitlačuje vlivem magnetických sil pružný brzdový disk, který tlakem působí na třecí plochu pevného tělesa s cívkou. Připevněn je však na rotačním náboji, který je umístěn na pohyblivé části osy. Pro odbrzdění stačí přerušit přívod elektrické energie. Na obrázku Obr. 39 je rozvin elektromagnetické brzdy.



Obr. 39

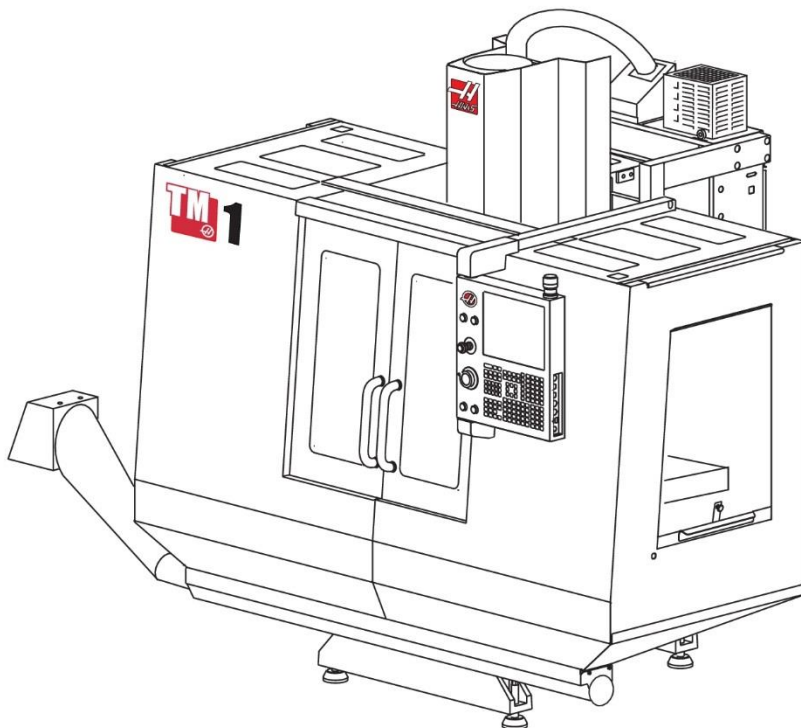
Rozvin elektromagnetické brzdy Suco Typ B

[Suco]
[25]

3. Rozbor možností stroje Haas TM-1HE

Rotačně sklopný stůl, jež má být výstupem této práce musí být kompatibilní s frézku HAAS TM-1HE. A to jak mechanicky, tak elektricky. Navržený rotačně sklopný stůl se musí vejít do pracovního prostoru stroje s rezervou na obrobek. Dále musí být zajištěno, že stroj bude s rotačně sklopným stolem elektricky komunikovat.

3.1. Představení stroje a rozbor jeho možností



Obr. 40

Frézka Haas TM-1 s kapotáží

[Haas Automation]

Frézka Haas TM-1HE (s kapotáží na obrázku Obr. 40) se řadí mezi malé stroje (posuvy X=762; Y=305; Z=406 mm) a výrobce ho řadí mezi nástrojařské frézky. Ze zkušenosti se dá konstatovat, že stroj nepatří mezi špičku na trhu, co se týče tuhosti konstrukce. Nicméně i tak dosahuje s ohledem na své určení dobré přesnosti a pozoruhodné opakovatelnosti polohování. Cena v současné době (27.04.2015) činí **22 995 €**, což je přibližně **631 500 Kč**. Parametry stroje jsou shrnuty v tabulce Tab. 07. Stroj disponuje 1MB programovou pamětí, zámekem pro přední závěsný panel, 15" barevným LCD monitorem a USB.

TM-1 - € 22,995.00		
DRÁHY POJEZDU	S.A.E.	METRICKÝ
Osa X	30 "	762 mm
Osa Y	12 "	305 mm
Osa Z	16 "	406 mm
Vzdálenost od čela vřetena ke stolu (~ max.)	20 "	508 mm
Vzdálenost od čela vřetena ke stolu (~ min.)	4 "	102 mm
STŮL	S.A.E.	METRICKÝ
Délka	47.75 "	1213 mm
Šířka	10.5 "	267 mm
Šířka T-drážek	5/8 "	16 mm
Vzdálenost T-drážek od středu	4.00 "	101.6 mm
Počet standardních T-drážek	3	3
Max. zatížení stolu (rovnoměrně rozložené)	1000 lb	454 kg
VŘETENO	S.A.E.	METRICKÝ
Max. výkon	7.5 hp	5.6 kW
Max. rychlost	4000 rpm	4000 rpm
Max. krouticí moment	33 ft-lb @ 1200 rpm	45 Nm @ 1200 rpm
Hnací systém	Direct Speed Belt Drive	Direct Speed Belt Drive
Kužel	CT or BT 40	CT or BT 40
Mazání ložisek	Grease packed	Grease packed
Chlazení	Air Cooled	Air Cooled
POSUV	S.A.E.	METRICKÝ
Rychloposuv na X	200 in/min	5.1 m/min
Rychloposuv na Y	200 in/min	5.1 m/min
Rychloposuv na Z	200 in/min	5.1 m/min
Max. pracovní posuv	200 in/min	5.1 m/min
MOTORY OS	S.A.E.	METRICKÝ
Max. síla X	2000 lb	8896 N
Max. síla Y	2000 lb	8896 N
Max. síla Z	2000 lb	8896 N
VŠEOBECNĚ	S.A.E.	METRICKÝ
Požadovaný přívod vzduchu	4 scfm, 100 psi	113 L/min, 6.9 bar

Tab. 07

Shrnutí parametrů frézky Haas TM-1HE

[Haas Automation]

Pro návrh rotačně sklopného stolu jsou nejpodstatnější rozměry pracovního prostoru stroje. Nosnost stolu frézky, výkony vřetene a pohybových os bezpečně převyšují požadavky rotačně sklopného stolu. Na souhrnném obrázku Obr. 41 je detailní náčrt pracovního prostoru frézky Haas.

Kruhová interpolace byla měřena zařízením Ball Bar od firmy Renishaw. Průměr vykružované kružnice byl **100mm** a posuv **2000mm/min**. Na obrázku Obr. 42 je výsledek kruhové interpolace po směru hodinových ručiček, na obrázku Obr. 43 potom proti směru hodinových ručiček.

**ISO 230-4:1996(E) Kruhovitost
XY 360stup 100mm Kalibrován_f2000_SK1130**

Obsluha: Administrator
Datum: 2004-listopad-10 12:21:15

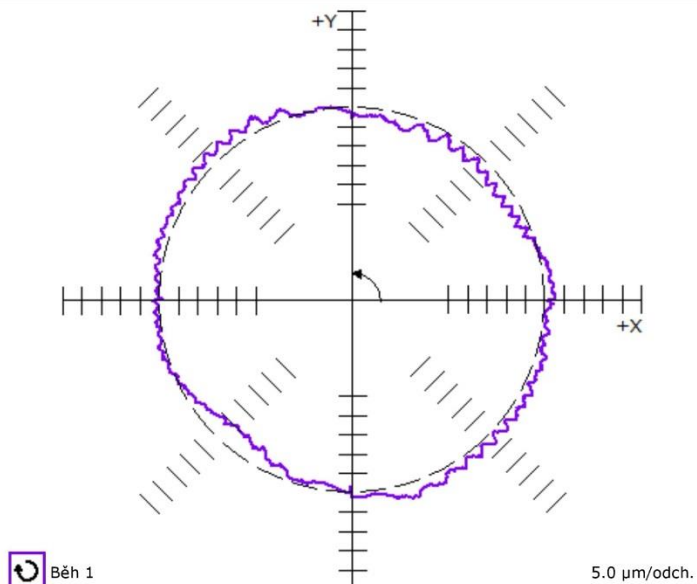
Stroj: HAAS
Přístroj: QC10 Ballbar

Kruhovitost (CW)

Hodnota 10.6µm

Parametry testu

Poloměr 100.0000mm
Vzorkovací frekvence 83.333Hz
Posuv 2000.0mm/min
Směr snímání CW
Rovina testu XY
Souřadnicový systém
Start 0°
Konc 360°
Přítok 180°



Obr. 42 Kruhová interpolace po směru hodinových ručiček [Renishaw]

**ISO 230-4:1996(E) Kruhovitost
XY 360stup 100mm Kalibrován_f2000_SK1130**

Obsluha: Administrator
Datum: 2004-listopad-10 12:21:15

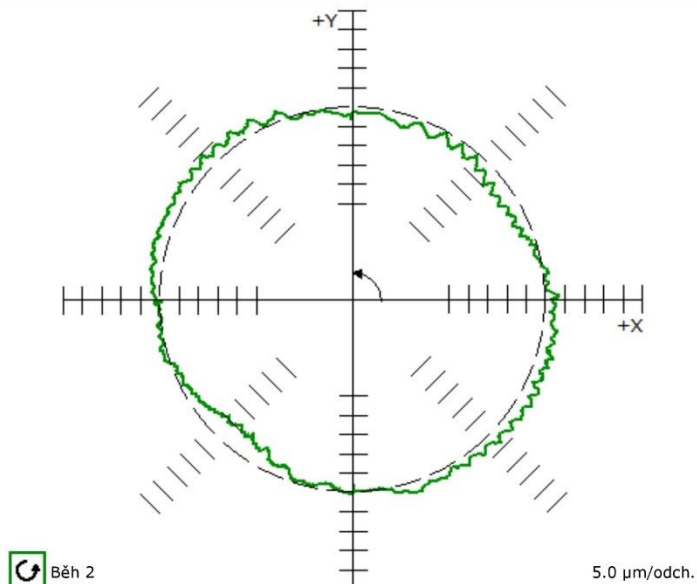
Stroj: HAAS
Přístroj: QC10 Ballbar

Kruhovitost (CCW)

Hodnota 11.3µm

Parametry testu

Poloměr 100.0000mm
Vzorkovací frekvence 83.333Hz
Posuv 2000.0mm/min
Směr snímání CCW
Rovina testu XY
Souřadnicový systém
Start 0°
Konc 360°
Přítok 180°



Obr. 43 Kruhová interpolace proti směru hodinových ručiček [Renishaw]

Největší hodnota rozdílu vykreslené kružnice vznikla při pohybu proti směru hodinových ručiček a činí **11,3µm**. Tato hodnota zároveň vypovídá o maximální přesnosti polohování stroje.

Na obrázku Obr. 44 je ještě znázorněna hystereze kruhové interpolace. Ta říká, jak se od sebe liší vykreslená kružnice při pohybu po a proti směru hodinových ručiček.

ISO 230-4:1996(E) Kruhá hystereze
XY 360stup 100mm Křibrován_f2000_SK1130

Obsluha: Administrator
 Datum: 2004-listopad-10 12:21:15

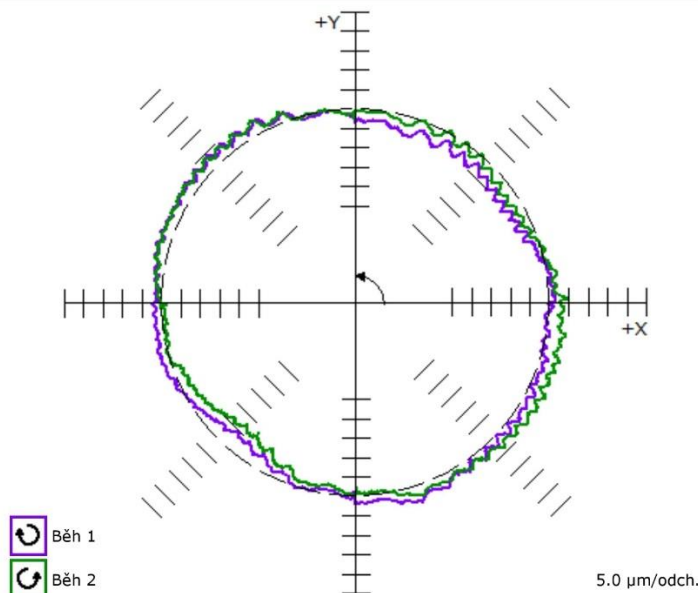
Stroj: HAAS
 Přístroj: QC10 Ballbar

Kruhá hystereze

Hodnota 4.6µm
 Pozice 348.0°

Parametry testu

Poloměr 100.0000mm
 Vzorkovací frekvence 83.333Hz
 Posuv 2000.0mm/min
 Běh CW CCW
 Rovina testu XY
 Souřadnice středu
 Start 0°
 Konec 360°
 Přejezd 180°



Obr. 44

Kruhá hystereze

[Renishaw]

Opakovatelnost polohování stroje byla v rámci jiných měření zkoumána Ing. Davidem Burianem. A byla změřena v hodnotě nepřesahující 4µm.

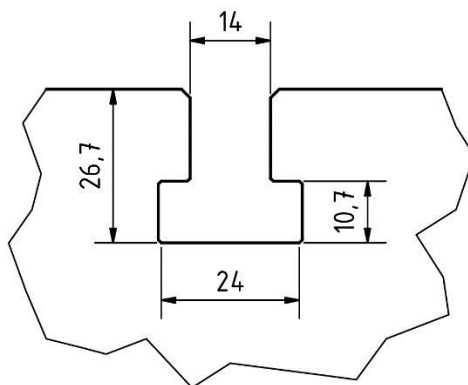
Tato podkapitola dáá přehled o tom, jaký základ poskytuje stroj pro přídavný rotačně sklopný stůl. Ten se musí se všemi periferiemi vejít do pracovního prostoru frézky. Zároveň poskytuje informaci o tom, jak přesný by měl přídavný rotačně sklopný stůl být, aby nebylo jedno zařízení tím druhým zbytečně degradováno.

3.2. Návrh připojení rotačně sklopného stolu k frézce Haas TM-1HE

Pod pojmem návrh připojení ke stroji se skrývají dva odlišné přístupy. Jedním je připojení mechanické a druhým připojení elektrické.

3.2.1. Mechanické připojení ke stroji

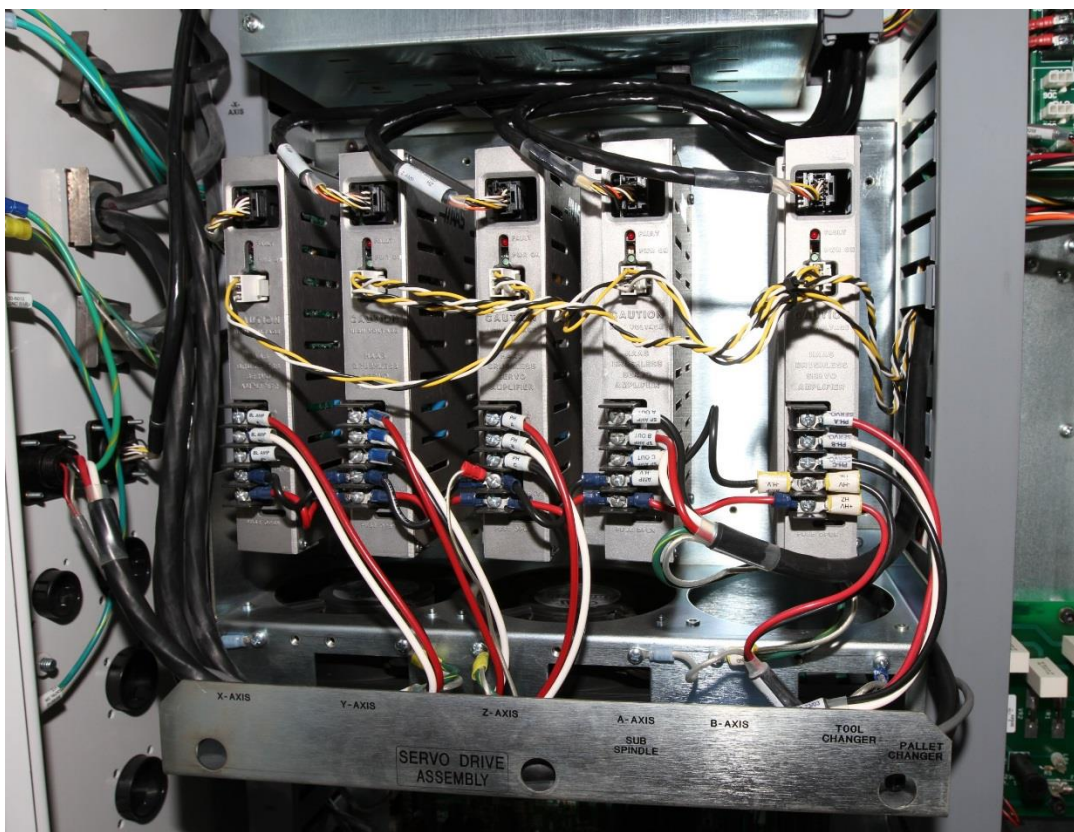
Mechanické připojení ke stroji bude provedeno pomocí drážkových T-kamenů a středění pomocí plochých drážkových kamenů broušených. A to vše k desce stolu frézky. Je ovšem zajímavé, že rozměry T-drážek ve stole frézky Haas TM-1HE, na kterou je rotačně sklopný stůl navrhován nesouhlasí s katalogovými rozměry, které má výrobce ve svých oficiálních materiálech. Skutečné rozměry jsou znázorněny na obrázku Obr. 45. To znamená, že drážkové kameny budou muset být použity o řadu menší, tj. s šířkou 14mm a dírou pro šroub Ø12mm.



Obr. 45 Skutečný rozměr T-drážky ve stole stroje

3.2.2. Elektrické připojení ke stroji

Mnohem náročnější úkol představuje elektrické připojení ke stroji. Konkrétní frézka Haas TM-1HE na kterou je rotačně sklopný stůl navrhován, je primárně 3-osá. Má ale již formou volitelného příslušenství implementovanou čtvrtou osu, která ovládá děličku. Nicméně pro pohon rotačně sklopného stolu (který disponuje dalšími dvěma osami) je potřeba pět řízených os. Ovládání pohybových os ve stroji zajišťují tzv. řídicí karty (Obr. 46), které zajišťují výkonové řízení motorů a komunikaci mezi nimi a řídicím systémem. Pro každou osu je potřeba jedna řídicí karta. Frézka Haas TM-1HE umožňuje až 5-osé obrábění, ale pro jeho zprovoznění je nutné dokoupit ještě jednu řídicí kartu právě pro řízení páté osy.



Obr. 46 Pohled na řídicí karty ve stroji Haas TM-1HE. Slot pro řízení páté osy je prázdný

Je zajímavé, že firma Haas si účtuje za implementování čtvrté přídavné osy kolem **1 800 €**, zatímco za instalaci páté přídavné osy je to již **5 650 €**.

Cenou ale problémy nekončí. Haas používá do svých strojů motory od Japonské společnosti Yaskawa. Naše konkrétní frézka byla vyrobena v květnu roku 2004 a používá motory Yaskawa řady Sigma 1. Ty se však již dávno nevyrábějí. V současné době (29.04.2015) jsou k dispozici motory řady Sigma 5 a Sigma 7, které nejsou kompatibilní s řadou Sigma 1.

Každý výrobce pohonů a jejich řízení se snaží vytvářet uzavřený systém, který mu zajistí, že zákazník si vždy bude muset koupit náhradní díly a příslušenství právě od něj. Celý ovládací řetězec pohonů od jednotlivých výrobců má díky tomu svá specifika, která znemožňují kompatibilitu. A ačkoliv je na řídicích kartách od Haase vyraženo jeho logo, je velmi pravděpodobné, že výrobcem je právě Yaskawa, která je Haasu dodává společně s motory jako uzavřený řídicí systém.

Díky tomu vyvstává problém, jak pohánět přídavný rotačně sklopný stůl, když motory Yaskawa řady Sigma 1 se již nevyrábějí a ostatní řady nejsou kompatibilní s řídicím systémem. Motor od jiného výrobce také není možné použít právě díky tomu, že nelze rozklíčovat systém řízení. Jedinou možností je tedy koupit od Haase formou náhradních dílů stejný typ motorů, jaký je použit v děličce HRT160 (Obr. 47), která je na našem stroji nainstalovaná. A použít je do rotačně sklopného stolu s identickým zapojením. Jedině tak lze zaručit kompatibilitu všech komponent.



Obr. 47 Souvisle řízená čtvrtá osa v podobě děličky Haas HRT160

Připojení pomocí externího řešení Haas Servo Control

Jedná se o externí programovatelné zařízení (Obr. 48), kterým je možné pomocí rozhraní RS-232 ovládat přídavná zařízení/osy stroje. Vytvoří se tak další řízená pohybová osa. Výhodou je, že pomocí tohoto zařízení lze ovládat zařízení jiných výrobců. Nevýhodou je potom to, že nelze provádět simultánní interpolaci s jinými osami. Bližší popis je uveden v uživatelské příručce Haas: 2012 / 12 v sekci Uživatelská příručka pro otočné zařízení/koník, Strana 1.

Citují:

„Jednotka byla navržena pro rychlé umístění obrobků v sekundárních provozech, jako je frézování, vrtání a řezání závitů. Zařízení je zvláště vhodné pro automatické stroje jako například frézy NC a stroje automatizované výroby. Ovládání může být dálkově řízeno Vaším zařízením a

nevyžaduje lidskou asistenci - je to plně automatický provoz. Kromě toho, jednu jednotku lze používat na několika různých strojích, čímž je použití více jednotek vyloučeno.

Polohy obrobku se dosahuje naprogramováním úhlových pohybů, tyto polohy jsou ukládány do ovladače. Lze uložit až sedm programů a baterií napájená paměť udrží program, i když se napájení odpojí.

Ovládání je programováno v krocích (úhlech) o velikosti od 0,001 do 999,999°. Pro každý program může být až 99 kroků a každý krok může být opakován (smyčkován) až 999-krát. Volitelné rozhraní RS-232 lze používat pro nahrávání, stažení, zadání dat, snímání polohy, spuštění a zastavení provozu motoru.

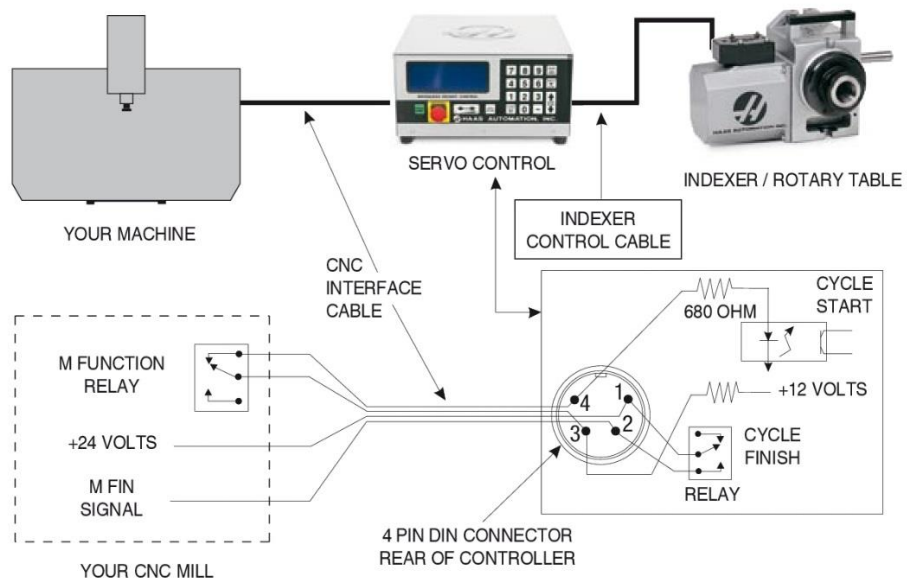
Tento systém ovládání otočného zařízení a otočné jednotky je definován jako „poloviční čtvrtá/pátá osa“. To znamená, že stůl nemůže udělat simultánní interpolaci s jinými osami. Lineární nebo spirálové pohyby mohou být generovány pohybem osy Vaší frézy ve stejné době posuvu otočného stolu.“

Konec citace



Obr. 48 Externí zařízení Haas Servo Control [Haas Automation]

Na dalším obrázku (Obr. 49) je znázorněn způsob propojení řídicí jednotky Haas Servo Control se strojem.



Obr. 49

Propojení zařízení Haas Servo Control se strojem

[Haas Automation]

[7] [29]

4. Konstrukční návrh rotačně sklopného stolu

Pro návrh stolu byly stanoveny základní požadavky, které jsou následující:

- Stůl musí být kompatibilní se strojem Haas TM-1HE a to jak rozměrově, tak elektricky
- Primárním úkolem stolu je mikrofrézování
- Polohovací přesnost stolu má dosahovat $\pm 0,01^\circ$
- Možnost obrábět nástroji do průměru 6mm
- Maximální hmotnost obrobku do 1kg
- Minimalizace ceny

4.1. Ideové návrhy konstrukce rotačně sklopného stolu

Z podkapitoly 2.2. Rozbor nabízených rotačně sklopných stolů vhodných pro mikrofrézování je patrné, jakým směrem se při konstruování mikrofrézovacích stolů ubírají renomovaní výrobci. Z toho lze vydedukovat, která řešení jsou v této oblasti vhodná.

Tak jako tak se lze při vlastním návrhu vydat několika hlavními konstrukčními cestami, které mají charakteristické znaky. Jejich souhrn je následující:

- Oboustranné uložení stolu / Jednostranné uložení stolu (letný konec)
- Použití prstencových motorů / Použití standardních hřídelových servomotorů
- Typ použitých ložisek

Každý ze tří bodů má relativně zásadní vliv na to, jak bude výsledná konstrukce vypadat. Oboustranné uložení kolébky přináší maximální tuhost celé osy naklápění a její symetrické chování při zatěžování, ale zvětšuje zástavbové rozměry a hlavně cenu, protože je nutné použít místo jednoho ložiska dvě.

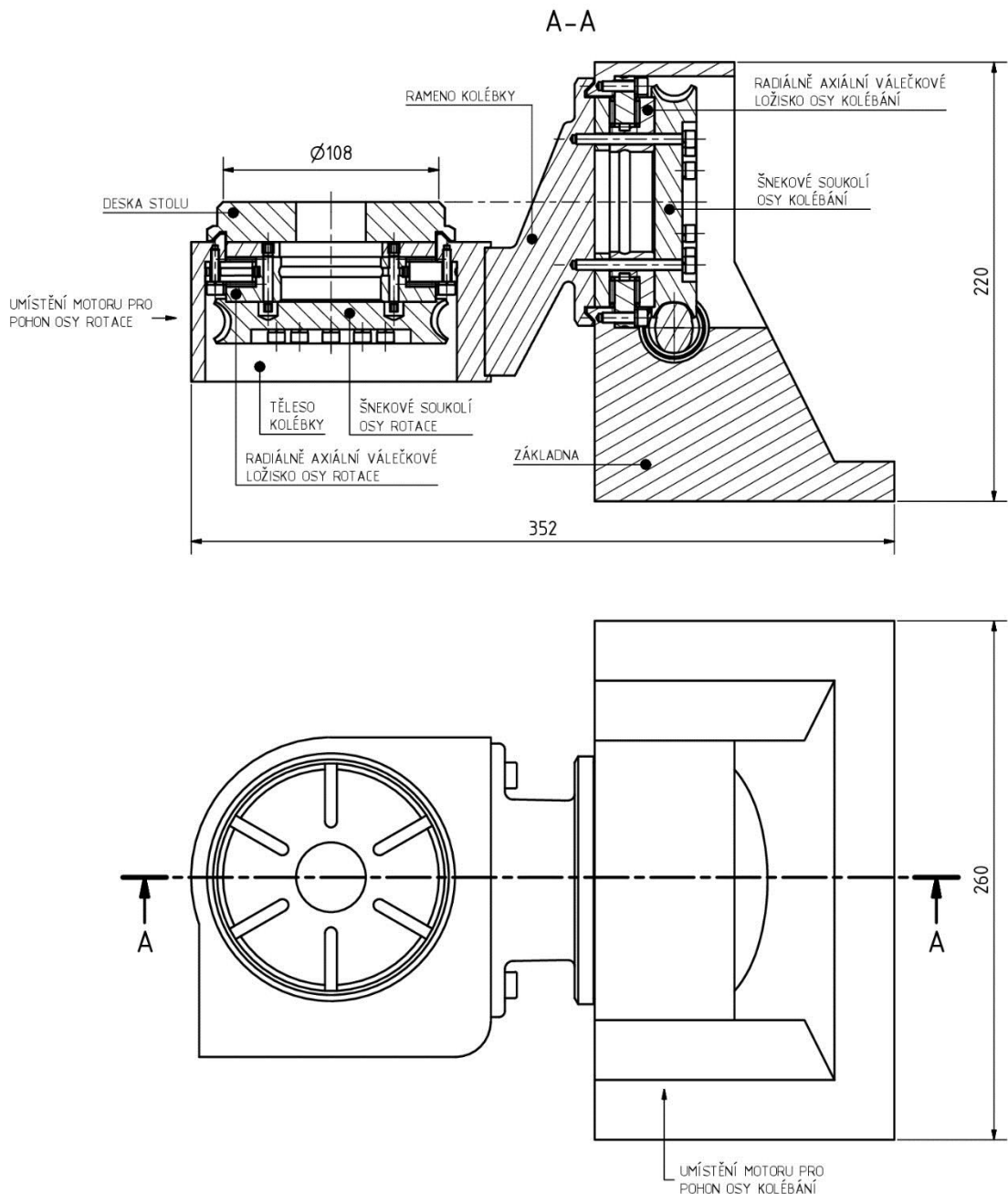
Prstencové motory vynikají malými zástavbovými rozměry, snadným připojením a absencí vložených převodů, což zvyšuje tuhost a přesnost polohování. Nevýhodou je vysoká cena.

Typ použitých ložisek ovlivní přesnost chodu, tuhost a únosnost a částečně vnitřní uspořádání konstrukce, protože každý z typů má odlišný způsob uchycení.

Už od počátku bylo uvažováno s jednostranným uložení osy naklápění jednak z důvodu minimalizace nákladů a jednak kvůli tomu, že silové zatěžování stolu bude při mikrofrézování malé. Tento prvek je společný pro všechny ideové návrhy a konec konců i pro výslednou variantu. Dalším společným prvkem je použití klasických servomotorů a šnekových soukolí, namísto prstencových. Důvodem jsou opět pořizovací náklady. Ideové návrhy se tedy liší použitými ložisky a koncepcí uspořádání a umístění motorů.

4.1.1. Varianta A

Do varianty A (Obr. 50) byla použita radiálně axiální válečková ložiska, která jsou přímo určena pro podobné aplikace. Uložení kolébky je s letným koncem. Pohon by zajišťovaly servomotory spřažené přes vlnovcovou spojku se šnekovými soukolími pro každou osu. Motor pohánějící osu naklápění by byl umístěn na základně stolu, motor pohánějící osu rotace potom na převislém konci kolébky.



Obr. 50

Ideová varianta A

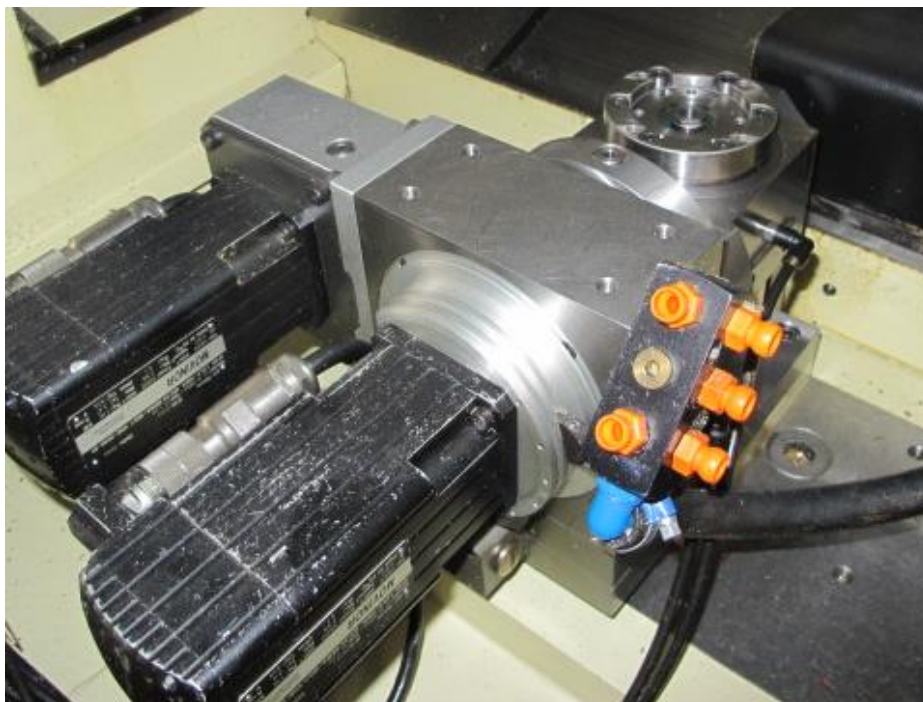
Rameno kolébky má zalomený tvar z důvodu zmenšení operačního prostoru. Nízko položená deska stolu by umožňovala instalaci rozměrných přípravků pro obrábění či použití dlouhých frézovacích nástrojů. Rameno by však pravděpodobně bylo v kombinaci s jednostranným uložením zdrojem poddajnosti. Motor pohánějící osu rotace umístěný na převislém konci kolébky by navíc zbytečně zatěžoval ložisko osy naklápění klopným momentem a zvyšoval jeho deformaci.

Shrnutí vlastností:

- + menší zástavbové rozměry
- + možnost instalace rozměrných přípravků
- + možnost obrábění dlouhými nástroji
- + tuhá a přesná ložiska os
- uložení s letmým koncem
- vysoká cena ložisek
- umístění motoru rotace na převislém konci
- asymetrické chování ramene kolébky při zatěžování

4.1.2. Varianta B

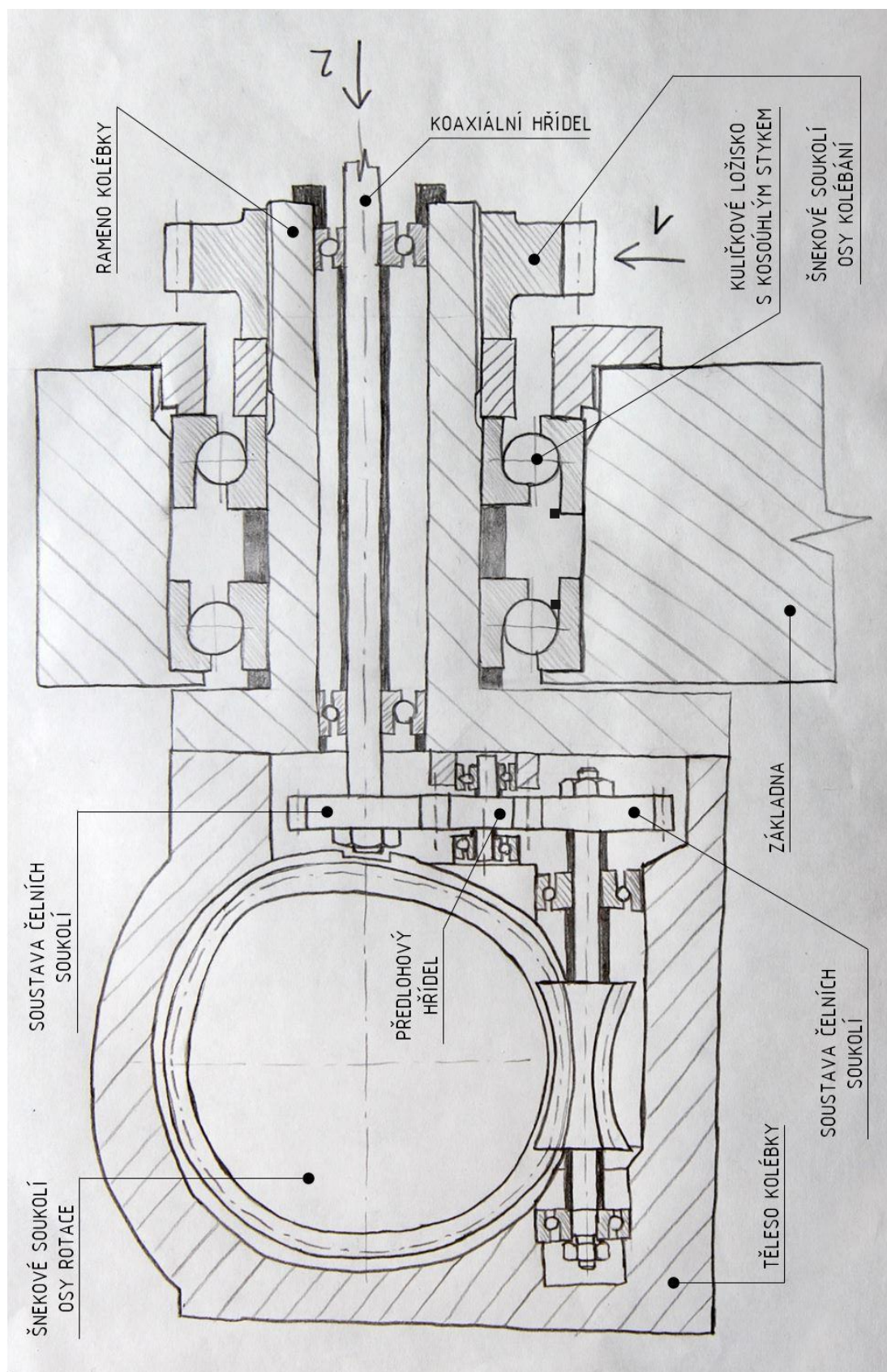
Varianta B (Obr. 52) je velmi podobná variantě C. Obě jsou inspirovány myšlenkou umístit oba motory na těleso základny. To však vyžaduje použití koaxiálních hřídelů plus další soustavy vložených čelních soukolí pro pohon osy rotace. Pohon osy naklápění zůstane stejný jako ve variantě A. Prvotním impulzem pro tento nápad byl pokusný rotačně sklopný stůl firmy Almac (Obr. 51), který je velmi pravděpodobně takto řešen. S jistotou to však říci nelze, protože výkresy nejsou k dispozici. Ovšem použití koaxiálních hřídelů je nejlogičtějším vysvětlením.



Obr. 51 Pokusný rotačně sklopný stůl firmy Almac [Almac]

Varianta B už také nepočítá s radiálně axiálními válečkovými ložisky, ale kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem. Tento krok je ovlivněn významně nižší cenou kuličkových ložisek. Ačkoliv tento typ není primárně určen pro podobné účely, tak po konzultaci s firmou Schaeffler byly do návrhu použity.

Jak již bylo zmíněno, pohon osy rotace je řešen pomocí koaxiálních hřídelů. Vnější hřídel je označený jako rameno kolébky a zajišťuje její naklápění. Jeho středem prochází hřídel, která navazuje na soustavu čelních soukolí a stará se o pohon osy rotace. V čelním soukolí je však vloženo ještě jedno předloňové kolo. To má díky volbě správných převodových poměrů za úkol zajistit, aby se deska stolu nepootočila v případě, že dojde k naklopení kolébky. Stejný předloňový hřídel používá ve své konstrukci i firma Nikken (Obr. 21). Čísla 1 a 2 označují umístění motorů.



Obr. 52

Ideová varianta B

Shrnutí vlastností:

- + symetrické chování stolu při zatěžování
- + oba motory umístěné na tělese základny
- + při naklopení nedojde k pootočení stolu
- + cenově výhodná ložiska
- uložení s letmým koncem
- komplikovanost pohonu osy rotace
- složitá výroba
- náročné vymezení vůlí v soukolí

4.1.3. Varianta C

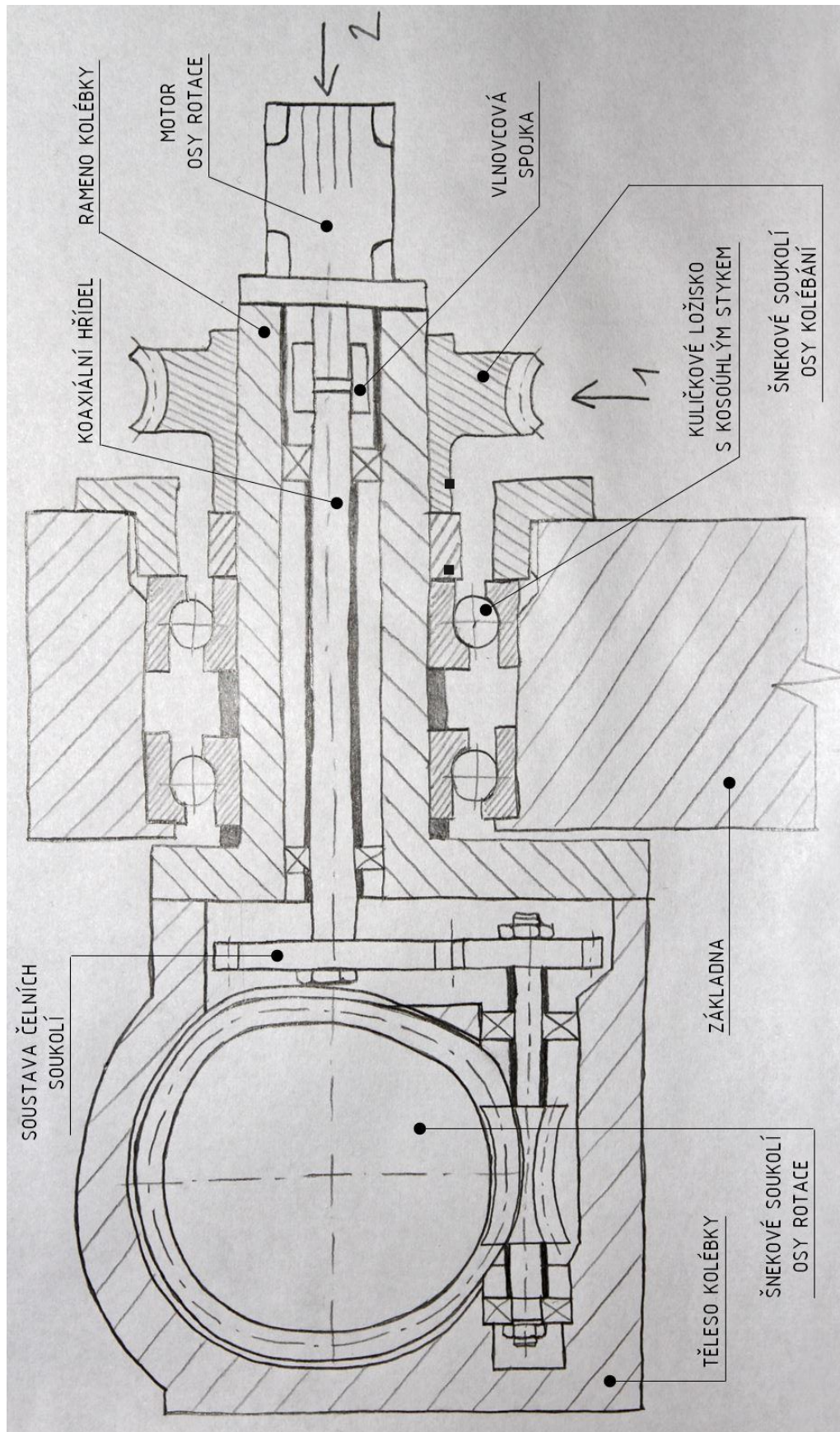
Varianta C (Obr. 53) se od varianty B liší jen v detailech. Dalo by se říci, že se jedná o vylepšenou verzi B, ze které přímo vychází. A zároveň je to verze, která byla podkladem pro finální podobu stolu. Koncepce i typ ložisek byl zachován. Ale byla odstraněna předlohová hřídel v řetězci pohonu osy rotace, aby se snížila složitost konstrukce, což bude mít přímý dopad na cenu a přesnost. Aby při naklopení kolébky nedošlo k nechtěnému pootočení stolu, nebude motor připevněn k tělesu základny, ale k rameni kolébky. To znamená, že když dojde naklopení kolébky, motor se naklopí spolu s ní.

Shrnutí vlastností:

- + symetrické chování stolu při zatěžování
- + oba motory umístěné na tělese základny
- + při naklopení nedojde k pootočení stolu
- + cenově výhodná ložiska
- uložení s letmým koncem
- komplikovanost pohonu osy rotace
- složitější výroba

4.1.4. Shrnutí a výběr varianty

Požadavkům nejlépe vyhovuje ideová **varianta C**. Je kompromisem mezi konstrukční složitostí a předpokládaným výkonem, do kterého spadá i tuhost struktury. Varianta A má sice příznivé prostorové proporce, ale po zakomponování brzd, předepínání šnekových soukolí a dalších periférií by jistě musela do jisté míry tato vlastnost ustoupit. Navíc umístění motoru na převislém konci kolébky je s ohledem na minimalizaci průhybu velmi nepříznivé. Varianta B se variantě C značně podobá. Liší se jen v instalaci předlohového hřídele do pohonu osy rotace, který zajistí, že se stůl při naklopení nepootočí. Nicméně vhodnou konstrukční úpravou a přemístěním motoru na rameno kolébky lze tento hřídel vypustit. To způsobí zjednodušení konstrukce a zvýšení přesnosti. Vedlejším přínosem je skutečnost, že motor osy rotace vytváří vůči kolébce jistou protiváhu a kompenzuje průhyb od hmotnosti kolébky. A tyto výhody s sebou nese právě varianta C.

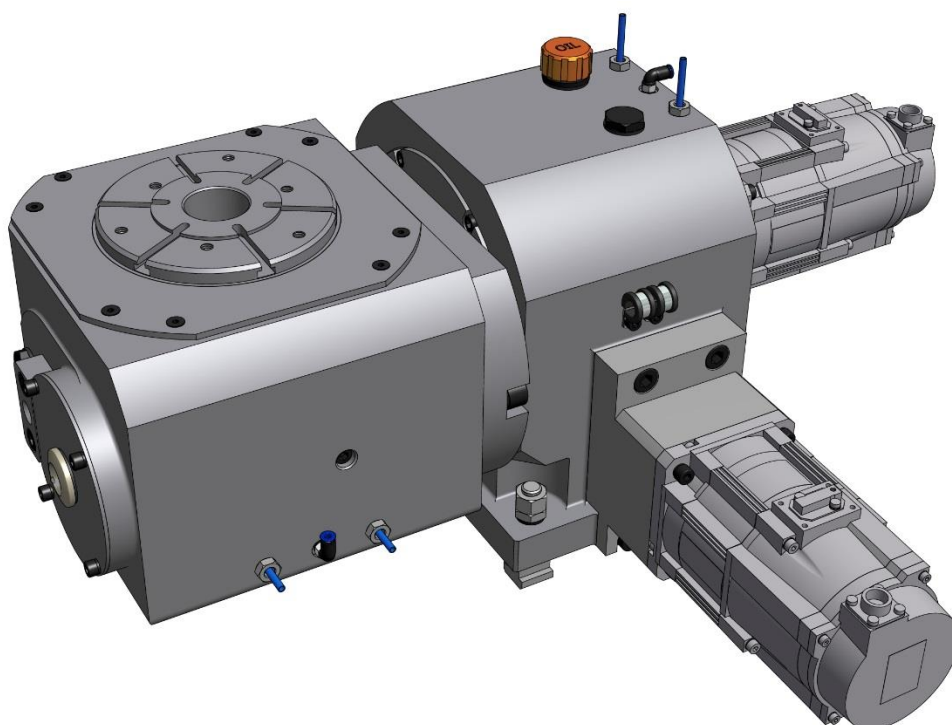


Obr. 53

Ideová varianta C

4.2. Konečný návrh rotačně sklopného stolu

Výsledný návrh rotačně sklopného (Obr. 54) stolu přímo vychází z ideové varianty C. Stůl je jednostranně uložený s letným koncem. O pohon os se starají standardní hřídelové servomotory, jeden umístěný na tělese základny (osa naklápění) a druhý na rameni kolébky (osa rotace). Hnací převody jsou šnekové, osa rotace je navíc doplněna vloženým čelním soukolím. Šneková i čelní soukolí je možné variabilně předepínat. Ozubená soukolí jsou mazaná olejovou lázní. Náhon osy rotace je veden středem ramene kolébky pomocí koaxiální hřídele. Uložení obou rotačních os je v kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem. Pro silové a neinterpolované obrábění lze osy stolu zablokovat pneumatickými brzdami. Odměrování se děje prostřednictvím inkrementálních čidel na motorech.

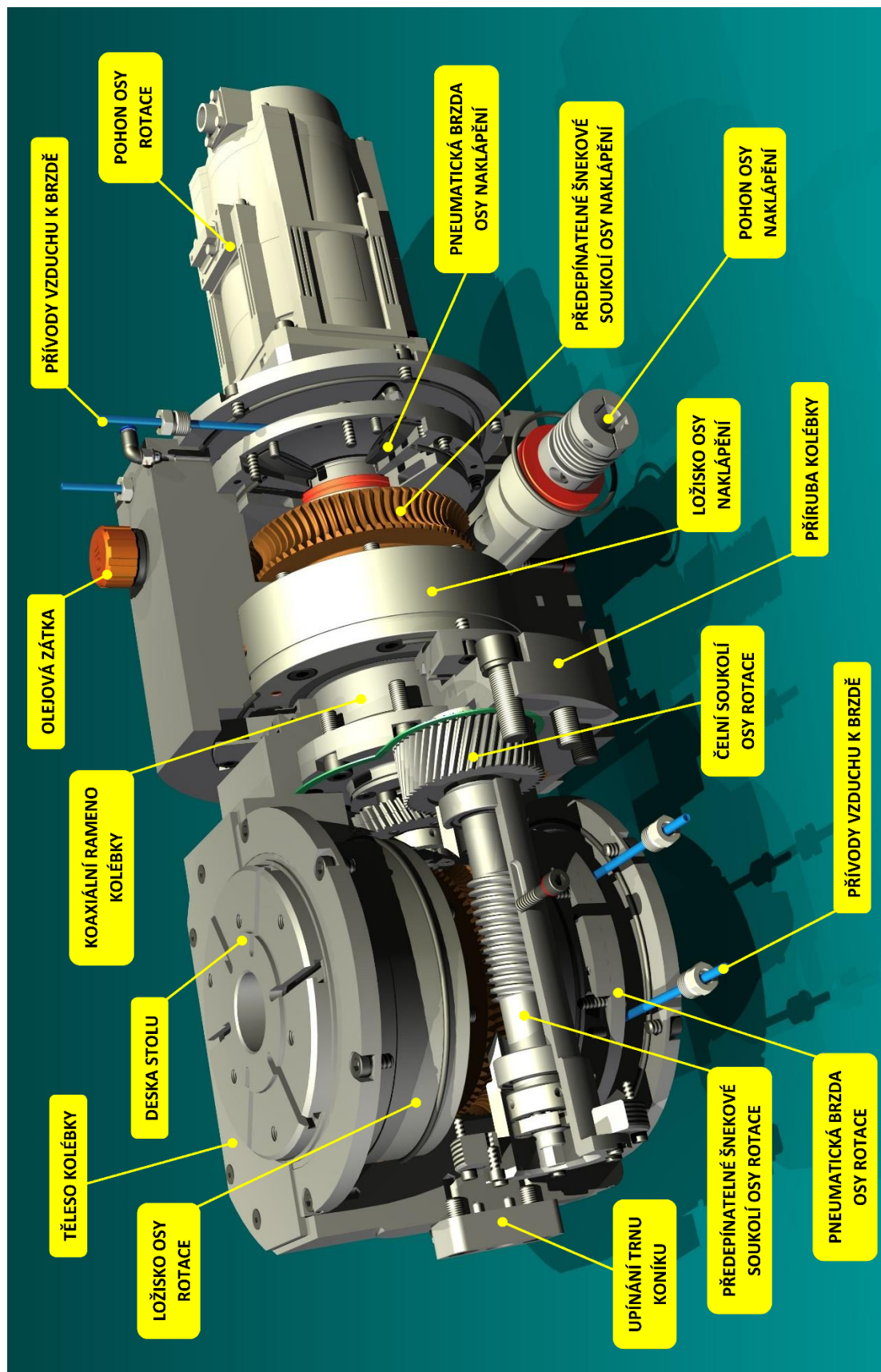


Obr. 54 Navržený rotačně sklopný stůl pro mikrofrézování

4.2.1. Představení konstrukce navrženého rotačně sklopného stolu

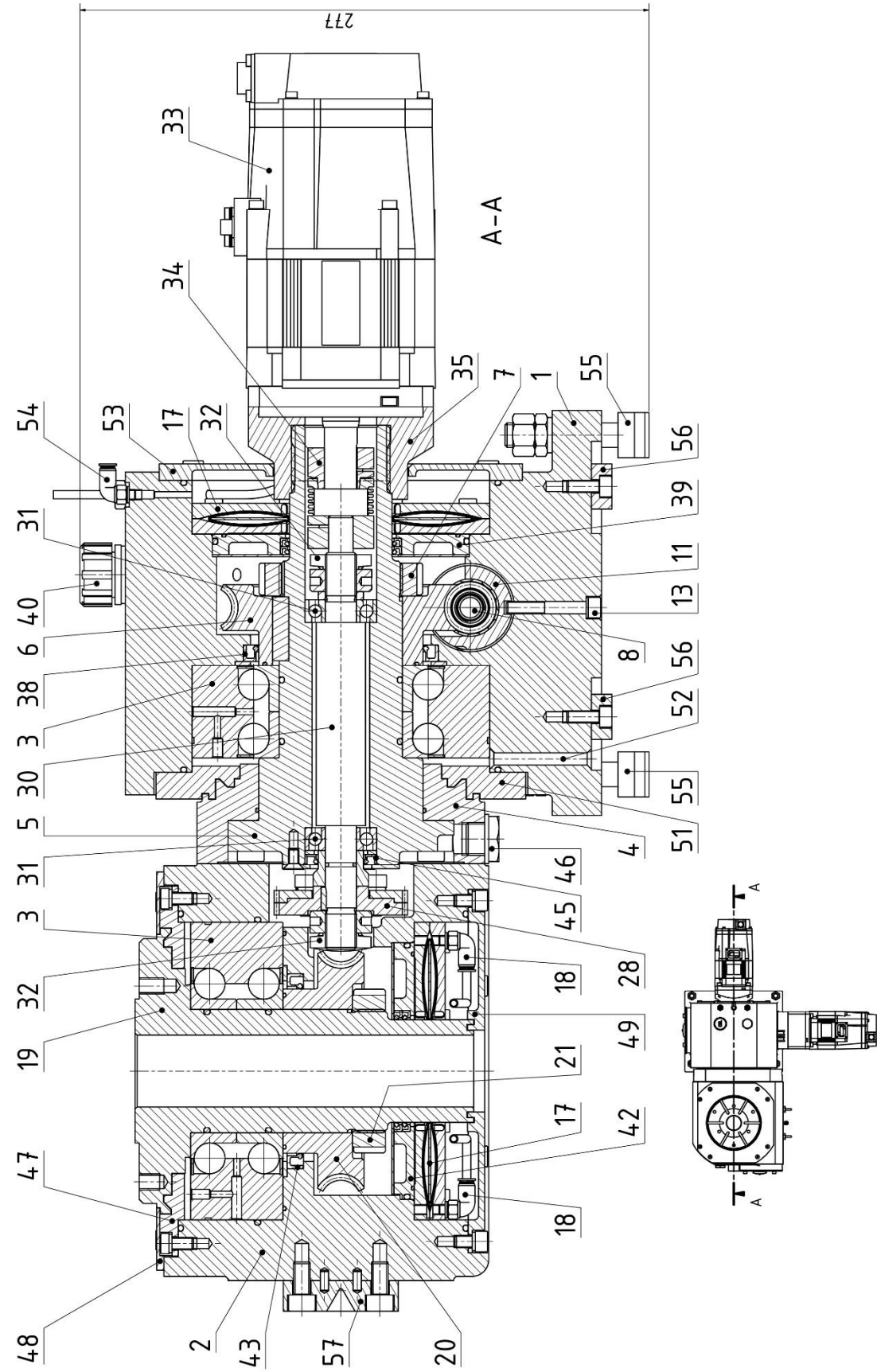
O něco málo hlubší představení výsledné podoby rotačně sklopného stolu pro mikrofrézování nabízí obrázek Obr. 55 na další stránce. Jedná se o částečný řez sktrukturou, která je tak částečně odkrytá. Jeho úkolem je poskytnout rychlý přehled o tom, jak je celé zařízení uspořádáno.

Detailně je zařízení ukázáno prostřednictvím trojice charakteristických řezů, které jsou zobrazeny na obrázcích Obr. 56; 57 a 58. Na ně potom navazuje popis, který vysvětluje, proč bylo příslušné řešení a součástky zvoleny. Čísla v textu korespondují s pozicemi na ilustrativních výkresech (Obr. 56; 58 a 58).



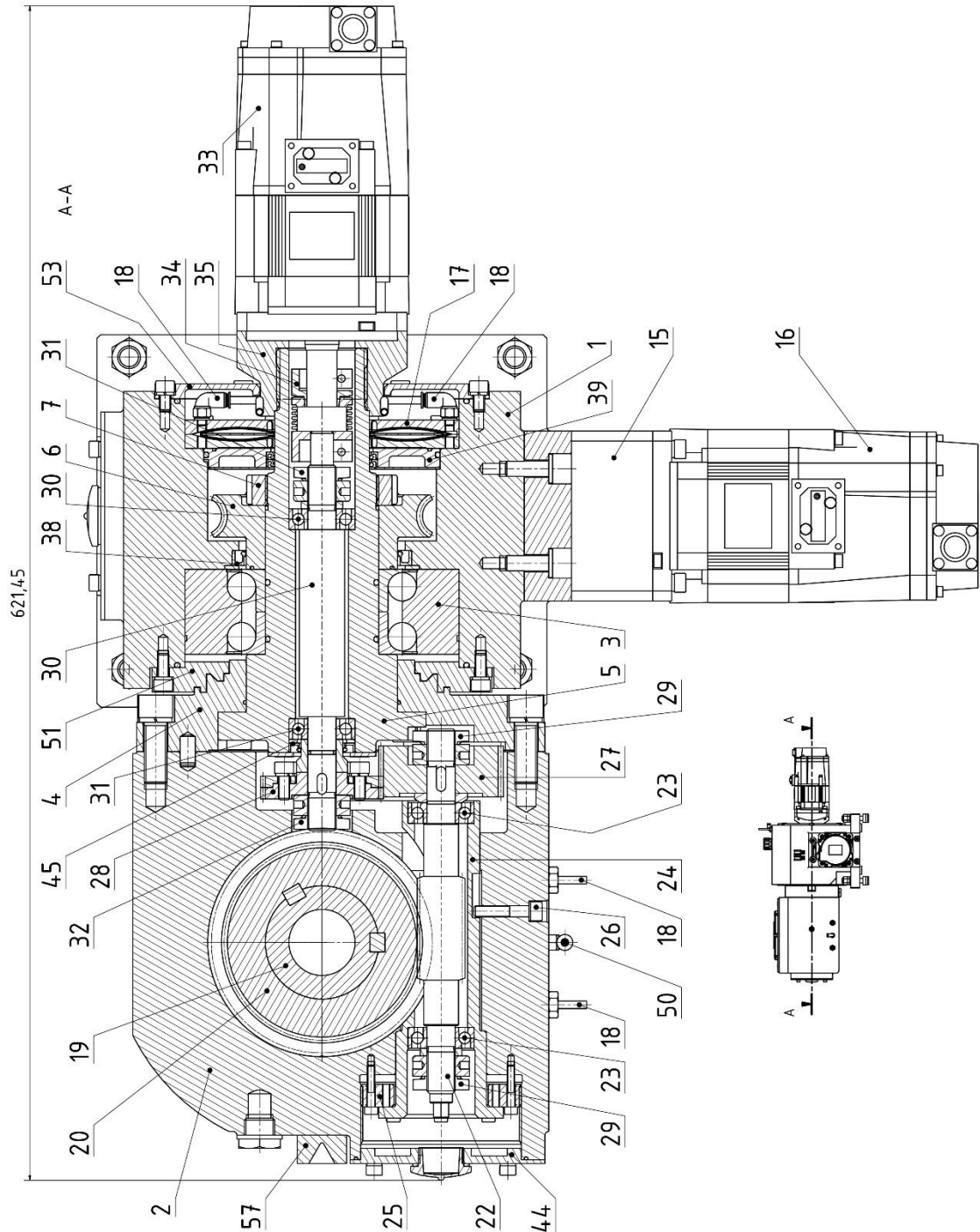
Obr. 55

Řez rotačně sklopným stolem s popisem



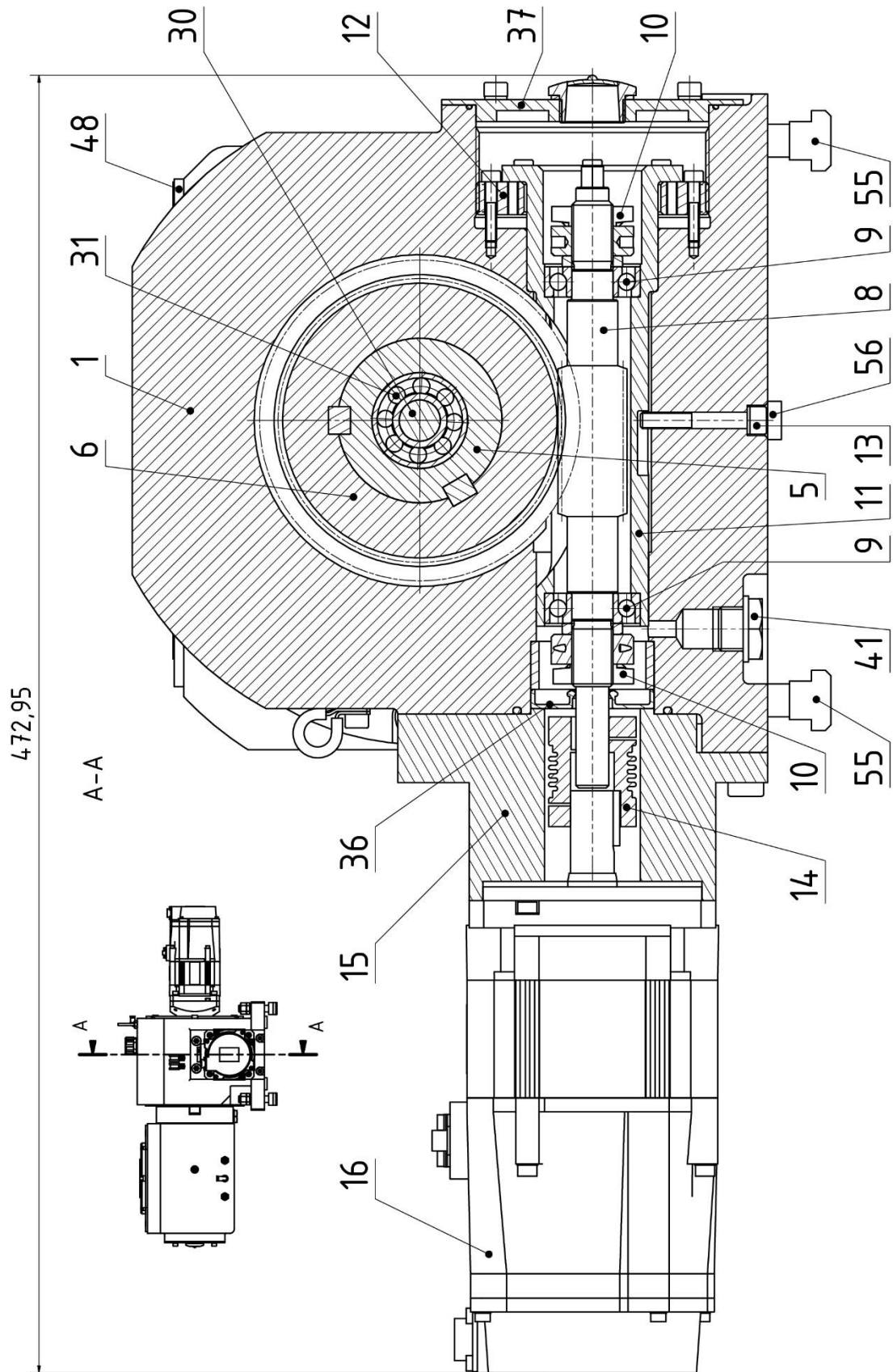
Obr. 56

Podélný svislý řez rotačně sklopným stolem



Obr. 57

Podélný vodorovný řez rotačně sklopným stolem



Obr. 58

Příčný svislý řez rotačně sklopným stolem

Struktura rotačně sklopného stolu se skládá ze dvou základních těles. Tělesa základny **(1)** a tělesa kolébky **(2)**. Obě jmenovaná tělesa by byla s největší pravděpodobností odlitky.

Pro uložení pohyblivých os byla použita dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem **(3)**. Typ ložisek je **INA FAG ZKLF60145-2Z**. Ložiska mají vnitřní průměr 60mm a vnější 145mm. Koncovka „2Z“ označuje přídatnou těsnicí manžetu mezi ložiskovými kroužky. Při hledání správného řešení se v ideové variantě A objevila radiálně axiální válečková ložiska **INA FAG YRT50**. Důvodem, proč byla nakonec zvolena kuličková ložiska, je více. Prvním z nich je požadavek na minimalizaci ceny. Cena zmíněných kuličkových ložisek se pohybuje kolem 30 000,-Kč. U radiálně axiálních válečkových ložisek je to kolem 60 000,-Kč. Dalším důvodem je širší nabídka rozměrů kuličkových ložisek, jejichž průměry jsou odstupňovány po 10mm. Průměry radiálně axiálních po 50mm, což není ideální.

Popis osy naklápění:

Těleso kolébky je pomocí příruby ramene **(4)** připojeno k rameni kolébky **(5)**. Tyto dvě součásti by teoreticky mohli být jeden celek, ovšem jeho výrobní náročnost by byla příliš velká. Rameno kolébky má rotační tvar, zatímco příruba ramene by se dala vyrobit pouze frézováním. Na rameni kolébky je hned za ložiskem nasunuto šnekové kolo **(6)**, které je pojištěno maticí **INA FAG ZM60**. Tato pojišťovací matice **(7)** zároveň vyvozuje předepnutí ložiska **(3)**. Šnekové kolo přenáší moment na hřídel (rameno kolébky) prostřednictvím dvojice per svírajících navzájem úhel 120°. Navazující hřídel šneku **(8)** je uložena ve dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem **INA FAG 7202-B-TVP (9)** uspořádaných do „O“. Jejich vnější průměr činí 35mm, vnitřní 15mm. Jedná se neutěsněná ložiska bez vlastní tukové náplně. Jejich mazání bude probíhat formou olejové lázně a bude společné i pro šnekové soukolí. Tato ložiska jsou z obou stran pojištěna a předepnuta maticemi **INA FAG AM15 (10)**. Uložení hřídele šneku musí kvůli vymezení vůlí v soukolí umožňovat její axiální posuv. Proto je celá hřídel i s ložisky uložena v posuvném tubusu **(11)**. Ten umožňuje posuv až o 17mm, což odpovídá čtyřem zubům šneku, neboli dvojnásobku stoupání šroubovice (šnek je dvouchodý). Takto dlouhý posuv zvýší životnost šnekového soukolí. Posouvání se provádí pomocí matice **(12)**, která tubus vytlačuje směrem ven z tělesa základny. Pro samotné posouvání je nezbytné napřed povolit všechny šrouby, kterými je matice přišroubována jak k tělesu základny, tak k tubusu. Po skončení procesu předepínání se musí opět všechny šrouby zašroubovat, aby se zamezilo pootáčení matice. Aby se nestalo, že by byl tubus vysunut příliš a šnek se dostal mimo ozubení šnekového kola, je v tělese základny zašroubován pojišťovací šroub **(13)**, který zasahuje do drážky v tubusu. Tento šroub se mimo jiné stará o to, aby při šroubování matice **(12)** nedocházelo k pootáčení tubusu, který by jinak začal zasahovat do šnekového kola. Při nastavování předepnutí šnekového soukolí se na desku stolu umístí mikrometrické hodinky a ručně se pohybuje a vysouvá hřídel šneku, dokud se vůle nevymezí. Proto je pro snadné ruční otáčení hřídele šneku opatřena na svém konci šestihranem. Pohon hřídele šneku je zajištěn přes vlnovcovou spojku **R+W BKL 4,5 40 (14)**. Přenos momentu ze spojky na hřídel šneku je zajištěn svěrným spojením s absencí pera. Důvod toho je ten, že hřídel šneku musí umožňovat axiální posuv a musí tedy být umožněno jí ze spojky částečně povysunout. To by řešení s perem neumožňovalo, proto je hřídel pouze stažena svěrnou přírubou spojky. Vzhledem k maximálnímu točivému momentu motoru, který činí necelé 3Nm není na místě obava z proklouznutí. Při přestavování hřídele šneku stačí skrze montážní otvor v adaptéru motoru **(15)** povolit přírubu spojky a uvolnit hřídel šneku. Za spojku už je umístěn motor **YASKAWA SGMGV 05A (16)**. Tento motor dosahuje výkonu 450W a točivého momentu 2,86Nm. Pro případ silového nebo neinterpolovaného obrábění jsou obě osy vybaveny pneumatickou brzdou **HEMA RotoClamp RC50S (17)**. K těmto brzdám vedou přívody vzduchu **(18)**. Jeden slouží k zabrzdování, druhý k odbrzdování. Tento typ brzdy dokáže vyvinout maximální svěrný moment 108Nm. Pneumatické brzdy byly použity díky snadnému zajištění procesního média – vzduchu.

Popis osy rotace:

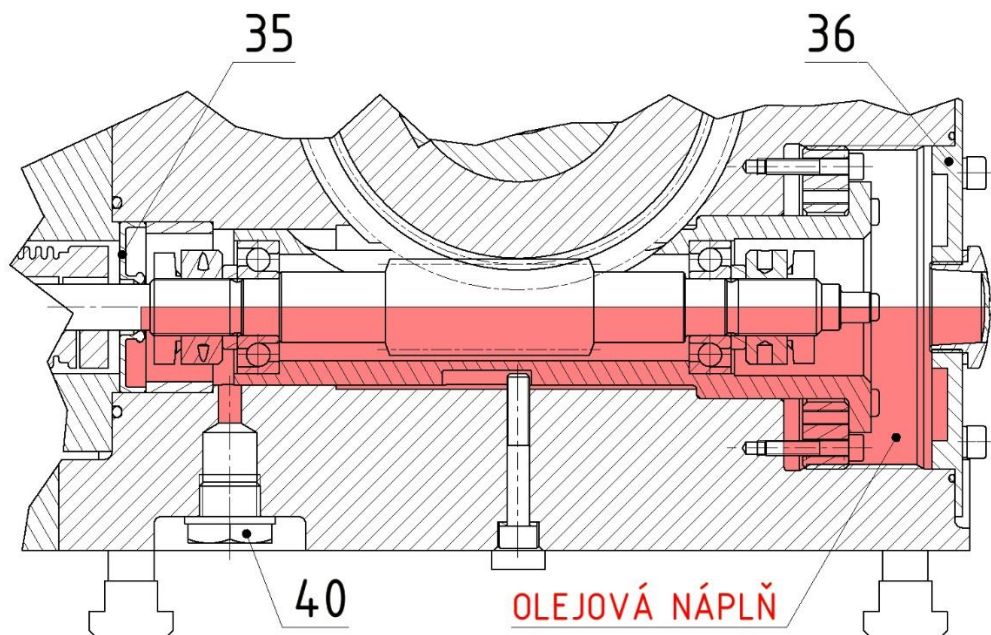
Výstupním členem osy rotace je hřídel s deskou stolu na jejím konci (19). Deska stolu je uzpůsobena tak, aby se na ní daly upnout dvě velikosti sklíčidla od firmy **BISON**. Jedná se o sklíčidla **BISON 3574-100-P** o vnějším průměru 100mm a **BISON 3574-125-P** s vnějším průměrem 125mm. Uložení a náhon hřídele desky stolu je shodné s uložením a náhonem ramene kolébky. Uložena je ve stejném typu kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem **INA FAG ZKLF60145-2Z** (3). Stejným způsobem je na hřídeli desky stolu nasunuto i šnekové kolo (20), kterým je roztáčena. O přenos momentu se starají dvě pera svírající úhel 120°. Šnekové kolo je pojištěno maticí **INA FAG ZM60** (21), která zároveň předepíná ložisko (3). Navazující hřídel šneku (22) je uložena ve stejných ložiscích **INA FAG 7202-B-TVP** (23) jako hřídel šneku osy naklápění. Stejný je i posuvný tubus (24) a celý mechanismus vysouvání pomocí matice (25) s pojistným šroubem (26) fungujícím jako zarážka. Další části pohonného řetězce už ale jsou odlišné. Na hřídeli šneku (22) je na pravém konci nasunuto kolo čelního ozubeného soukolí (27). Toto kolo má oproti spoluzabírajícímu dělenému kolu (28) zřetelně silnější věnec. Důvodem toho je axiální posuv hřídele šneku. S ním se pohybuje i ozubené kolo (27), které musí svojí šířkou tuto dilataci vůči spoluzabírajícímu kolu pokrýt. Předepnutí ložisek (23) a pojištění ozubeného kola (27) zajišťují matice **INA FAG AM15** (29). Čelní ozubené kolo (28) je dělené, aby bylo možné vzájemným pootočením obou polovin vymezit vůli vůči spoluzabírajícímu kolu. Poloha obou polovin kola se zajistí stažením pomocí šroubů. Toto čelní ozubené soukolí má převodový poměr 1:1 a umožňuje náhon osy rotace pomocí koaxiální hřídele (30) středem ramene kolébky (5). Koaxiální hřídel (30) je uložena v kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem **INA FAG 7202-B-2RS-TVP** (31). Tento typ ložisek má přídavné těsnící manžety (označení „2RS“) a má vlastní tukovou náplň. Je to proto, že tyto ložiska se nacházejí mimo systém mazání ozubených soukolí. Ložiska (31) jsou předepnuta a dělené ozubené kolo (28) pojištěno maticemi **INA FAG AM15** (32). Koaxiální hřídel (30) je s motorem **YASKAWA SGMGV 05A** (33) svázána vlnovcou spojkou **R+W MK5 4,5 49** (34). Tato spojka je děleného typu a skládá se ze dvou polovin, které je možné vysunutím rozdělit. Jedna její polovina je připojena ke koaxiální hřídeli (30) a druhá polovina k hřídeli motoru (33). Přenos momentu spojkou je zajištěn bezvúlovým tvarovým spojem. Použití takto řešené spojky je nezbytné k tomu, aby bylo možné k rotačně sklopnému stolu připojit motor (33) pohánějící osu rotace. Při použití standardní spojky by se struktura stala nesmontovatelnou. Motor (33) není přišroubován k tělesu základny (1), ale je pomocí adaptéru (35) připojen k rameni kolébky (5). Toto uspořádání zajišťuje, že se motor otáčí společně s celou osou naklápění a tudíž nedochází k pootáčení desky stolu. Adaptér (35) je k rameni kolébky (5) přišroubován.

Způsob mazání a utěsnění:

Ozubené převody je nutné neustále mazat. Struktura rotačně sklopného stolu je proto vybavena utěsněnými dutinami, naplněnými olejem, ve kterém se soukolí brodí. Na zařízení jsou dvě oddělené komory, jedna je v tělese základny (1) a druhá v tělese kolébky (2). Každá má vlastní olejovou náplň a vlastní plnicí i vypouštěcí zátku.

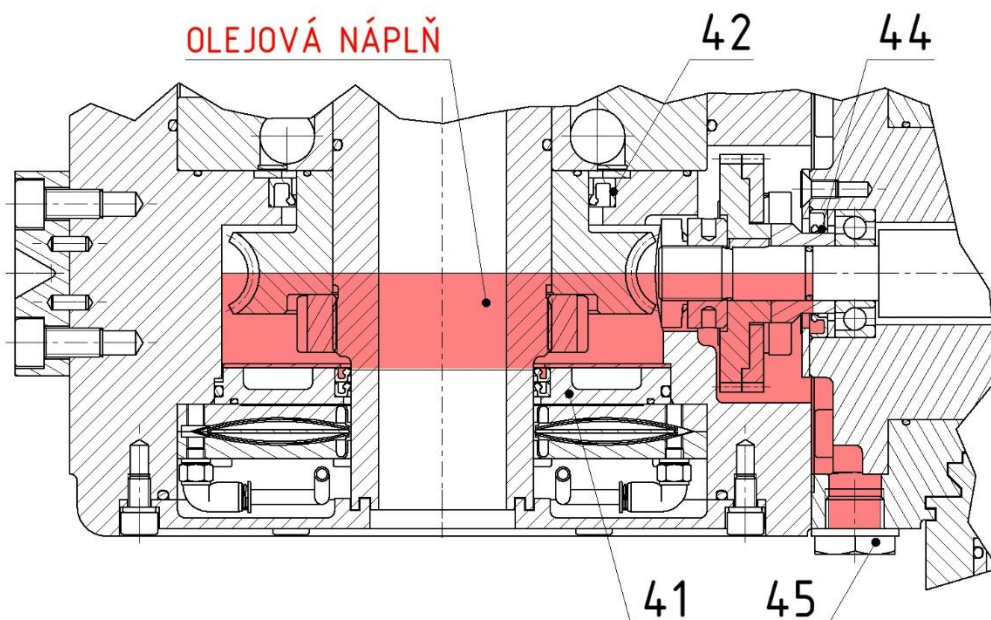
Mazací komora v tělese základny (1) se stará o mazání šnekového soukolí (6; 8) pohánějící osu naklápění a ložiska (9). Její hladina sahá do středu hřídele šneku. Lépe o tom informuje obrázek Obr. 59. Z levé strany je komora utěsněna hřídelovým těsněním **GUFERO MQV G - 12x45x7** (36). Z pravé strany uzavírá komoru víčko s olejovými těsněními (37). Aby olej neprotékal do ložiska (3) a nevymýval z něj vlastní tukovou náplň, je mezi tělesem základny (1) a šnekovým kolem (6) umístěno další těsnění **GUFERO MQV G-80x95x8** (38). Podobné řešení je i na druhé straně šnekového kola (6), kde je umístěn disk, ve kterém je vložena dvojice těsnění **GUFERO MQV G-50x59x4** (39). V tomto místě jsou těsnění zdvojena, aby se minimalizovala šance, že olej prolne do brzdy. Celkovému utěsnění olejové komory napomáhá ještě soustava O-kroužků, které jsou umístěny mezi navazujícími součástmi. Součástí olejové komory je navíc

odvzdušňovací ventil (40). Výměna oleje se provede povolením vypouštěcí zátky (41) a demontáží víčka (37)



Obr. 59 Znáznornění olejové náplně v tělese základny

Mazací komora v tělese kolébky (2) je řešena obdobným způsobem. Rozdíl je však v poloze šnekového soukolí, jehož primární poloha je vodorovná, ale zároveň se naklápí společně s kolébkou. Do této komory zasahuje zároveň čelní ozubené soukolí a ložiska (23) hřídele šneku (22). I v tomto případě hladina oleje zasahuje do poloviny výšky hřídelů a ozubených kol, jak je patrné z obrázku Obr. 60.



Obr. 60 Znáznornění olejové náplně v tělese kolébky

Zespona je komora utěsněna stejným diskem s dvojicí stejných těsnění (42) jako komora v tělese základny (1). Shora je mezi tělesem kolébky (2) a šnekovým kolem (20) opět identické hřídelové těsnění (43). I víčko s olejnazkem (44) je shodné s druhou komorou. Utěsnění mezi tělesem kolébky (2) a přírubou ramene (4) je zajištěno těsnícím papírem. Aby se olej nedostal do dutiny

ramene kolébky (5) a koaxiální hřídele (30), je za děleným šnekovým kolem umístěno hřídelové těsnění **GUFERO MQV G-22x35x5 (45)**. Výměna oleje se opět provádí povolením vypouštěcí zátky **(46)** a víčka s olejovými značkami (44). Na tělese kolébky (2) chybí odvětrávací ventil, protože při naklonění kolébky by jí olej vytékal. Navíc je pravděpodobné, že v této struktuře nebude oteplení příliš velké vzhledem k tomu, že na ní nejsou umístěny motory.

Způsob utěsnění před vnějšími vlivy:

Protože je rotačně sklopný stůl výrobního zařízení, musí odolávat působení třísek a chladicí kapaliny. K tomu slouží soustava labyrintových těsnění mezi pohyblivými díly a některé dutiny je možné přetlakovat vzduchem. Aby se nedostaly třísky a kapalina pod desku stolu (19), je pod ní umístěna deska s labyrintem **(47)**. Mezera mezi oběma součástmi v labyrintu činí 0,2 mm. Lem desky stolu (19) ještě překrývá krycí plech **(48)**. Zespoda je kolébka kryta deskou **(49)**, jejíž labyrint zasahuje do hřídele desky stolu (19). Prostor mezi touto deskou (49) a brzdou (17) je možné přetlakovat vzduchem. Jeho přívod má číslo **(50)**.

V podstatě totožné řešení je použito na tělese základny (1). Za přírubou ramene (4) je umístěna podobná deska s labyrintem **(51)** jako na tělese kolébky (2) s mezerou mezi součástmi 0,2 mm. Pro případ, že by došlo k protečení kapaliny labyrintem, je v tělese základny (1) vyvrtán odtokový kanálek **(52)**. Na zadní straně tělesa základny (1) je namontována krycí deska **(53)**, kterou prochází adaptér (35) pro uchycení motoru (33). Zde nelze použít labyrint, proto je opět možné vnitřní dutinu přetlakovat vzduchem. Jeho přívod má číslo **(54)**.

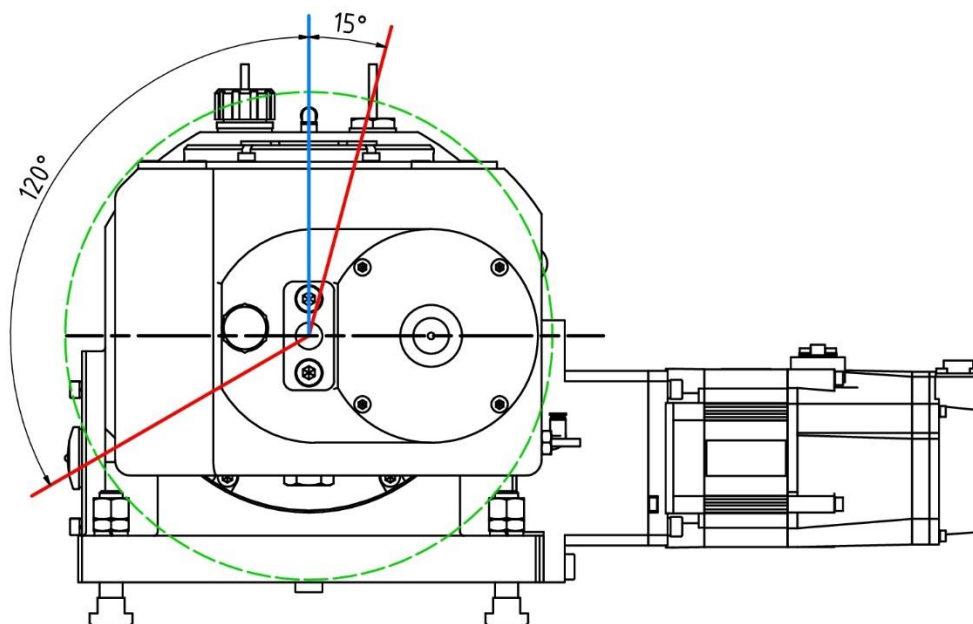
Způsob upínání:

Způsob upnutí rotačně sklopného stolu k frézce Haas TM-1HE bylo zmíněno již v podkapitole **3.2.1. Mechanické připojení ke stroji**. Rotačně sklopný stůl bude připevněn k desce stolu frézky pomocí drážkových T-kamenů **(55)** a vystředěných broušenými středícími kameny **(56)**.

Vzhledem k tomu, že struktura kolébky (2) je uložena jednostranně, má implementovaný kužel **(57)** do kterého lze v případě potřeby zasunout koník frézky a vytvořit tak symetrické podepření. Tím se zmenší parazitní průhyb kolébky vlivem působení řezných sil a vlastní hmotnosti.

Úhlový rozsah naklonění kolébky

Kolébku (osu A) rotačně sklopného stolu je možné naklonit v úhlovém rozsahu $-120^{\circ}/+15^{\circ}$, jak to ilustruje obrázek Obr. 61. Omezení pro úhly naklonění jsou dvě. Kolébka by se ve směru doleva mohla teoreticky otočit o celých 180° . Tomu ale zabrání instalace sklíčidla. Vypočtený úhel 120° platí pro menší z použitelných sklíčidel o průměru 100 mm. Při použití většího sklíčidla s průměrem 125 mm se úhel naklonění doleva sníží na 115° . Úhel naklonění doprava omezuje přítomnost olejové komory v kolébce. Při úhlu naklonění doprava o více než 18° by hrozilo riziko prolnutí oleje do prostoru ložiska osy C.



Obr. 61 Úhlový rozsah kolébky – osy A

4.2.2. Výpočet rotačně sklopného stolu

V této podkapitole bude proveden výpočet zásadních konstrukčních celků a součástí rotačně sklopného stolu, včetně teoretického chování struktury v závislosti na silovém zatěžení.

Výpočet zatížení od řezných sil:

V prvopočátku musí být jasné, jaké řezné síly budou na strukturu rotačně sklopného stolu působit. V požadavcích je uvedena možnost obrábění nástrojem o maximálním průměru **6mm**. Maximální hmotnost obrobku je stanovena na **1kg**. Jako obráběný materiál byl zvolen nezelezný kov (**N**) podle normy ISO513. Vlastnosti zvoleného materiálu jsou uvedeny v tabulce Tab. 08.

Vlastnosti materiálu			
Typ materiálu podle ISO513		N	
Označení materiálu podle ČSN 42 0002:1976		42 4911	
Množství Si v materiálu		<10%	
Mez pevnosti	R_m	230	[MPa]
Tvrдость	HB	65	[-]
Měrná řezná síla	K_{c1}	1000	[N/mm ²]
Směrnice křivky	m_c	0,25	[-]

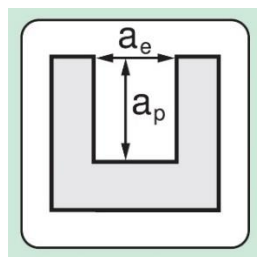
Tab. 08 Vlastnosti zvoleného materiálu

Jako řezný nástroj byla vybrána monolitická fréza **Pramet 06E2S50-16A06 NEPU**. Její parametry jsou shrnuty v tabulce Tab. 09.

Vlastnosti frézy			
Typ frézy	Pramet 06E2S50-16A06 NEPU		
Průměr	D	6	[mm]
Počet zubů	z	2	[-]
Řezná rychlost	v_c	240	[m/min]
Posuv na zub	f_z	0,042	[mm/zub]
Velikost posuvu	v_f	1 070	[mm/min]
Rozměr a_e *	a_e	6	[mm]
Rozměr a_p *	a_p	6	[mm]
Délka frézy	L	50	[mm]
Délka činné části	l₁	16	[mm]
Úhel čela	γ₀	15	[°]
Úhel záběru	φ	180	[°]
Úhel nastavení ostří	κ	90	[°]
Úhel opásání frézy	α	180	[°]

Tab. 09 Vlastnosti zvoleného frézy [30]

* vysvětlení rozměru **a_e** a **a_p** (opásání frézy) je na obrázku Obr. 62.



Obr. 62 Opásání frézy [30]

Výsledky dílčích výpočtů společně s výslednou maximální silou, kterou je schopna fréza vyvinout jsou uvedeny v tabulce Tab. 10. Vztahy ze kterých byly hodnoty získány, jsou uvedeny pod tabulkou.

Střední tloušťka třísky	h_m	0,0267	[mm]
Měrná řezná síla na nástroj	K_c	2 102,0187	[N/mm ²]
Celková síla	F_c	337,22	[N]
Výkon na nástroji	P_c	1,35	[kW]
Maximální radiální síla od nástroje	F_{rmax}	337,22	[N]

Tab. 10 Výpočet maximální síly od nástroje

$$h_m = \frac{180 \cdot a_e \cdot f_z \cdot \sin \kappa}{\pi \cdot D \cdot \sin^{-1} \left(\frac{a_e}{D} \right)} = \frac{180 \cdot 6 \cdot 0,042 \cdot \sin 90^\circ}{\pi \cdot 6 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{6}{6} \right)} = \underline{0,0267 [mm]} \quad (01)$$

$$K_c = K_{c1} \cdot h_m^{-mc} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100} \right) = 1000 \cdot 0,0267^{-0,25} \cdot \left(1 - \frac{15}{100} \right) = \underline{2 102,0187 [N/mm^2]} \quad (02)$$

$$F_c = a_p \cdot K_c \cdot h_m = 6 \cdot 2 102,0187 \cdot 0,0267 = \underline{337,22 [N]} \quad (03)$$

$$P_c = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot K_c}{60 000 000} = \frac{6 \cdot 6 \cdot 1 070 \cdot 2 102,0187}{60 000 000} = \underline{1,35 [kW]} \quad (04)$$

$$F_{max} = Fr_{max} = F_c = \underline{337,22[N]} \rightarrow \underline{350(N)} \quad (05)$$

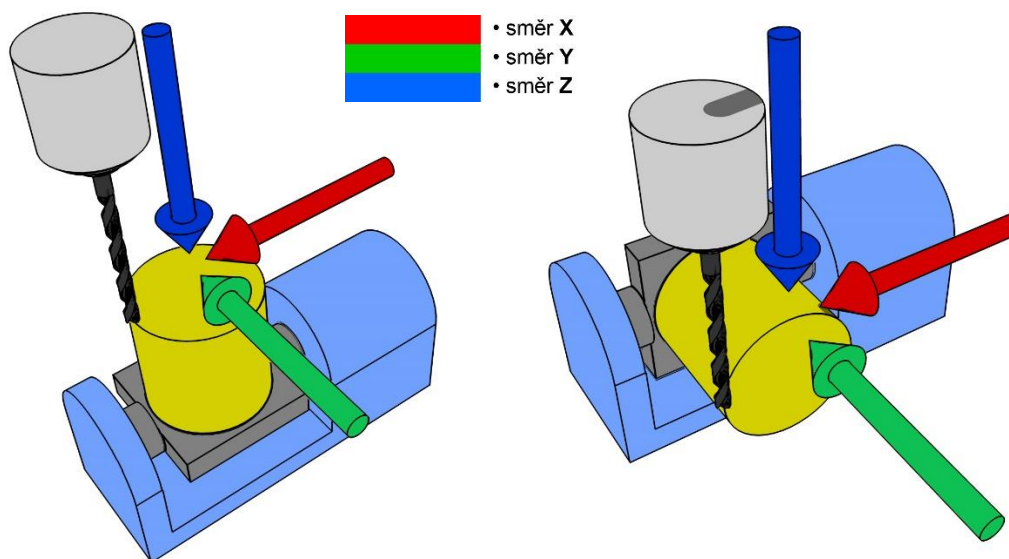
Maximální síla od zvoleného nástroje činí **337,22N** a pro další výpočty byla zaokrouhlena na **350N** do všech směrů. To znamená, že nezáleží, jestli se nástrojem stranově frézuje, anebo například vrtá. Tuto sílu tedy musí unést struktura rotačně sklopného stolu, aniž by došlo k závažným deformacím, které by zásadně ovlivňovaly přesnost obrábění.

Rozbor silového zatížení os rotačně sklopného stolu:

Rozbor bude proveden pro dva krajní stavy nastavení os rotačně sklopného stolu. V prvním stavu (**poloha A**) je deska stolu vodorovně, ve stavu druhém (**poloha B**) je svisle. Patrné je to z obrázku Obr. 63 (obrázek je pouze ilustrační).

Poloha A

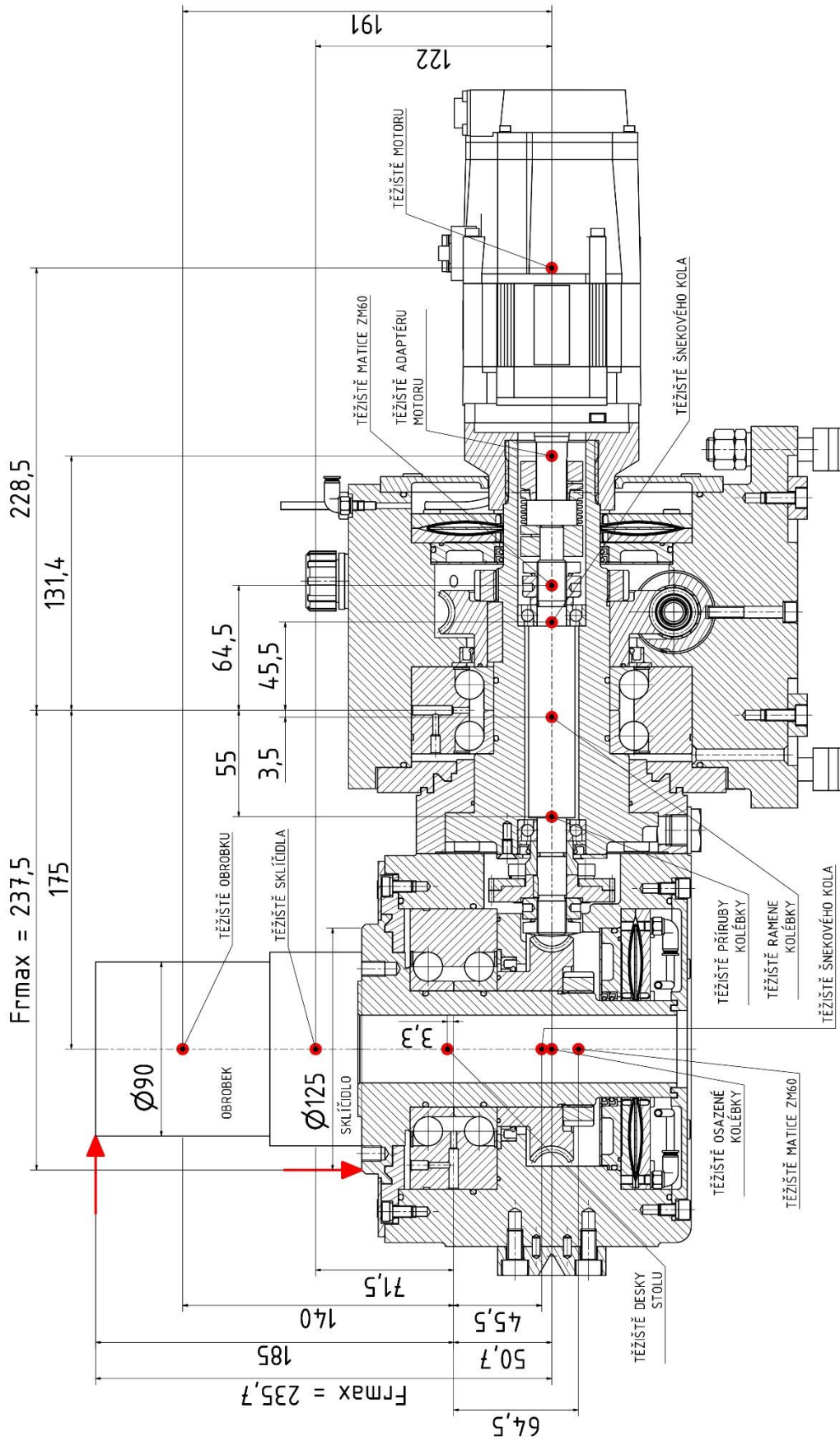
Poloha B



Obr. 63

Krajní polohy stolu pro silový rozbor

Pro výpočet silového zatížení os je nezbytné znát nejen síly od technologie, ale také hmotnosti jednotlivých dílců, které zatěžují ložiska. Dále musí být známa ramena působících sil od obrábění a ramena těžišť součástí. Všechny hodnoty potřebných hmotností a silových ramen jsou shrnuty v tabulce Tab. 11 a Tab. 12, která navazuje na obrázek Obr. 64. Na něm jsou příslušná ramena vyznačena. Do výpočtového modelu bylo použito sklíčidlo Bison 3574-100-P o vnějším průměru **100mm** a výšce **50mm**. Jako obrobek byl zvolen válec o průměru **90mm** a výšce rovněž **90mm**. Nicméně výpočet počítá s tím, že nástroj bude obrábět i na samé hraně desky stolu, jejíž průměr činí **125mm**.



Obr. 64

Znázornění těžišť a silových ramen

Hmotnost osazené kolébky (+sklíčidlo)	m_{ko}	54,5	[kg]
Hmotnost celé osy A (+sklíčidlo)	m_A	67	[kg]
Hmotnost sklíčidla	m_s	2,8	[kg]
Hmotnost obrobku	m_o	1	[kg]
Hmotnost desky stolu s příslušenstvím	m_d	3,9	[kg]
Průměr desky stolu	d_s	125	[mm]
Výška obrobku	v_o	90	[mm]
Výška obrobku od osy A (naklápění)	v_{oA}	235,7	[mm]
Výška obrobku od ložiska osy C	v_{oC}	185	[mm]
Rameno těžiště kolébky vůči ložisku osy A	rt_{kA}	175	[mm]
Rameno těžiště obrobku vůči ložisku osy A	rt_{oA}	191	[mm]
Rameno těžiště obrobku vůči ložisku osy C	rt_{oC}	140	[mm]
Rameno těžiště sklíčidla vůči ložisku osy A	rt_{sA}	122	[mm]
Rameno těžiště sklíčidla vůči ložisku osy C	rt_{sC}	71,5	[mm]

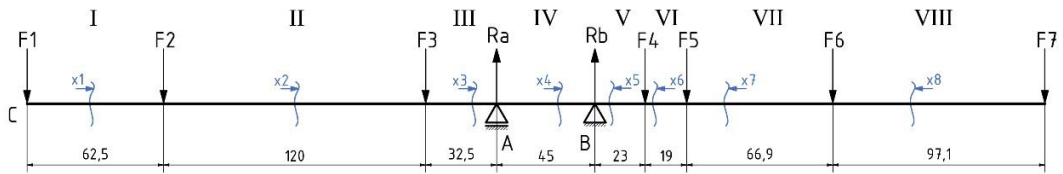
Tab. 11 Hodnoty hmotností a silových ramen

Pozn. Všechna těžiště byla zjišťována pomocí CAD softwaru Autodesk Inventor 2008. Poloha těžiště osazené kolébky vyšla téměř do středu tělesa na křížení os A a C. Proto došlo k zaokrouhlení a posunutí těžiště přímo do křížení obou os.

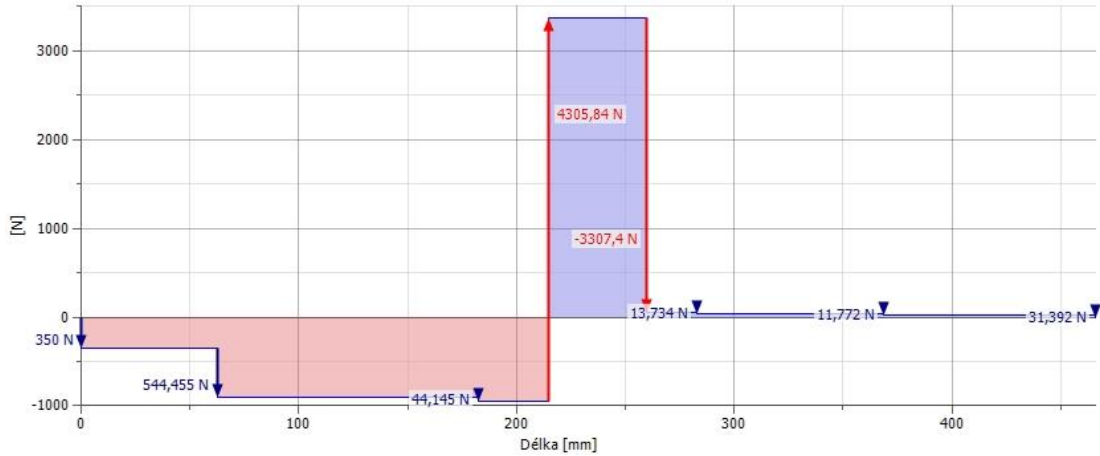
Silový rozbor zařízení v poloze A:

Deformace struktury:

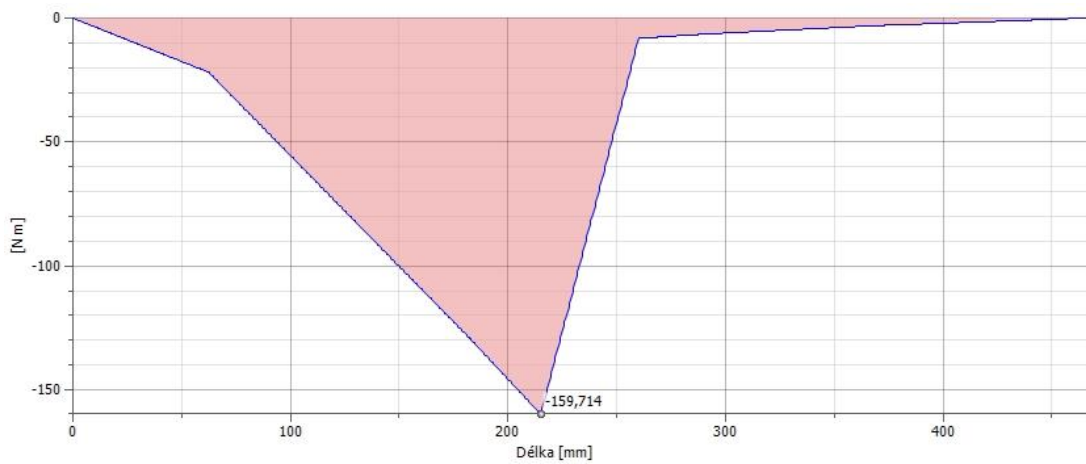
Pro lepší představu, jak je celá **struktura pohybové osy A** zatěžována, byl vytvořen zjednodušený model, kdy došlo k nahrazení ramene kolébky a tělesa kolébky jednoduchým nosníkem (Obr. 65). Ten je zatěžován silami rovnajícími se hmotnostem jednotlivých dílců a silou od obrábění. Poloha sil odpovídá polohám těžišť (Obr. 64). Nahrazeným nosníkem je trubka o vnějším průměru $D=65\text{mm}$ a vnitřním průměru $d=30\text{mm}$. Z následujícího výpočtu byly získány velikosti posouvajících sil (Obr. 66), průběhy momentu po délce nosníku (Obr. 67) a průhyb na jeho konci (Obr. 68). Tento zjednodušený model má analyticky ověřit správnost výpočtů stejných součástí, které byly vzhledem k tvarové složitosti provedeny pomocí softwaru.



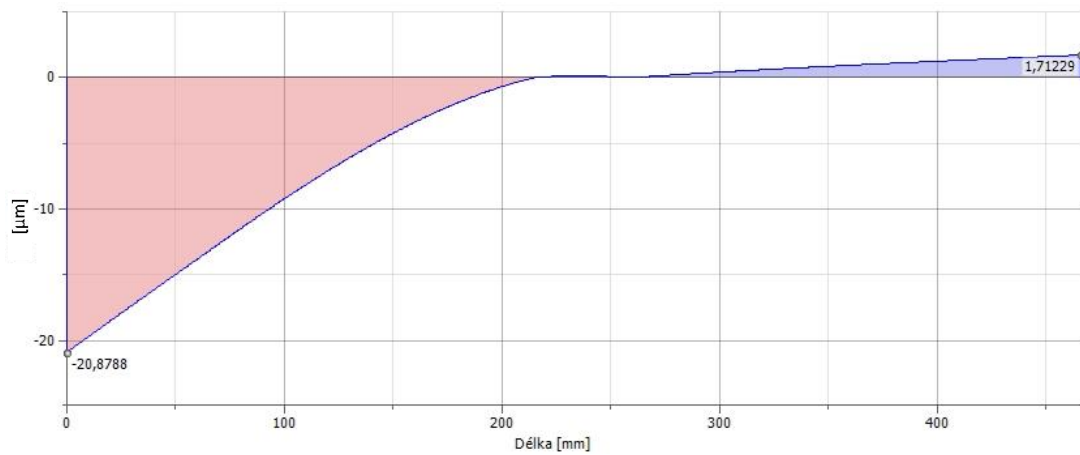
Obr. 65 Zjednodušený model zatěžování osy A



Obr. 66 Velikosti posouvajících sil v ose A



Obr. 67 Velikost ohybového momentu v ose A



Obr. 68 Velikost průhybu po délce nosníku v ose A

Označení a velikosti sil jsou následující:

- $F_1 = 350[N]$ síla od obrábění
- $F_2 = 544,455[N]$ síla od hmotnosti osazené kolébky
- $F_3 = 44,145[N]$ síla od hmotnosti příruby kolébky
- $F_4 = 13,734[N]$ síla od hmotnosti šnekového kola
- $F_5 = 2,943[N]$ síla od hmotnosti matice ZM60
- $F_6 = 11,772[N]$ síla od hmotnosti adaptéru motoru
- $F_7 = 31,392[N]$ síla od hmotnosti hnacího motoru

Momentové rovnice vztahené k podpěrám mají následující tvar:

Σ_{M_A} :

$$\begin{aligned} F_1 \cdot 0,215 + F_2 \cdot 0,1525 + F_3 \cdot 0,0325 + R_B \cdot 0,045 - F_4 \cdot 0,068 - F_5 \cdot 0,087 - F_6 \\ \cdot 0,1539 - F_7 \cdot 0,251 = 0 \Rightarrow 148,83 + R_B \cdot 0,045 = 0 \Rightarrow R_B \\ = -\frac{148,83}{0,045} = \underline{3\,307,33[N]} \end{aligned} \quad (06)$$

Σ_{M_B} :

$$\begin{aligned} F_1 \cdot 0,260 + F_2 \cdot 0,1975 + F_3 \cdot 0,0775 - R_A \cdot 0,045 - F_4 \cdot 0,023 - F_5 \cdot 0,042 - F_6 \\ \cdot 0,1089 - F_7 \cdot 0,206 = 0 \Rightarrow 193,76 - R_A \cdot 0,045 = 0 \Rightarrow R_A \\ = \frac{193,76}{0,045} = \underline{4\,305,78[N]} \end{aligned} \quad (07)$$

Výpočet posouvajících sil i ohybového momentu probíhal pomocí metody řezu. Nosník (Obr. 65) byl rozdělen na osm výpočetních úseků:

I: zleva $\Rightarrow x_I \in (0; 62,5)$ (08)

$$T_I(x_I) = -F_1 = \underline{-350[N]} \quad (09)$$

$$M_{O_I}(x_I) = -F_1 \cdot x_I = -350 \cdot 0,0625 = \underline{-21,88[Nm]} \quad (10)$$

II: zleva $\Rightarrow x_{II} \in (62,5; 182,5)$ (11)

$$T_{II}(x_{II}) = -F_1 - F_2 = -350 - 544,455 = \underline{-894,46[N]} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} M_{O_{II}}(x_{II}) &= -F_1 \cdot x_{II} - F_2 \cdot (x_{II} - 0,0625) \\ &= -350 \cdot 0,1825 - 544,455 \cdot (0,1825 - 0,0625) = \underline{-129,21[Nm]} \end{aligned} \quad (13)$$

III: zleva $\Rightarrow x_{III} \in (182,5; 215)$ (14)

$$T_{III}(x_{III}) = -F_1 - F_2 - F_3 = -350 - 544,455 - 44,145 = \underline{-938,6[N]} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} M_{O_{III}}(x_{III}) &= -F_1 \cdot x_{III} - F_2 \cdot (x_{III} - 0,0625) - F_3 \cdot (x_{III} - 0,1825) \\ &= -350 \cdot 0,215 - 544,455 \cdot (0,215 - 0,0625) - 44,145 \\ &\quad \cdot (0,215 - 0,1825) = \underline{-159,71[Nm]} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{IV: zleva} \Rightarrow x_{IV} \in \langle 215 ; 260 \rangle \quad (17)$$

$$T_{IV}(x_{IV}) = -F_1 - F_2 - F_3 + R_A = -350 - 544,455 - 44,145 + 4\,305,78 = \underline{3\,367,2[N]} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Mo_{IV}(x_{IV}) &= -F_1 \cdot x_{IV} - F_2 \cdot (x_{IV} - 0,0625) - F_3 \cdot (x_{IV} - 0,1825) + R_A \cdot (x_{IV} - 0,215) \\ &= -350 \cdot 0,260 - 544,455 \cdot (0,260 - 0,0625) - 44,145 \\ &\quad \cdot (0,260 - 0,1825) + 4\,305,78 \cdot (0,260 - 0,215) = \underline{-8,19[Nm]} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\text{V: zprava} \Rightarrow x_V \in \langle 183 ; 206 \rangle \quad (20)$$

$$T_V(x_V) = F_7 + F_6 + F_5 + F_4 = 31,392 + 11,772 + 2,943 + 13,734 = \underline{59,841[N]} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} Mo_V(x_V) &= -F_7 \cdot x_V - F_6 \cdot (x_V - 0,0971) - F_5 \cdot (x_V - 0,164) - F_4 \cdot (x_V - 0,183) \\ &= 31,392 \cdot 0,206 - 11,772 \cdot (0,206 - 0,0971) - 2,943 \\ &\quad \cdot (0,206 - 0,164) - 13,734 \cdot (0,206 - 0,183) = \underline{-8,19[Nm]} \end{aligned} \quad (22)$$

$$\text{VI: zprava} \Rightarrow x_{VI} \in \langle 164 ; 183 \rangle \quad (23)$$

$$T_{VI}(x_{VI}) = F_7 + F_6 + F_5 = 31,392 + 11,772 + 2,943 = \underline{46,11[N]} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} Mo_{VI}(x_{VI}) &= -F_7 \cdot x_{VI} - F_6 \cdot (x_{VI} - 0,0971) - F_5 \cdot (x_{VI} - 0,164) \\ &= 31,392 \cdot 0,183 - 11,772 \cdot (0,183 - 0,0971) - 2,943 \\ &\quad \cdot (0,183 - 0,164) = \underline{-6,81[Nm]} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\text{VII: zprava} \Rightarrow x_{VII} \in \langle 97,1 ; 164 \rangle \quad (26)$$

$$T_{VII}(x_{VII}) = F_7 + F_6 = 31,392 + 11,772 = \underline{43,164[N]} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} Mo_{VII}(x_{VII}) &= -F_7 \cdot x_{VII} - F_6 \cdot (x_{VII} - 0,0971) \\ &= 31,392 \cdot 0,164 - 11,772 \cdot (0,164 - 0,0971) = \underline{-5,94[Nm]} \end{aligned} \quad (28)$$

$$\text{VIII: zprava} \Rightarrow x_{VIII} \in \langle 0 ; 97,1 \rangle \quad (29)$$

$$T_{VIII}(x_{VIII}) = F_7 = \underline{31,392[N]} \quad (30)$$

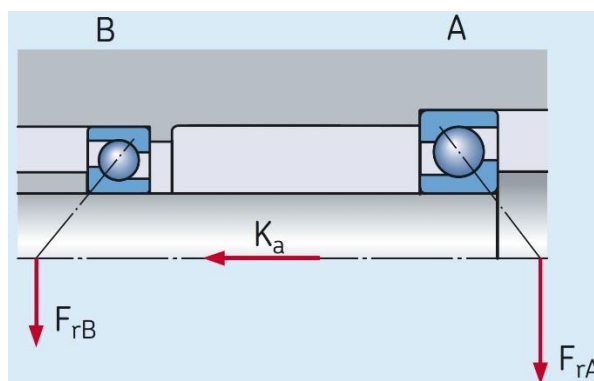
$$Mo_{VIII}(x_{VIII}) = -F_7 \cdot x_{VIII} = 31,392 \cdot 0,0971 = \underline{-3,05[Nm]} \quad (31)$$

Průhyb v místě **C** byl vyšetřen pomocí Vereščaginova pravidla, kdy byl momentový obrazec (Obr. 67) rozdělen na příslušný počet trojúhelníků a obdélníků pro snadné vyjádření jejich těžišť. Do bodu **C** byla umístěna jednotková síla a opět vytvořen její momentový obrazec. Podle polohy těžišť z momentového obrazce na Obr. 67 byly odečteny velikosti momentu z momentového obrazce od jednotkové síly.

$$J_z = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (0,065^4 - 0,03^4) = \underline{8,364797 \cdot 10^{-7} [mm^4]} \quad (32)$$

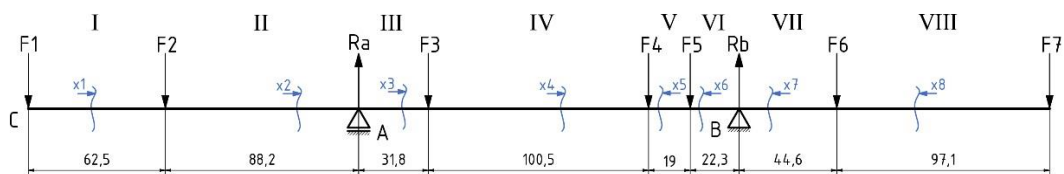
$$\begin{aligned}
 v_c = & \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot 0,0625 \cdot (-21,88) \right] \cdot \left[\frac{2}{3} \cdot (-0,0625) \right] + \right. \\
 & [0,12 \cdot (-21,88)] \cdot [-0,1225] + \left[\frac{1}{2} \cdot 0,12 \cdot (-129,21 + 21,88) \right] \cdot [-0,1425] + \\
 & [0,0325 \cdot (-129,214)] + \left[\frac{1}{2} \cdot 0,0325 \cdot (-159,71 + 129,21) \right] \cdot [-0,2042] + \\
 & \left. \left[\frac{1}{2} \cdot 0,045 \cdot (-159,71 + 8,19) \right] \cdot [-0,03] + [0,045 \cdot (-8,19)] \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (-0,045) \right] \right\} \Rightarrow \\
 & \frac{1}{(2,1 \cdot 10^5) \cdot (0,364797 \cdot 10^{-7})} \cdot 3,68 = \underline{20,95[mm]}
 \end{aligned} \tag{33}$$

Tento výpočet ovšem vyjadřuje pouze chování nosníku, tedy náhrady struktury osy A jako takové. A jeho výsledkem je silové působení pouze na nosník tak, jak je uložen v ložisku osy A. Chceme-li však znát, jaké síly působí v ložisku, je nutné posunout podpěry tam, kde směrnice jejich stykového úhlu protíná osu nosníku. Stykový úhel ložiska INA FAG ZKLF60145-2Z je 60° a ložisková dvojice je uložena do „O“. Radiální síla působící na ložisko se vlivem stykového úhlu částečně transformuje na axiální sílu, která se opírá do protějšího ložiskového kroužku. Je to patrné z obrázku Obr. 69. Síly působící v ložisku je potřeba znát pro vyjádření jeho deformace.

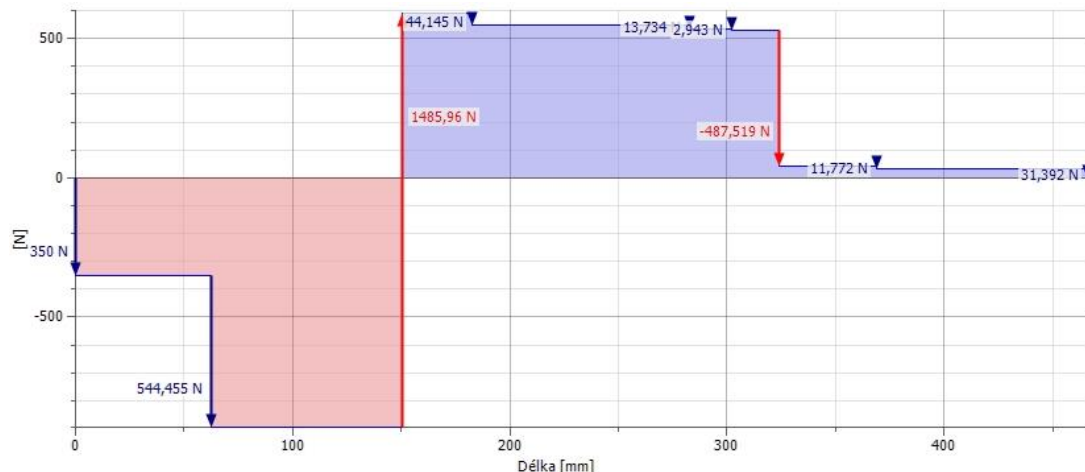


Obr. 69 Uložení ložiska zády k sobě do „O“ [SKF]

Na následujících obrázcích Obr. 70 a 71 jsou zobrazeny náhrada nosníku a posouvající síla, která je klíčová pro to, abychom získali hodnoty radiálních sil působících do ložiska.



Obr. 70 Zjednodušený model zatěžování



Obr. 71 Velikosti posouvajících sil vůči ložisku

Výpočet probíhal stejným způsobem jako v předchozím případě, proto je zde již uveden pouze koncový výsledek. Důležité jsou hodnoty reakcí v podporách, protože jejich součet je výslednou radiální silou působící na ložisko.

- $R_a = 1\,485,96[N]$
- $R_b = 487,52[N]$

$$R_a + R_b = 1\,485,96 + 457,52 = \underline{1\,973,48[N]} \quad (34)$$

Vnitřní radiální síla působící do ložiska tedy činí **1 973,48[N]**. Tato síla vystupuje ve výpočtech, které analyzují průhyb kolébky vlivem deformace ložiska.

Ve skutečnosti však vypadají dílce, ze kterých se osa A skládá mnohem složitěji a mají různou tuhost. Z tohoto důvodu má smysl na ohyb počítat pouze rameno kolébky (viz. výkres 02-01-1715) a ostatní součásti považovat za absolutně tuhé, protože jejich tuhost je o několik řádů vyšší. Výsledný průhyb v bodě **C** v hodnotě **20,95 μ m** má ověřit, že výpočet za pomoci softwaru je správný, pokud se nebude lišit výrazným způsobem. Deformace od ohybu ramene kolébky bude k deformaci od ložisek přičtena až po jejich silovém rozboru (viz. rovnice (72)).

Výpočet průhybu ramene kolébky byl proveden pomocí modulu Design Accelerator grafického CAD softwaru Autodesk Inventor Professional 2015. Modul Design Accelerator není MKP řešič, ale pracuje s běžnými početními aparáty pružnosti a pevnosti. Proto jím lze řešit jen taková geometrická tělesa, se kterými lze pracovat i při ručním výpočtu. Zároveň nedochází k žádným zjednodušením. Na rameno kolébky bylo umístěno silové zatížení od hmotnosti významných dílců, včetně sil od obrábění. Výsledný průhyb byl vyšetřován v místě, kde je k rameni kolébky připojena příruba ramene, protože ta na rameno kolébky přenáší silové působení od tělesa kolébky a samozřejmě také technologických sil. Výsledkem je průhyb **2,715 μ m**. To ale není ještě koncová hodnota. Chceme-li znát průhyb na maximálním rameni, kde může působit nástroj, stačí výše zmíněnou hodnotu přepočítat na delší rameno pomocí podobnosti trojúhelníků. Tím získáme hodnotu **12,074 μ m**. Při porovnání výsledků obou výpočetních metod

($v_c = 20,95\mu\text{m} \Leftrightarrow 12,074\mu\text{m}$) se dá konstatovat, že software provedl výpočet korektně a proto bude pro další výpočty použita hodnota získaná z něj.

Na pohybovou osu C sice v poloze A také působí radiální síla, a to od nástroje v hodnotě 350[N], ale ve vodorovném směru, nikoliv v kolmém. Proto nebude tento stav pro polohu A vyšetřován.

Deformace ložiska:

Nejprve bude proveden vedlejší rozbor celkového klopného momentu, kterým působí celá osa A do ložiska ve kterém je uložena. Při pohledu na boční řez (Obr. 56) rotačně sklopným stolem je patrné, že osazená kolébka působí na ložisko levotočivým momentem, protože její převislý konec směřuje nalevo od něj. Ovšem část ramene kolébky společně s adaptérem motoru a motorem samotným tvoří pravý převislý konec, který svojí hmotností částečně kompenzuje klopný moment kolébky. Tvoří tedy jakousi protiváhu. Ačkoliv není příliš velká, zanedbatelná není. V tabulce Tab. 12 jsou shrnuty všechny komponenty, které zřetelněji ovlivňují celkový klopný moment ramene spolu s výsledným momentem celé osy. Ramena sil jsou vzdálenosti těžišť daných dílců vůči středu ložiska osy A.

Dílec	Hmotnost		Rameno síly		Dílčí momenty			
Osazená kolébka	55,5	[kg]	544,5	[N]	175	[mm]	95,28	[Nm]
Příruba kolébky	4,5	[kg]	44,15	[N]	55	[mm]	2,43	[Nm]
Maticе ZM60	0,3	[kg]	2,94	[N]	64,5	[mm]	-0,19	[Nm]
Šnekové kolo	1,4	[kg]	13,73	[N]	45,5	[mm]	-0,62	[Nm]
Adaptér motoru	1,2	[kg]	11,77	[N]	131,4	[mm]	-1,55	[Nm]
Motor	3,2	[kg]	31,4	[N]	228,5	[mm]	-7,17	[Nm]
Výsledný moment M_{VA} do ložiska osy A							Σ88,17	[Nm]

Tab. 12 Tabulka klopných momentů působících na ložisko osy A

Následně je proveden celý silový rozbor rotačně sklopného stolu v **poloze A** podle obrázku Obr. 63. Hodnoty některých sil v ložiscích jsou vyvozeny pouze maximální silou nástroje, kterou je schopen vyvinout. Klopné momenty, které vyvozují hmotnosti jednotlivých dílců, jsou již souhrnně zastoupeny výsledným momentem M_{VA} . V tabulce Tab. 13 jsou shrnuty výsledné silové účinky. Vztahy ze kterých byly hodnoty získány, jsou uvedeny pod tabulkou.

Silový rozbor v poloze A			
Zatížení ložisek silou			
Osa A			
Axiální síla ve směru X	Fax-Aa	957,66	[N]
Radiální síla ve směru Y	Fry-Aa	957,66	[N]
Radiální síla ve směru Z	Frz-Aa	1 973,48	[N]
Osa C			
Radiální síla ve směru X	Frx-Ac	745,86	[N]
Radiální síla ve směru Y	Fry-Ac	745,86	[N]
Axiální síla ve směru Z	Faz-Ac	425,54	[N]
Zatížení ložisek momentem			
Osa A			
Moment kolem osy Y	My-Aa	172,38	[Nm]
Moment kolem osy Z	Mz-Aa	82,5	[Nm]
Osa C			
Moment kolem osy X	Mx-Ac	64,75	[Nm]
Moment kolem osy Y	My-Ac	64,75	[Nm]
Zatížení šneků/brzd momentem			
Osa A			
Moment kolem osy X	Mx-Aa	82,5	[Nm]
Osa C			
Moment kolem osy Z	Mz-Ac	21,88	[Nm]

Tab. 13

Hodnoty sil v poloze A

$$F_{ax} - Aa = \underline{957,66[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (35)$$

$$F_{ry} - Aa = \underline{957,66[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (36)$$

$$F_{rz} - Aa = \underline{1\,973,48[N]} \dots \text{viz. rovnice (34)} \quad (37)$$

$$F_{rx} - Ac = \underline{745,86[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (38)$$

$$F_{ry} - Ac = \underline{745,86[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (39)$$

$$F_{az} - A_c = m_s \cdot g + m_o \cdot g + m_d \cdot g + F_{max} = 2,8 \cdot 9,81 + 1 \cdot 9,81 + 3,9 \cdot 9,81 + 350 = \underline{425,54[N]} \quad (40)$$

$$M_y - A_a = F_{max} \cdot \frac{v_{oA}}{1000} + M_V + m_o \cdot g \cdot r_{t_{kA}} = 350 \cdot \frac{235,7}{1000} + 88,17 + 1 \cdot 9,81 \cdot 175 = \underline{172,38[Nm]} \quad (41)$$

$$M_z - A_a = F_{max} \cdot \frac{v_{oA}}{1000} = 350 \cdot \frac{235,7}{1000} = \underline{82,5[Nm]} \quad (42)$$

$$M_x - A_c = F_{max} \cdot \frac{v_{oC}}{1000} = 350 \cdot \frac{185}{1000} = \underline{64,75[Nm]} \quad (43)$$

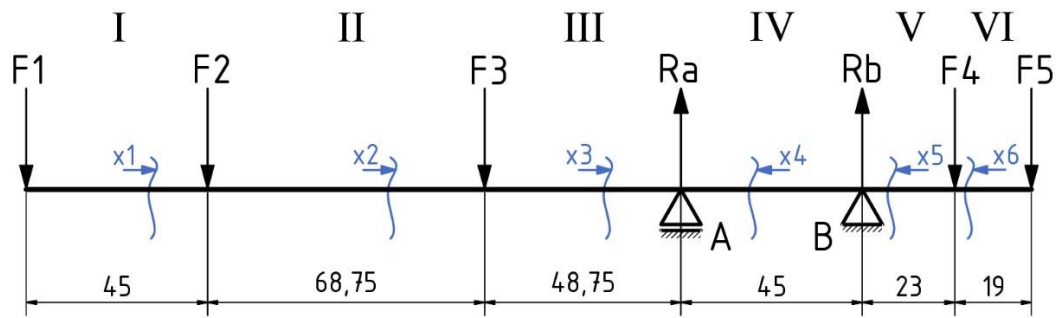
$$M_y - A_c = F_{max} \cdot \frac{v_{oC}}{1000} = 350 \cdot \frac{185}{1000} = \underline{64,75[Nm]} \quad (44)$$

$$M_x - A_a = F_{max} \cdot \frac{v_{oA}}{1000} = 350 \cdot \frac{235,7}{1000} = \underline{82,5[Nm]} \quad (45)$$

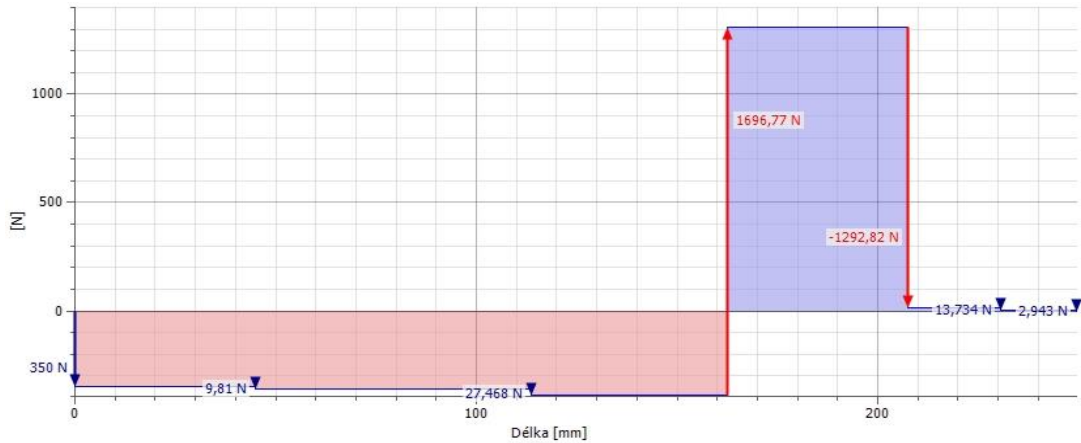
$$M_z - A_c = F_{max} \cdot \frac{\frac{d_s}{2}}{1000} = 350 \cdot \frac{\frac{125}{2}}{1000} = \underline{21,88[Nm]} \quad (46)$$

Silový rozbor zařízení v poloze B:

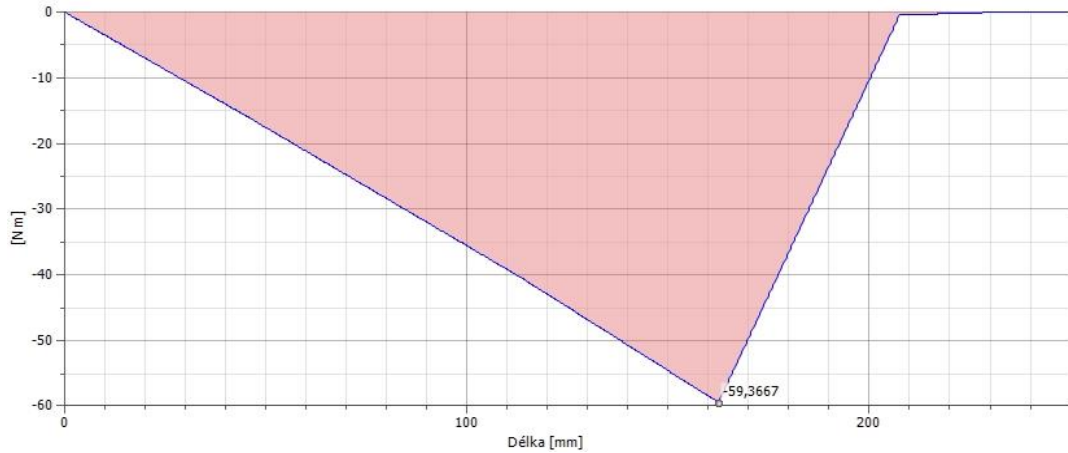
Silový rozbor rotačně sklopného stolu v **poloze B** (podle obrázku Obr. 63) je principiálně ekvivalentní rozboru v poloze A. Způsob zatěžování a deformace struktury osy A platí v tomto případě beze změny. Rozdíl nastane až v zatěžování a deformaci osy C. Opět byl vytvořen náhradní model (Obr. 72), tentokrát pro hřídel desky stolu. Ta byla nahrazena nosníkem v podobě trubky o vnějším průměru **D=60mm** a vnitřním průměru **d=35mm**. Na obrázcích Obr. 73; 74 a 75 jsou v pořadí velikosti posouvajících sil; průběhy momentu po délce nosníku a průhyb na jeho konci.



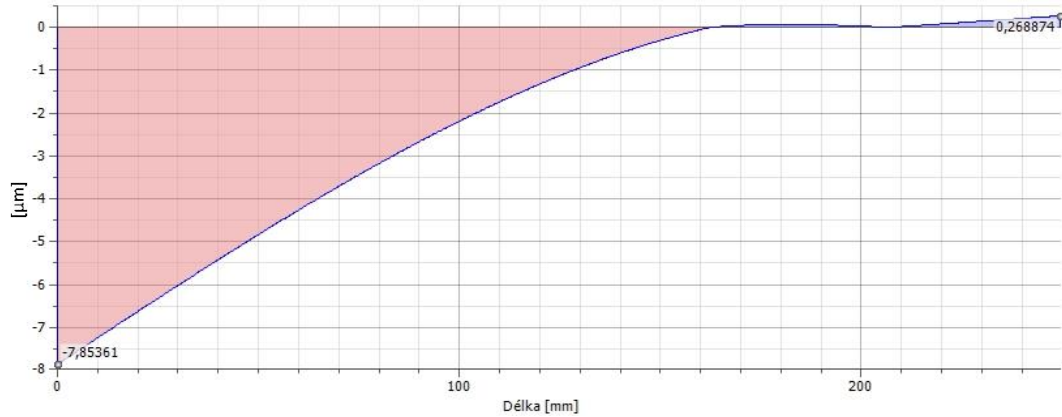
Obr. 72 Zjednodušený model zatěžování osy C



Obr. 73 Velikosti posouvajících sil v ose C



Obr. 74 Velikost ohybového momentu v ose C



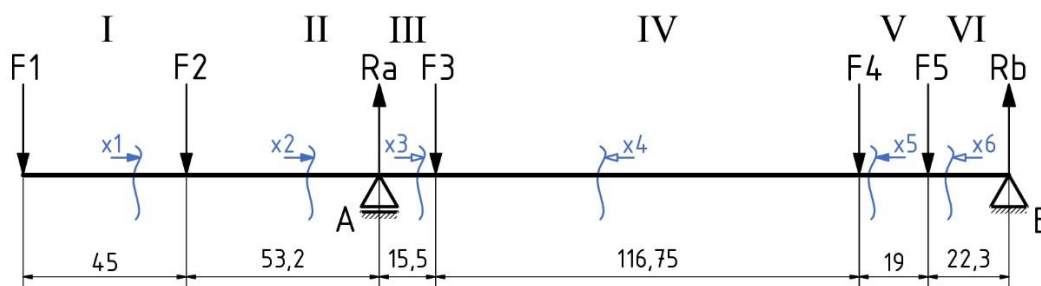
Obr. 75 Velikost průhybu po délce nosníku v ose C

Označení a velikosti sil jsou následující:

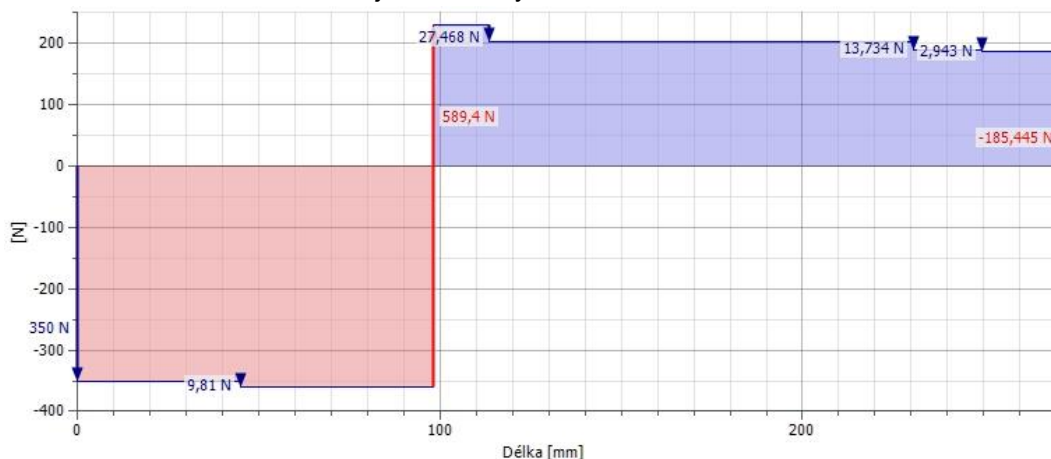
- $F_1 = 350[\text{N}]$ síla od obrábění
- $F_2 = 9,81[\text{N}]$ síla od hmotnosti obrobku
- $F_3 = 27,468[\text{N}]$ síla od hmotnosti sklíčidla
- $F_4 = 13,734[\text{N}]$ síla od hmotnosti šnekového kola
- $F_5 = 2,943[\text{N}]$ síla od hmotnosti matice ZM60

Tato analýza stejně jako v předchozím případě vyjadřuje pouze chování nosníku, tedy náhrady struktury osy C jako takové. A jejím výsledkem je silové působení pouze na nosník tak, jak je uložen v ložisku osy C v poloze B. Teoretický průhyb pod nástrojem na největším rameni vyšel $v=7,85\mu\text{m}$. Správnost tohoto výsledku je však velmi diskutabilní vzhledem k míře zjednodušení, protože předpovědět například ohyb sklíčidla je téměř nemožné. A jeho deformace je mnohem menší, než deformace nahrazeného nosníku. Proto bude hřídel desky stolu spolu s dalšími navazujícími součástmi považována za absolutně tuhou a na deformaci osy C se bude podílet pouze ložisko.

Pro zjištění, jaké síly působí v ložisku, je opět nutné posunout podpěry tam, kde směrnice jejich stykového úhlu protíná osu nosníku. Na následujících obrázcích Obr. 76 a 77 jsou zobrazeny náhrada nosníku a posouvající síla, která je nezbytná pro to, abychom získali hodnoty radiálních sil působících do ložiska.



Obr. 76 Zjednodušený model zatěžování



Obr. 77 Velikosti posouvajících sil vůči ložisku

Důležité jsou hodnoty reakcí v podporách, protože jejich součet je výslednou radiální silou působící na ložisko.

- $R_a = 589,4[\text{N}]$
- $R_b = 185,4[\text{N}]$

$$R_a + R_b = 589,4 + 185,4 = \underline{774,8[\text{N}]} \quad (47)$$

Vnitřní radiální síla působící do ložiska tedy činí **774,8[N]**. Tato síla vystupuje ve výpočtech, které analyzují průhyb kolébky vlivem deformace ložiska.

Deformace ložiska:

Stejně jako v případě osy A je pro polohu B nejprve proveden vedlejší rozbor celkového klopného momentu, kterým působí celá osa C do ložiska, ve kterém je uložena. Některé dílce působí klopným momentem v levém směru a některé ve směru opačném a působí tudíž jako protiváha. V tabulce Tab 14 jsou shrnuty všechny komponenty, které zřetelněji ovlivňují celkový klopný moment ramene spolu s výsledným momentem celé osy. Ramena sil jsou vzdálenosti těžišť daných dílců vůči středu ložiska osy A.

Dílec	Hmotnost		Rameno síly		Dílčí momenty			
Obrobek	1	[kg]	9,81	[N]	140	[mm]	1,37	[Nm]
Skříčidlo	2,8	[kg]	27,47	[N]	71,5	[mm]	1,96	[Nm]
Matice ZM60	0,3	[kg]	2,94	[N]	64,5	[mm]	-0,19	[Nm]
Šnekové kolo	1,4	[kg]	13,73	[N]	45,5	[mm]	-0,62	[Nm]
Výsledný moment M_{VB} do ložiska osy C							$\Sigma 2,52$	[Nm]

Tab. 14 Tabulka klopných momentů působících na ložisko osy C

V tomto případě tvoří protiváha tak malou hodnotu momentu, že nemá smysl jí do výsledného zatěžení uvažovat. Následuje silový rozbor rotačně sklopného stolu v **poloze B** podle obrázku Obr. 63. Hodnoty některých sil v ložiscích jsou vyvozeny pouze maximální silou nástroje, kterou je schopen vyvinout. V tabulce Tab. 15 jsou shrnuty výsledné silové účinky. Vztahy ze kterých byly hodnoty získány, jsou uvedeny pod tabulkou.

Silový rozbor v poloze B			
Zatížení ložisek silou			
Osa A			
Axiální síla ve směru X	Fax-Ba	957,66	[N]
Radiální síla ve směru Y	Fry-Ba	957,66	[N]
Radiální síla ve směru Z	Frz-Ba	1 973,48	[N]
Osa C			
Radiální síla ve směru X	Frx-Bc	745,86	[N]
Axiální síla ve směru Y	Fay-Bc	745,86	[N]
Radiální síla ve směru Z	Frz-Bc	774,8	[N]
Zatížení ložisek momentem			
Osa A			
Moment kolem osy Y	My-Ba	172,38	[Nm]
Moment kolem osy Z	Mz-Ba	82,5	[Nm]
Osa C			
Moment kolem osy X	Mx-Bc	68,09	[Nm]
Moment kolem osy Z	Mz-Bc	21,88	[Nm]
Zatížení šneků/brzd momentem			
Osa A			
Moment kolem osy X	Mx-Ba	87,72	[Nm]
Osa C			
Moment kolem osy Y	My-Bc	21,88	[Nm]

Tab. 15

Hodnoty sil v poloze B

$$F_{ax} - Ba = \underline{957,66[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (48)$$

$$F_{ry} - Ba = \underline{957,66[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (49)$$

$$F_{rz} - Ba = \underline{1\,973,48[N]} \dots \text{viz. rovnice (34)} \quad (50)$$

$$F_{rx} - Bc = \underline{745,86[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (51)$$

$$F_{ay} - Bc = \underline{745,86[N]} \rightarrow \text{pouze od nástroje} \quad (52)$$

$$Frz - Bc = \underline{774,8[N]} \dots \text{viz. rovnice (47)} \quad (53)$$

$$My - Ba = F_{max} \cdot \frac{v_{oA}}{1000} + M_V + m_o \cdot g \cdot rt_{kA} = 350 \cdot \frac{235,7}{1000} + 88,17 + 1 \cdot 9,81 \cdot 175 = \underline{172,38[Nm]} \quad (54)$$

$$Mz - Ba = F_{max} \cdot \frac{v_{oA}}{1000} = 350 \cdot \frac{235,7}{1000} = \underline{82,5[Nm]} \quad (55)$$

$$Mx - Bc = F_{max} \cdot \frac{v_{oC}}{1000} + m_o \cdot g \cdot \frac{rt_{oC}}{1000} + m_s \cdot g \cdot \frac{rt_{sC}}{1000} = 350 \cdot \frac{185}{1000} + 1 \cdot 9,81 \cdot \frac{140}{1000} + 2,8 \cdot 9,81 \cdot \frac{71,5}{1000} = \underline{68,09[Nm]} \quad (56)$$

$$Mz - Bc = F_{max} \cdot \frac{\frac{d_s}{2}}{1000} = 350 \cdot \frac{\frac{125}{2}}{1000} = \underline{21,88[Nm]} \quad (57)$$

$$Mx - Ba = F_{max} \cdot \frac{v_{oA}}{1000} + m_o \cdot g \cdot \frac{rt_{oA}}{1000} + m_s \cdot g \cdot \frac{rt_{sA}}{1000} = 350 \cdot \frac{235,7}{1000} + 1 \cdot 9,81 \cdot \frac{191}{1000} + 2,8 \cdot 9,81 \cdot \frac{122}{1000} = \underline{87,72[Nm]} \quad (58)$$

$$My - Bc = F_{max} \cdot \frac{\frac{d_s}{2}}{1000} = 350 \cdot \frac{\frac{125}{2}}{1000} = \underline{21,88[Nm]} \quad (59)$$

Výpočet deformace rotačně sklopného stolu:

Výpočet deformace rotačně sklopného stolu je proveden pro obě krajní polohy. Tedy polohu A a polohu B podle obrázku Obr. 63 a vždy ve svislém směru. Deformace ve svislém směru jsou největší, kvůli vlivu hmotnosti jednotlivých dílců. Ve výpočtu vystupují síly ze silového rozboru z předešlého výpočtu. Ty působí na strukturu stolu vždy v tom nejméně příznivém místě, tzn. na největším použitelném silovém rameni $\mathbf{Fr_{max} = 235,7mm}$. Do analytického výpočtu jsou zahrnuty pouze deformace ložisek obou os a rameno kolébky. Ostatní dílce lze považovat za absolutně tuhé, protože jejich hodnoty deformace jsou o dva až tři řády nižší. U ramene kolébky je uvažován pouze jeho ohyb, nikoliv krut. Hodnota krutu je také velmi nízká na to, aby zdatelně ovlivnila výsledek. To bude patrné později, kdy bude proveden výpočet torzní tuhosti pohonných řetězců kvůli zjištění vlastních frekvencí pohybových os.

Kuličková ložiska INA FAG ZKLF60145-2Z použitá pro uložení pohybových os mají následující vlastnosti:

- Tuhost v axiálním směru $\mathbf{C_{aL} = 1300}$ [N/μm]
- Tuhost v radiálním směru $\mathbf{C_{rL} = 1690}$ [N/μm]
- Tuhost vůči klopení $\mathbf{C_{kL} = 1650}$ [Nm/mrad]

Hodnoty průhybů pod špičkou nástroje vzniklých deformací ložisek jsou shrnuty v tabulce Tab. 16. Vztahy ze kterých byly hodnoty získány, jsou uvedeny pod tabulkou.

Průhyby stolu pod špičkou nástroje vzniklé deformací ložiska			
Poloha A			
Osa A			
Naklopení od momentu My-Aa	αMy-Aa	0,00599	[°]
Deformace od momentu My-Aa	vMy-Aa	24,625	[μm]
Deformace od posouvající síly Frz-Aa	vFrz-Aa	1,168	[μm]
Osa C			
Deformace od posouvající síly Faz-Ac	vFaz-Ac	0,327	[μm]
ΣA			
Celkový průhyb vlivem deformace ložisek (poloha A)	V_{maxA}	26,12	[μm]
Poloha B			
Osa A			
Naklopení od momentu My-Ba	αMy-Ba	0,00599	[°]
Deformace od momentu My-Ba	vMy-Ba	24,625	[μm]
Deformace od posouvající síly Frz-Ba	vFrz-Ba	1,168	[μm]
Osa C			
Naklopení od momentu Mx-Bc	αMx-Bc	0,00236	[°]
Deformace od momentu Mx-Bc	vMx-Bc	9,726	[μm]
Deformace od posouvající síly Frz-Bc	vFrz-Bc	0,458	[μm]
ΣB			
Celkový průhyb vlivem deformace ložisek (poloha B)	V_{maxB}	35,977	[μm]

Tab. 16 Průhyby stolu vlivem deformace ložisek

$$\alpha_{My - Aa} = \frac{My - Aa}{C_{KL}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{172,38}{1\,650} \cdot \frac{1}{1000} = 0,0001045[\text{rad}] = 0,00599[^\circ] \quad (60)$$

$$v_{My - Aa} = (\sin \alpha_{My - Aa}) \cdot Fr_{max} = (\sin 0,00599) \cdot 235,7 = 0,024625[\text{mm}] = 24,625[\mu\text{m}] \quad (61)$$

$$v_{Frz - Aa} = \frac{Frz - Aa}{C_{rL}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{1\,973,48}{1\,690} \cdot \frac{1}{1000} = 0,0011677[\text{mm}] = 1,168[\mu\text{m}] \quad (62)$$

$$v_{Faz - Ac} = \frac{Faz - Ac}{C_{aL}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{425,54}{1\,300} \cdot \frac{1}{1000} = 0,0003273[\text{mm}] = 0,327[\mu\text{m}] \quad (63)$$

$$\begin{aligned} v_{maxA} &= vMy - Aa + vFrz - Ba + vFaz - Ac \\ &= 0,024625 + 0,0011677 + 0,0003273 = \underline{0,02612[mm]} \\ &= \underline{26,12[\mu m]} \end{aligned} \quad (64)$$

$$\alpha My - Ba = \frac{My - Ba}{C_{kL}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{172,38}{1\,650} \cdot \frac{1}{1000} = \underline{0,0001045[rad]} = \underline{0,00599[^\circ]} \quad (65)$$

$$\begin{aligned} vMy - Ba &= (\sin \alpha My - Ba) \cdot Fr_{max} = (\sin 0,00599) \cdot 235,7 = \underline{0,024625[mm]} \\ &= \underline{24,625[\mu m]} \end{aligned} \quad (66)$$

$$vFrz - Ba = \frac{Frz - Ba}{C_{rL}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{1\,973,48}{1\,690} \cdot \frac{1}{1000} = \underline{0,0011677[mm]} = \underline{1,168[\mu m]} \quad (67)$$

$$\alpha Mx - Bc = \frac{Mx - Bc}{C_{kL}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{68,09}{1\,650} \cdot \frac{1}{1000} = \underline{4,127 \cdot 10^{-5}[rad]} = \underline{0,00236[^\circ]} \quad (68)$$

$$\begin{aligned} vMx - Bc &= (\sin \alpha Mx - Bc) \cdot v_{oA} = (\sin 0,00236) \cdot 235,7 = \underline{0,009726[mm]} \\ &= \underline{9,726[\mu m]} \end{aligned} \quad (69)$$

$$vFrz - Bc = \frac{Frz - Bc}{C_{rL}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{774,8}{1\,690} \cdot \frac{1}{1000} = \underline{0,0004584[mm]} = \underline{0,458[\mu m]} \quad (70)$$

$$\begin{aligned} v_{maxB} &= vMy - Ba + vFrz - Ba + vMx - Bc + vFrz - Bc \\ &= 0,024625 + 0,0011677 + 0,009726 + 0,458 = \underline{0,035977[mm]} \\ &= \underline{35,977[\mu m]} \end{aligned} \quad (71)$$

Z výpočtu vyplývá, že k největšímu průhybu dochází v krajní poloze B. K ní tedy bude přičtena ještě deformace od ohybu ramene kolébky.

$$V_{max} = v_{maxB} + v_{maxS} = 35,977 + 12,074 = \underline{48,05[\mu m]} \quad (72)$$

Hodnota maximálního průhybu $V_{max} = 48,05\mu m$ je poměrně značná. Zvláště s ohledem na skutečnost, že stůl má sloužit k mikrofrézování. Proto došlo k drobnému doplnění konstrukce. To má na obrázcích Obr. 56 a 57 číslo 57. Jedná se o kuželovou jamku, do které bude možné zasunout trn koníku instalovaného na frézce Haas TM-1HE a kolébku rotačně sklopného stolu jím podepřít. Tím se razantně zlepší jeho vlastnosti. Koník je na desce stolu frézky rovněž vystředěn broušenými kameny pro maximálně přesné ustavení.

Výpočet geometrie šnekových soukolí:

Šneková soukolí jsou v rotačně sklopném stole dvě, ale oboje jsou geometricky identická, proto je zde výpočet proveden jen jediný. Základní parametry šnekového soukolí jsou:

- | | | |
|-------------------------|--------------|--------------|
| • Počet chodů | $z_1:$ | 2 |
| • Úhel záběru | $\alpha_n:$ | 20° |
| • Převodový poměr | $u_{12}:$ | 36,5 |
| • Výpočetní účinnost | $\eta_{12}:$ | 0,71 |
| • Otáčky šneku | $n_1:$ | 1000[ot/min] |
| • Moment hnacího motoru | $Mk_1:$ | 2,86[Nm] |
| • Výkon hnacího motoru | $P_1:$ | 450[W] |

Následující výpočet je pro srozumitelnost popsán kontinuálně, nikoliv pomocí souhrnné tabulky a následného výpisu vzorců.

- výpočet otáček šnekového kola:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{1000}{36,5} = \underline{27,4[ot/min]} \quad (73)$$

-výpočet momentu na šnekovém kole:

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} = 2,86 \cdot 36,5 \cdot 0,71 = \underline{74,12[Nm]} \quad (74)$$

- výběr materiálů soukolí:

Kluzná rychlost v soukolí v_k je v intervalu $<1\sim 10>$ m/s. Proto je pro materiál šneku zvolena cementovaná a kalená ocel 14 220 s modulem pružnosti $E_1 = 2,06 \cdot 10^5$ MPa.

Pro šnekové kolo byl zvolen bronz CuSn8Pb3Zn6 odlévaný do písku. Jeho vlastnosti jsou uvedeny v tabulce Tab. 17.

σ_{pt}	170	[MPa]
σ_k	100	[MPa]
σ_c	110	[MPa]
$\sigma_{c(0)}$	70	[MPa]
E_2	$1,039 \cdot 10^5$	[MPa]

Tab. 17 Vlastnosti bronzu CuSn8Pb3Zn6

- výpočet předběžného průměru šnekového kola:

$$Z_M = 155[MPa] \dots \text{materiálový součinitel ocel – bornz} \quad (75)$$

$$\bar{\gamma} = 11^\circ \dots \text{předběžný úhel stoupání} \quad (76)$$

$$Z'_H = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot \bar{\gamma}}{\sin 2 \cdot \alpha_n}} = \sqrt{\frac{\sin(2 \cdot 11^\circ)}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = \underline{0,7634} \dots \text{rozměrový součinitel} \quad (77)$$

$$z_2 \cong z_1 \cdot u_{12} = 2 \cdot 36,5 = \underline{73} \dots \text{počet zubů šnekového kola} \quad (78)$$

$$K_H = 1 \dots \text{provozní součinitel} \quad (79)$$

$$\sigma_{Hdov} = \sigma_c = 110[MPa] \dots \text{dovolené napětí} \quad (80)$$

$$\bar{\psi}_d = 0,9 \dots \text{předběžná poměrná šířka věnce kola} \quad (81)$$

$$\begin{aligned} \bar{d}_2 &\geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M \cdot Z_H}{\sigma_{Hdov}}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot K_H \cdot Mk_2 \cdot u_{12}}{\bar{\psi}_d}} = \sqrt[3]{\left(\frac{155 \cdot 0,7634}{110}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 74,12 \cdot 36,5}{0,9}} \\ &= \underline{19,09[mm]} \dots \text{předběžný průměr šnekového kola} \end{aligned} \quad (82)$$

Vzhledem ke konstrukci a vnitřnímu uspořádání struktury rotačně sklopného stolu byl zvolen průměr šnekového kola $d_2 = 103\text{mm}$. Tento průměr vyhovuje podmínce $d_2 \geq 19,09\text{mm}$. Nadále tedy bude již počítáno se zvoleným průměrem d_2 .

- výpočet modulu ozubení a skutečného rozměru šneku:

$$\overline{m}_n = \frac{\overline{d}_2}{z_2} \cdot \cos \overline{\gamma} = \frac{103}{73} \cdot \cos 11^\circ = \underline{1,385} \Rightarrow m_n \doteq \underline{1,4[mm]} \dots \text{modul ozubení} \quad (83)$$

$$q = 16 \dots \text{viz. [31]} \quad (84)$$

$$h_a^x = 1 \dots \text{viz. [31]} \quad (85)$$

$$c^x = 0,25 \dots \text{viz. [31]} \quad (86)$$

$$\tau_d = 25[MPa] \dots \text{viz. [31]} \quad (87)$$

$$d_1 = q \cdot m_n = 16 \cdot 1,4 = \underline{22,4[mm]} \dots \text{roztečný průměr šneku} \quad (88)$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_a^x \cdot m_n = 22,4 + 2 \cdot 1 \cdot 1,4 \\ &= \underline{25,2[mm]} \dots \text{průměr hlavové kružnice šneku} \end{aligned} \quad (89)$$

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot (h_a^x + c^x) \cdot m_n = 22,4 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 1,4 \\ &= \underline{18,9[mm]} \dots \text{průměr patní kružnice šneku} \end{aligned} \quad (90)$$

$$\begin{aligned} l_1 &= (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_n = (11 + 0,06 \cdot 73) \cdot 1,4 \\ &= \underline{21,53[mm]} \dots \text{minimální délka šneku} \end{aligned} \quad (91)$$

$$\overline{d}_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M k_1}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,86}{\pi \cdot 25}} = \underline{0,82[mm]} \dots \text{minimální průměr hřídele šneku} \quad (92)$$

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{16} \Rightarrow \gamma = \underline{7,18^\circ} \dots \text{skutečný úhel stoupání šroubovice (úhel sklonu)} \quad (93)$$

- výpočet skutečného rozměru šnekového kola a osové vzdálenosti:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = \frac{1,4}{\cos 7,18^\circ} \cdot 73 = \underline{103,008[mm]} \dots \text{roztečný průměr šnekového kola} \quad (94)$$

$$b_2 = \psi_d \cdot d_1 = 0,9 \cdot 22,4 = \underline{20,16[mm]} \Rightarrow \underline{22,4[mm]} \dots \text{šířka věnce šnekového kola} \quad (95)$$

$$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{16}\right) = \underline{0,84} \dots \text{součinitel poměrné šířky šnek. kola} \quad (96)$$

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{22,4 + 103,008}{2} = \underline{62,7[mm]} \dots \text{osová vzdálenost} \quad (97)$$

$$a_{w12} = \underline{63[mm]} \dots \text{zvolená osová vzdálenost} \quad (98)$$

$$x = \frac{a_{w12}}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{63}{1,4} - \frac{16}{2} - \frac{73}{2 \cdot \cos 7,18^\circ} = \underline{0,2115} \dots \text{jednotkové posunutí} \quad (99)$$

$$d_{w2} = d_2 = \underline{103,008[mm]} \dots \text{průměr roztečné kružnice šnek. kola po korekci} \quad (100)$$

$$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot x \cdot m_n = 22,4 + 2 \cdot 0,2115 \cdot 1,4 = 22,99[\text{mm}] \dots \text{průměr šroubového válce šneku} \quad (101)$$

$$d_{a2} = d_2 + (h_a^x + x) \cdot m_n = 103,008 + 2 \cdot (1 + 0,2115) = 106,4[\text{mm}] \dots \text{průměr hlavové kružnice šnek. kola} \quad (102)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^x + c^x - x) \cdot m_n = 103,008 - 2 \cdot (1 + 0,25 - 0,2115) = 100,1[\text{mm}] \dots \text{průměr patní kružnice šnek. kola} \quad (103)$$

$$v^* = 0,75 \dots \text{jednotkové hlavové převýšení viz. [31]} \quad (104)$$

$$d_{aM2} = d_{a2} + 2 \cdot v^* \cdot m_n = 106,4 + 2 \cdot 0,75 \cdot 1,4 = 108,5[\text{mm}] \dots \text{průměr hlavového válce šnek. kola} \quad (105)$$

- kluzná rychlost šneku a skutečná účinnost šnekového soukolí:

$$\tan \gamma_w = \frac{d_1}{d_{w1}} \cdot \tan \gamma \Rightarrow \gamma_w = \tan^{-1} \left(\frac{d_1}{d_{w1}} \cdot \tan \gamma \right) = \tan^{-1} \left(\frac{22,4}{22,99} \cdot \tan 7,18^\circ \right) = 7^\circ \dots \text{úhel stoupání šroubovice po korekci} \quad (106)$$

$$v_k = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot 22,99 \cdot 1000}{60 \cdot \cos 7^\circ} = 1,21[\text{m/s}] \dots \text{kluzná rychlost šneku} \quad (107)$$

$$\tan^{-1} \varphi' = 1,5 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{v_k} \right) = 1,5 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{1,21} \right) = 3,84^\circ \dots \text{třecí úhel} \quad (108)$$

$$\eta_{12w} = \frac{\tan \gamma_w}{\tan(\gamma_w + \varphi')} = \frac{\tan 7^\circ}{\tan(7^\circ + 3,84^\circ)} = 0,64 \dots \text{výsledná účinnost šnek. soukolí} \quad (109)$$

- výpočet momentů a výkonů na výstupní hřídeli:

Maximální síla, kterou může nástroj působit na strukturu rotačně sklopného stolu, byla stanovena na **350N**. To ale platí pro stav, kdy jsou pohybové osy zablokovány brzdami. Z předchozího výpočtu vyplývá, že největší moment vznikne při obrábění silou 350N na brzdě osy A v poloze B, a to v hodnotě **Mx-Ba=87,72Nm**. Takovou velikost momentu však nejsou hnací servomotory schopny vyvinout, proto je nutné maximální obráběcí sílu pro případ interpolovaného obrábění snížit.

$$Mk_{2w} = Mk_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} = 2,86 \cdot 36,5 \cdot 0,64 = 66,81[\text{Nm}] \dots \text{moment na výstupní hřídeli šnek. soukolí} \quad (110)$$

$$F_{2max} = \frac{Mk_{2w}}{v_{oA}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{66,81}{235,7} \cdot \frac{1}{1000} = 283,45[\text{N}] \doteq 280[\text{N}] \dots \text{maximální síla od nástroje při interpolovaném obrábění} \quad (111)$$

$$P_{2p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot Mk_{2w} \cdot n_2}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 66,81 \cdot 27,4}{60} = 191,7[\text{W}] \dots \text{potřebný výkon při interpolovaném obrábění} \quad (112)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} = 450 \cdot 0,64 = 288[\text{W}] \dots \text{výkon na výstupní hřídeli šnek. soukolí} \quad (113)$$

$$P_2 > P_{2p} \Rightarrow \text{OK} \quad (114)$$

Pevnostní výpočty šnekového soukolí:

- porovnání dotykového napětí:

$$v_1 \cong 0,3 \cong v_2 \dots \text{pro ocelový šnek a bronzové kolo viz. [31]} \quad (115)$$

$$Z_{Mw} = \left[\pi \cdot \left(\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2} \right) \right]^{-0,5} = \left[\pi \cdot \left(\frac{1 - 0,3^2}{2,06 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3^2}{1,039 \cdot 10^5} \right) \right]^{-0,5} \quad (116)$$

$= 155,45 [MPa] \dots$ *přepočet materiálového součinitele ocel*
- bronz

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \gamma_w}{\sin(2 \cdot \alpha_n)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 7^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 1,75 \quad (117)$$

$$K_1 = 1 \dots \text{viz. [31]} \quad (118)$$

$$K_v = 1 \dots \text{viz. [31]} \quad (119)$$

$$K_{H\beta} = 1 \dots \text{viz. [31]} \quad (120)$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,65 \dots \text{viz. [31]} \quad (121)$$

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,65} = 0,8 \dots \text{součinitel rozložení zatížení} \quad (122)$$

$$K_H = K_1 \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8 \quad (123)$$

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_H \cdot M k_2}{d_2^2 \cdot b_2}} = 155,43 \cdot 1,75 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,8 \cdot 87,72}{103,008^2 \cdot 22,4}} \quad (124)$$

$= 6,61 [MPa] \dots$ *napětí v dotyku*

Pozn. ve vztahu (124) je použit moment pro neinterpolované obrábění, pro případ, že by selhala brzda a veškeré zatížení by muselo absorbovat šnekové soukolí.

$$S_{Hmin} = 1,1 \dots \text{součinitel bezpečnosti viz. [31]} \quad (125)$$

$$N_0 = 1,25 \cdot 10^6 \dots \text{základní počet cyklů} \quad (126)$$

$$L_H = 20\,000 [\text{hod}] \dots \text{hodinová životnost soukolí} \quad (127)$$

$$N_E = 60 \cdot n_2 \cdot L_H = 60 \cdot 27,4 \cdot 20\,000 \quad (128)$$

$= 3,29 \cdot 10^7 \dots$ *ekvivalentní počet provozních cyklů*

$$\sigma_{Hdov} = \frac{\sigma_c}{S_{Hmin}} \cdot \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_E}} = \frac{110}{1,1} \cdot \sqrt[8]{\frac{1,25 \cdot 10^6}{3,29 \cdot 10^7}} \quad (129)$$

$= 66,44 [MPa] \dots$ *dovolené napětí v dotyku*

$$\sigma_{Hdov} > \sigma_H \Rightarrow \underline{OK} \quad (130)$$

- výpočet celkové bezpečnosti a kontrola zubů šnekového kola:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hdov}}{\sigma_H} = \frac{66,44}{6,61} = \underline{10,1} \dots \text{celková bezpečnost v namáhání na dotyk} \quad (131)$$

$$K_\beta \cong K_\alpha = \underline{1,94} \dots \text{součinitel tvaru zubu pro } \dots x = 0,2115 \dots \text{viz. [31]} \quad (132)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Fdov} &= \frac{\sigma_{c0}}{K_\beta} \cdot \sqrt{\frac{N_0}{N_E}} = \frac{70}{1,94} \cdot \sqrt{\frac{1,25 \cdot 10^6}{3,29 \cdot 10^7}} \\ &= \underline{25,09[MPa]} \dots \text{dovolené namáhání zubů v ohybu} \end{aligned} \quad (133)$$

$$K_F = K_H = 0,8 \dots \text{viz. [31]} \quad (134)$$

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{73}{\cos^3 7,18^\circ} = \underline{74,74} \doteq \underline{75} \dots \text{náhradní počet zubů šnek. kola} \quad (135)$$

$$Y_F = 1,36 \dots \text{součinitel tvaru zubu } \dots \text{viz. [31]} \quad (136)$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{7,18^\circ}{140} = \underline{0,95} \quad (137)$$

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{2 \cdot K_F \cdot M k_2 \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{d_2 \cdot b_2 \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 87,72 \cdot 1,36 \cdot 0,95}{103,008 \cdot 22,4 \cdot 1,4} \\ &= \underline{5,61[MPa]} \dots \text{ohybové napětí v zubu šnek. kola} \end{aligned} \quad (138)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Fdov}}{\sigma_F} = \frac{25,09}{5,61} = \underline{4,5} \dots \text{celková bezpečnost v namáhání na ohyb zubu} \quad (139)$$

Výpočet geometrie čelního soukolí:

Čelní ozubené soukolí umožňuje v rotačně sklopném stole náhon osy rotace středem osy naklápění. Slouží tedy jen ke změně osové vzdálenosti. Proto je jeho převodový poměr 1:1. Pro lepší záběr jsou kola opatřena šikmými zuby. Základní parametry čelního soukolí jsou:

- Úhel sklonu zubů $\beta = \alpha_n: 20^\circ$
- Převodový poměr $u_{34}: 1$
- Výpočetní účinnost $\eta_{34}: 0,98$
- Otáčky hnací hřídele $n_3: 1000[\text{ot/min}]$
- Moment hnacího motoru $Mk_1: 2,86[\text{Nm}]$
- Výkon hnacího motoru $P_1: 450[\text{W}]$

- výpočet otáček hnané hřídele:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{34}} = \frac{1000}{1} = \underline{1000[\text{ot/min}]} \quad (140)$$

- výpočet momentu na hnané hřídeli:

$$Mk_4 = Mk_1 \cdot u_{34} \cdot \eta_{34} = 2,86 \cdot 1 \cdot 0,98 = \underline{2,8[\text{Nm}]} \quad (141)$$

- výběr materiálů soukolí:

Cementovaná a kalená ocel 14 220 s modulem pružnosti $E_1 = 2,06 \cdot 10^5$ MPa. Její vlastnosti jsou uvedeny v tabulce Tab. 18.

σ_{Flimb}	700	[MPa]
σ_{Hlimb}	1 270	[MPa]

Tab. 18

Vlastnosti oceli 14 220

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 700 = \underline{420[MPa]} \dots \text{ohybové napětí v zubu pastorku} \quad (142)$$

- návrhový výpočet normálového modulu podle namáhání na ohyb:

$$f_p = 18 \dots \text{pro kalená ozub. kola} \quad (143)$$

$$K_A = 1 \dots \text{součinitel vnějších dynamických sil viz. [31]} \quad (144)$$

$$K_{H\beta} = 1,27 \dots \text{součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce viz. [31]} \quad (145)$$

$$\psi_m = 20 \dots \text{poměrná šířka kola viz. [31]} \quad (146)$$

$$z = 47 \dots \text{počet zubů na ozub. kolech – volen na základě vhodného průměru kol} \quad (147)$$

$$m_n = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M k_1}{\psi_m \cdot z \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,27 \cdot 2,86}{20 \cdot 47 \cdot 420}} = 0,42 \quad (148)$$

- návrhový výpočet normálového modulu podle namáhání na dotyk:

$$f_H = 690 \dots \text{pro šikmé zuby} \quad (149)$$

$$\psi_d = 0,6 \dots \text{viz. [31]} \quad (150)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,27 = \underline{1,27} \quad (151)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlimb} = 0,8 \cdot 1\,270 = \underline{1\,016[MPa]} \dots \text{dotykové napětí v zubu pastorku} \quad (152)$$

$$d_1^* = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M k_1}{\psi_d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{34} + 1}{u_{34}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,27 \cdot 2,86}{0,6 \cdot 1\,016^2} \cdot \frac{1 + 1}{1}} \quad (153)$$

$$= \underline{15,68[mm]} \dots \text{minimální průměr ozubeného kola}$$

$$m_n^* = \frac{d_1^* \cdot \cos \beta}{z} = \frac{15,68 \cdot \cos 20^\circ}{47} = \underline{0,35[mm]} \dots \text{výpočetní modul ozubení} \quad (154)$$

Vypočtený modul 0,35mm je poměrně malý s ohledem na možnost vzniku rázů od obrábění, anebo hnacího servomotoru. Proto byl modul zvětšen na $m_n = 1,25\text{mm}$.

- výpočet charakteristických rozměrů a osových vzdáleností:

$$d_1 = d_2 = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} = \frac{1,25 \cdot 47}{\cos 20^\circ} = \underline{62,52[\text{mm}]} \dots \text{roztečné průměry ozubených kol} \quad (155)$$

$$b = \psi_m \cdot m_n^* = 20 \cdot 0,35 = \underline{7[\text{mm}]} \dots \text{minimální šířka věnce kol} \quad (156)$$

$$\begin{aligned} a_t &= \frac{m_n}{2 \cdot \cos \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{1,25}{2 \cdot \cos 20^\circ} \cdot (47 + 47) \\ &= \underline{62,52[\text{mm}]} \dots \text{výpočetní osová vzdálenost ozub. kol} \end{aligned} \quad (157)$$

$$a_w = \underline{63[\text{mm}]} \dots \text{zaokrouhlená osová vzdálenost} \quad (158)$$

$$h_a = 1 \cdot m_n = 1 \cdot 1,25 = \underline{1,25[\text{mm}]} \dots \text{výška hlavy zubu} \quad (159)$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 1,25 = \underline{1,563[\text{mm}]} \dots \text{výška paty zubu} \quad (160)$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = 62,52 + 2 \cdot 1,25 = \underline{65,02[\text{mm}]} \dots \text{průměr hlavové kružnice} \quad (161)$$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = 62,52 - 2 \cdot 1,563 = \underline{59,394[\text{mm}]} \dots \text{průměr patní kružnice} \quad (162)$$

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \beta}{\cos \beta} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ} \right) = \underline{21,17^\circ} \dots \text{čelní úhel záběru} \quad (163)$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = 62,52 \cdot \cos 21,17^\circ = \underline{58,3[\text{mm}]} \dots \text{průměr základní kružnice} \quad (164)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{1,25}{\cos 20^\circ} = \underline{1,33[\text{mm}]} \dots \text{čelní modul} \quad (165)$$

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 1,33 = \underline{4,18[\text{mm}]} \dots \text{rozteč v čelní rovině} \quad (166)$$

- výpočet korekcí ozubení:

x_1 – korekce hnacího kola

x_2 – korekce pastorku

$$\begin{aligned} \alpha_{tw} &= \cos^{-1} \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \frac{62,52}{63} \cdot \cos 21,17^\circ \\ &= \underline{22,27^\circ} \dots \text{valivý čelní úhel záběru} \end{aligned} \quad (167)$$

$$\text{inv } \alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t \cdot \frac{\pi}{180} = \tan 21,17^\circ - 21,17 \cdot \frac{\pi}{180} = \underline{0,017786} \quad (168)$$

$$\text{inv } \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \alpha_{tw} \cdot \frac{\pi}{180} = \tan 22,27^\circ - 22,27 \cdot \frac{\pi}{180} = \underline{0,020834} \quad (169)$$

$$\begin{aligned} x_1 + x_2 &= \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) = \frac{47 + 47}{2 \cdot \tan 20^\circ} \cdot (0,020834 - 0,017786) \\ &= \underline{0,3936} \dots \text{celkové posunutí (korekce) v ozubení} \end{aligned} \quad (170)$$

$$x_1 = \frac{u_{34} \cdot \Sigma(x_1 + x_2)}{1 + u_{34}} = \frac{1 \cdot 0,3936}{1 + 1} = \underline{0,1968} \dots \text{jednotková korekce na hnacím kole} \quad (171)$$

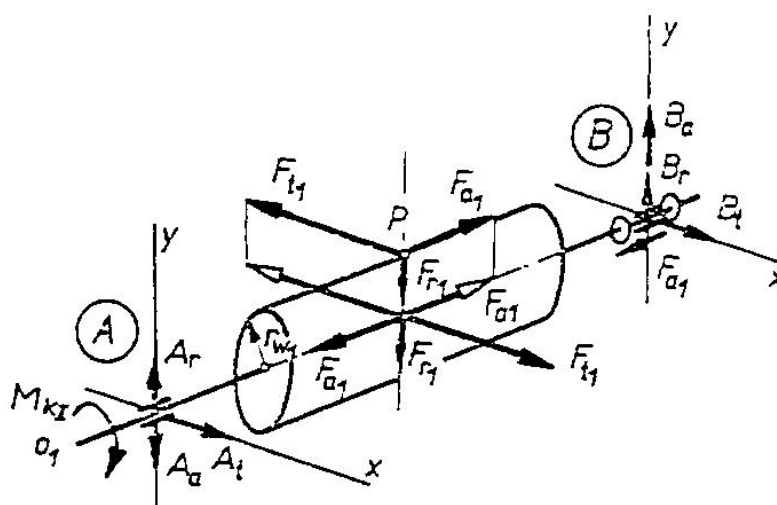
$$x_2 = \frac{\Sigma(x_1 + x_2)}{1 + u_{34}} = \frac{0,3936}{1 + 1} = 0,1968 \dots \text{jednotková korekce na pastorku} \quad (172)$$

[31] [32]

Pro srovnání a kontrolu výsledků byl paralelně s ručním výpočtem proveden výpočet obou soukolí pomocí CAD softwaru Autodesk Inventor Professional 2008. Shoda výpočtu potvrdila jeho správnost. Jediný rozdíl je v tom, že software v případě čelního soukolí přiřadil veškerou korekci na pastorek. Výsledky softwarového výpočtu jsou uvedeny v Příloze 01 a 02.

Rozbor silových poměrů ve šnekovém soukolí:

Aby bylo možné správně nadimenzovat ložiska, ve kterých jsou uloženy hřídele šneku a koaxiální hřídel, je nutné nejprve znát, jaké silové účinky vznikají v ozubených soukolích. Rozbor silových poměrů na šneku probíhal podle obrázku Obr. 78.



Obr. 78

Silové poměry na šneku

[31]

Velikost jednotlivých silových složek je následující:

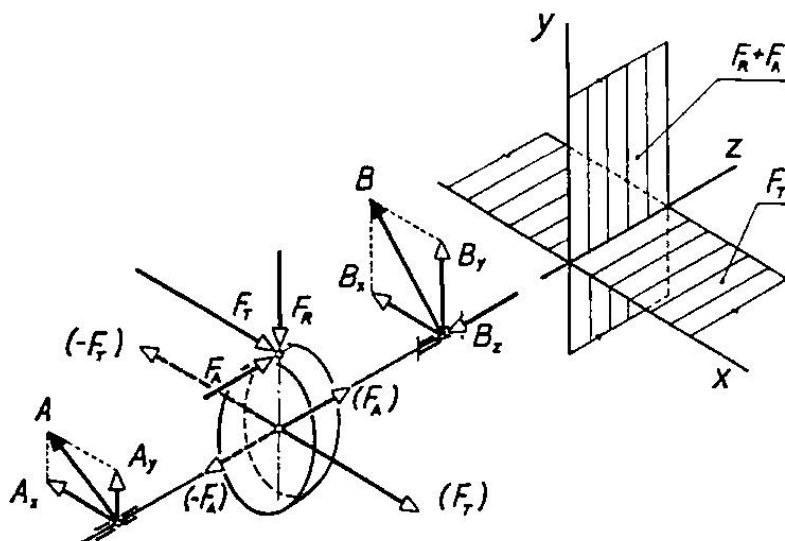
$$F_{t\check{s}} = \frac{2 \cdot Mk_1}{d_{w1}} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{2 \cdot 2,86}{22,99} \cdot \frac{1}{1000} = 248,8[N] \dots \text{velikost tečné složky} \quad (173)$$

$$F_{a\check{s}} = \frac{F_{t\check{s}}}{\tan(\gamma_w + \varphi')} = \frac{248,8}{\tan(7^\circ + 3,84^\circ)} = 1\,299,34[N] \dots \text{velikost axiální složky} \quad (174)$$

$$F_{r\check{s}} = \frac{F_{t\check{s}} \cdot (\tan \alpha_n)}{(\sin \gamma_w) + (\cos \gamma_w) \cdot (\tan \varphi')} = \frac{248,8 \cdot (\tan 20^\circ)}{(\sin 7^\circ) + (\cos 7^\circ) \cdot (\tan 3,84^\circ)} = 480,43[N] \dots \text{velikost radiální složky} \quad (175)$$

Rozbor silových poměrů v čelním soukolí:

Rozbor silových poměrů na čelním soukolí byl proveden podle obrázku Obr. 79.



Obr. 79

Silové poměry na čelním soukolí

[31]

Velikost jednotlivých silových složek je následující:

$$d_w = d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = 62,52 \cdot \frac{\cos 21,17^\circ}{\cos 22,27^\circ} = \underline{63[\text{mm}]} \dots \text{průměr valivé kružnice} \quad (176)$$

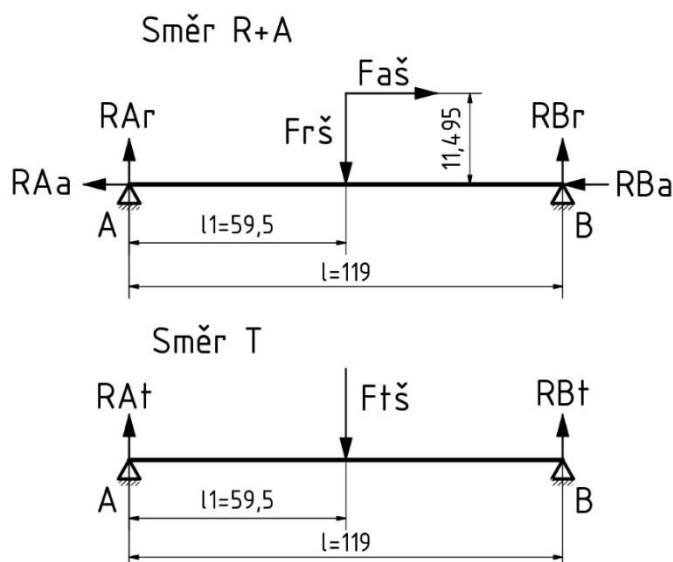
$$F_{t\check{c}} = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} \cdot \frac{1}{1000} = \frac{2 \cdot 2,86}{63} \cdot \frac{1}{1000} = \underline{90,79[\text{N}]} \dots \text{velikost tečné složky} \quad (177)$$

$$F_{a\check{c}} = F_{t\check{c}} \cdot \tan \beta = 90,79 \cdot \tan 20^\circ = \underline{33,04[\text{N}]} \dots \text{velikost axiální složky} \quad (178)$$

$$F_{r\check{c}} = F_{t\check{c}} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 90,79 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ} = \underline{35,17[\text{N}]} \dots \text{velikost radiální složky} \quad (179)$$

Rozbor reakčních sil v ložiskách hřídele šneku pro pohon osy A:

Rozbor sil, které působí na ložiska hřídele šneku osy A se řídí podle obrázku Obr. 80. Na hřídeli se nachází mezi dvěma podporami-ložisky pouze šnek. Žádné jiné zatěžování se zde nevyskytuje. Do výpočtu je zahrnuta i předepínací síla ložisek, která byla stanovena na $F_p = 60\text{N}$. Ložiska **INA FAG 7202-B** mají rozsah předepínací síly od **30~80N**.



Obr. 80 Rozbor sil v ložiskách hřídele šneku pro pohon osy A

$$A_a = B_a = \frac{F_{a\dot{s}} \cdot r_w}{l} = \frac{1\,299,34 \cdot 0,011495}{0,119} = \underline{125,51[N]} \quad (180)$$

$$\begin{aligned} A_y = B_y &= |A_r| + |A_a| = \left| \frac{F_{r\dot{s}}}{2} \right| + |A_a| = \left| \frac{480,43}{2} \right| + |125,51| \\ &= \underline{365,73[N]} \dots \text{výsledek působení radiální složky sil} \end{aligned} \quad (181)$$

$$A_x = B_x = \frac{F_{t\dot{s}}}{2} = \frac{248,8}{2} = \underline{124,4[N]} \dots \text{výsledek působení tečné složky sil} \quad (182)$$

$$RA_r = RB_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{124,4^2 + 365,73^2} = \underline{386,3[N]} \dots \text{celková radiální složka} \quad (183)$$

$$RA_a = RB_a = F_{a\dot{s}} + F_p = 1\,299,34 + 60 = \underline{1\,359,34[N]} \dots \text{celková axiální složka} \quad (184)$$

Při rotaci hřídele šneku jedním a druhým směrem se bude vždy jedno ložisko axiálně přitěžovat a druhé odlehčovat. Výpočet je postaven tak, jako by byla obě ložiska neustále přitěžována. Tímto se výpočet staví na stranu bezpečnosti. Toto platí i pro výpočty následujících hřídelů.

- výpočet životnosti ložisek:

Zda-li jsou ložiska nadimenzována správně, ukáže výpočet životnosti. Životnost byla stanovena na standardních 20 000 hodin. Všechna ložiska (i pro další hřídele) jsou stejného typu INA FAG 7202-B. Liší se sice ve způsobu těsnění a mazání, mechanická struktura je však stejná.

$$L_H = 20\,000[\text{hod}] \dots \text{stanovená hodinová životnost} \quad (185)$$

$$L_n = L_H \cdot n \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 1\,200 \cdot 10^6[\text{ot}] \dots \text{otáčková životnost} \quad (186)$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{1\,359,34}{386,3} = 3,52 \dots \text{poměr axiální a radiální složky síly zachytávané ložiskem} \quad (187)$$

$$P = 0,57 \cdot F_R + 0,93 \cdot F_A = 0,57 \cdot 386,3 + 0,93 \cdot 1\,359,34 \quad (188)$$

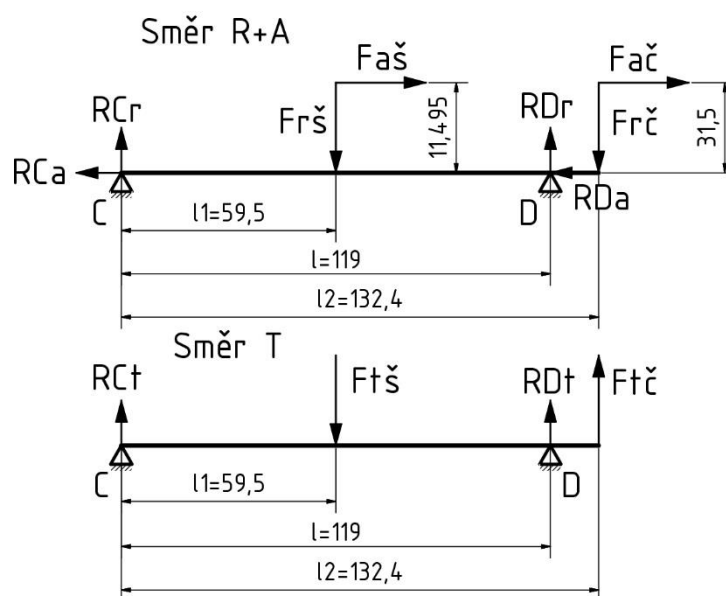
$$= \underline{1\,484,38[N]} \cdots \text{ekvivalentní dynamické zatížení ložiska}$$

$$C_{skut} = P \cdot \sqrt[10]{L_n} = 1\,484,38 \cdot \sqrt[10]{1\,200} = \underline{12\,453,73[N]} \cdots \text{skutečná trvanlivost} \quad (189)$$

$$\Rightarrow OK$$

Rozbor reakčních sil v ložiskách hřídele šneku pro pohon osy C:

Rozbor sil, působících na ložiska hřídele šneku osy C se řídí podle obrázku Obr. 81. Na hřídeli se nachází mezi dvěma podporami-ložisky šnek. Oproti předchozímu případu je ale na převislém konci hřídele nasazeno čelní ozubené kolo. Do výpočtu již byla rovněž započtena předepínací síla ložisek $F_p = 60N$. Postup výpočtu je oproti předchozímu ukázkovému případu trochu zjednodušený.



Obr. 81 Rozbor sil v ložiskách hřídele šneku pro pohon osy C

$$RD_r = \frac{1}{l} \cdot \left(F_{aš} \cdot \frac{d_{wš}}{2} + F_{rš} \cdot \frac{l}{2} + F_{rč} \cdot l_2 + F_{ač} \cdot \frac{d_{wč}}{2} \right) = \quad (190)$$

$$\frac{1}{119} \cdot \left(1\,299,34 \cdot \frac{22,99}{2} + 480,43 \cdot \frac{119}{2} + 35,17 \cdot 132,4 + 33,04 \cdot \frac{63}{2} \right) = \underline{413,6[N]}$$

$$RC_r = F_{rš} + F_{rč} - RD_r = 480,43 + 35,17 - 413,6 = \underline{102[N]} \quad (191)$$

$$RD_t = \frac{1}{l} \cdot \left(F_{tš} \cdot \frac{l}{2} - F_{tč} \cdot l_2 \right) = \frac{1}{119} \cdot \left(248,8 \cdot \frac{119}{2} - 90,79 \cdot 132,4 \right) = \underline{23,39[N]} \quad (192)$$

$$RC_t = F_{tš} - F_{tč} - RD_t = 248,8 - 90,79 - 23,39 = \underline{134,62[N]} \quad (193)$$

$$RD_R = \sqrt{RD_r^2 + RD_t^2} = \sqrt{413,6^2 + 23,39^2} \quad (194)$$

$$= \underline{414,26[N]} \cdots \text{radiální složka sil působící na ložisko D}$$

$$RC_R = \sqrt[2]{RC_r^2 + RC_t^2} = \sqrt[2]{102^2 + 134,62^2} \quad (195)$$

$$= 168,9[N] \dots \text{radiální složka sil působící na ložisko C}$$

$$RC_a = RD_a = F_{aš} + F_{ač} + F_p = 1\,299,34 + 33,04 + 60 \quad (196)$$

$$= 1\,392,38[N] \dots \text{celková axiální složka sil působící na ložiska}$$

Zatěžování ložisek hřídele šneku pohánějící osu C není symetrické jako v předchozím případě. Protože jsou ale použita ložiska stejná, bude výpočet životnosti proveden pro ložisko více zatěžované.

- výpočet životnosti ložisek:

$$L_H = 20\,000[\text{hod}] \dots \text{stanovená hodinová životnost} \quad (197)$$

$$L_n = L_H \cdot n \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 1\,200 \cdot 10^6[\text{ot}] \dots \text{otáčková životnost} \quad (198)$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{1\,392,38}{414,26} = 3,36 \dots \text{poměr axiální a radiální složky síly zachytávané ložiskem} \quad (199)$$

$$P = 0,57 \cdot F_R + 0,93 \cdot F_A = 0,57 \cdot 414,26 + 0,93 \cdot 1\,392,38 \quad (200)$$

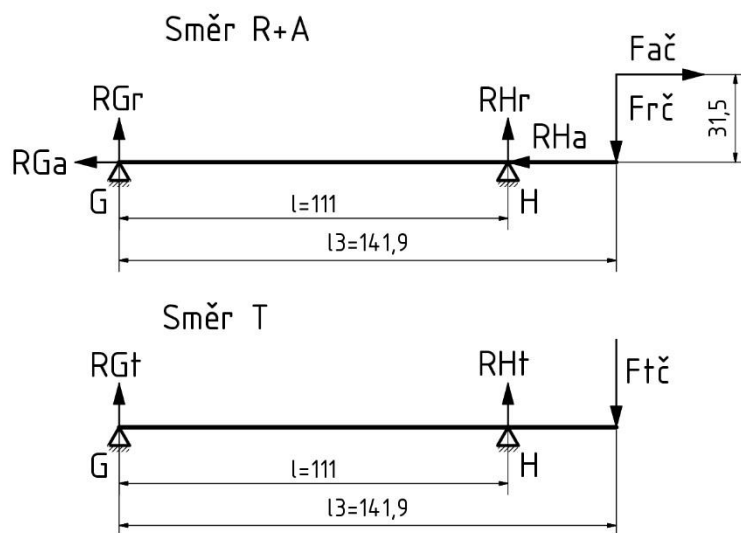
$$= 1\,531,04[N] \dots \text{ekvivalentní dynamické zatížení ložiska}$$

$$C_{skut} = P \cdot \sqrt[10]{\frac{10}{L_n}} = 1\,531,04 \cdot \sqrt[10]{\frac{10}{1\,200}} = 12\,845,20[N] \dots \text{skutečná trvanlivost} \quad (201)$$

$$\Rightarrow OK$$

Rozbor reakčních sil v ložiskách koaxiální hřídele:

Rozbor sil, působících na ložiska koaxiální hřídele se řídí podle obrázku Obr. 82. Zde dochází k silovému zatěžování pouze na převislém konci hřídele, kde je nasazeno čelní ozubené kolo. Do výpočtu byla opět započtena předepínací síla ložisek $F_p = 60N$.



Obr. 82 Rozbor sil v ložiskách koaxiální hřídele

$$RH_r = \frac{1}{l} \cdot \left(F_{r\check{c}} \cdot l_3 + F_{a\check{c}} \cdot \frac{d_{w\check{c}}}{2} \right) = \frac{1}{111} \cdot \left(35,17 \cdot 141,9 + 33,04 \cdot \frac{63}{2} \right) = \underline{54,34[N]} \quad (202)$$

$$RG_r = F_{r\check{c}} - RH_r = 35,17 - 54,34 = \underline{-19,17[N]} \Rightarrow |RG_r| = \underline{19,17[N]} \quad (203)$$

$$RH_t = \frac{1}{l} \cdot (F_{t\check{c}} \cdot l_3) = \frac{1}{111} \cdot (90,79 \cdot 141,9) = \underline{116,06[N]} \quad (204)$$

$$RG_t = F_{t\check{c}} - RH_t = 90,79 - 116,06 = \underline{-25,27[N]} \Rightarrow |RG_t| = \underline{25,27[N]} \quad (205)$$

$$\begin{aligned} RH_R &= \sqrt[2]{RH_r^2 + RH_t^2} = \sqrt[2]{54,34^2 + 116,06^2} \\ &= \underline{128,15[N]} \dots \text{radiální složka sil působící na ložisko H} \end{aligned} \quad (206)$$

$$\begin{aligned} RG_R &= \sqrt[2]{RG_r^2 + RG_t^2} = \sqrt[2]{19,17^2 + 25,27^2} \\ &= \underline{31,72[N]} \dots \text{radiální složka sil působící na ložisko G} \end{aligned} \quad (207)$$

$$\begin{aligned} RG_a = RH_a = F_{a\check{c}} + F_p &= 33,04 + 60 \\ &= \underline{93,04[N]} \dots \text{celková axiální složka sil působící na ložiska} \end{aligned} \quad (208)$$

I zde bude do výpočtu životnosti použito více namáhané ložisko.

- výpočet životnosti ložisek:

$$L_H = 20\,000[\text{hod}] \dots \text{stanovená hodinová životnost} \quad (209)$$

$$L_n = L_H \cdot n \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 1\,200 \cdot 10^6[\text{ot}] \dots \text{otáčková životnost} \quad (210)$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{93,04}{128,15} = 0,73 \dots \text{poměr axiální a radiální složky síly zachytávané ložiskem} \quad (211)$$

$$P = F_R = \underline{128,15[N]} \dots \text{ekvivalentní dynamické zatížení ložiska} \quad (212)$$

$$\begin{aligned} C_{skut} &= P \cdot \sqrt[10]{\frac{10}{L_n}} = 128,15 \cdot \sqrt[10]{\frac{10}{1\,200}} = \underline{1\,075,16[N]} \dots \text{skutečná trvanlivost} \\ &\Rightarrow OK \end{aligned} \quad (213)$$

[31] [34]

Pozn. Síly vznikající v ozubených soukolích nebyla zakomponována do silového rozboru dvouřadých kuličkových ložisek, ve kterých jsou uloženy pohybové osy A a C. Důvodem toho je skutečnost, že síly vznikající v ozubení jsou řádově menší, než síly vznikající při obráběcím procesu a do výsledné deformace by se projevíly zlomkem μm . Dalším důvod je ten, že maximální průhyb rotačně sklopného stolu byl vyšetřován pro případ maximálního silového zatěžování, kdy se obrábí neinterpolovaně a pohybové osy jsou blokovány brzdami. Díky tomu nepůsobí do ozubených soukolí teoreticky žádné síly.

5. Sestavení matematického modelu

Tato kapitola se zabývá sestavením matematického modelu dynamické soustavy rotačně sklopného stolu kvůli odhadu parametrů regulátorů servomotorů. K sestavení matematického modelu (kaskádní regulace) byl použit modul Simulink programu Matlab R2009a.

Než však dojde na sestavování modelu, je nutné mít shromážděny veškeré potřebné parametry. Tyto parametry by se daly shrnout do dvou základních kategorií. Na parametry určující vlastnosti použitých servomotorů a parametry určující vlastnosti mechanické soustavy. Také je nutné mít představu o tom, jak podrobný má model soustavy být. Protože je mechanická soustava stolu řádově tužší, než je tuhost servomotorů, je v následujícím rozboru považována za absolutně tuhý systém. Momenty setrvačnosti všech rotujících součástí budou redukovány na hřídel hnacího servomotoru. Celkově jsou na rotačně sklopném stole dvě pohybové osy (osa A - naklápění a osa C - rotace), proto budou výstupem analýzy dva oddělené modely a simulace.

Parametry určující vlastnosti použitých servomotorů jsou uvedeny v tabulce Tab. 19.

Vlastnosti použitých servomotorů	
Typ servomotoru	Yaskawa SGMGV-05A
Jmenovitý výkon	0,45 [kW]
Jmenovitý točivý moment	2,86 [Nm]
Jmenovitý proud	3,8 [A]
Jmenovité otáčky	1 500 [ot/min]
Jmenovité úhlové zrychlení	8 590 [rad/s ²]
Momentová konstanta	0,854 [Nm/A]
Moment setrvačnosti rotoru	$3,33 \cdot 10^{-4}$ [kg.m ²]
Odpor vinutí	1,7 [Ω]
Indukčnost vinutí	18,36 [mH]
Indukované napětí mezi fázemi	29,8 [mV/(ot/min)]

Tab. 19

Vlastnosti servomotoru

[34]

Pro získání parametrů určujících mechanické vlastnosti soustavy je nutné provést další výpočty, jejichž výstupem bude hodnota momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru a vlastní frekvence vždy dané pohybové osy (A nebo C).

5.1. Analýza osy A (naklápění)

Zjištění redukováného momentu setrvačnosti:

Z charakteristických řezů (Obr. 56 ~ 58) je patrné, které všechny součásti patří do pohybové osy A a pohybují se společně s ní. Jeden moment setrvačnosti o určité velikosti má samotná osa A a všechno co je s ní pevně spojeno. Druhý moment setrvačnosti o jiné velikosti má její náhon a opět vše co je s ním spojeno. Z toho vyplývá, že jednotlivé momenty setrvačnosti jsou vyšetřovány pro pohybové celky a rozdělují je vložené převody.

Protože jsou jednotlivé dílce tvarově velmi složité, není možné jejich momenty setrvačnosti ručně spočítat bez zásadních zjednodušení. Proto byly získány pomocí CAD softwaru Autodesk Inventor Professional 2008. Z analýzy pomocí softwaru byly získány následující hodnoty:

- | | | |
|------------------------------------|-----------|--|
| • moment setrvačnosti osy A | $J_A:$ | $4\,170,75 \cdot 10^{-4}$ [kg.m ²] |
| • hmotnost osy A | $m_A:$ | 67,62[kg] |
| • moment setrvačnosti náhonu osy A | $J_{An}:$ | $3,94 \cdot 10^{-4}$ [kg.m ²] |
| • hmotnost náhonu osy A | $m_{An}:$ | 1,79[kg] |

Redukovaný moment setrvačnosti osy A se získá ze vztahu (214). Postavení jednotlivých momentů ve vzorci určuje, na kterou hřídel (osu) se redukce provádí.

$$J_{A_{red}} = J_{An} + \frac{J_A}{u_{12}^2} = 3,94 \cdot 10^{-4} + \frac{4\,170,75 \cdot 10^{-4}}{36,5^2} = \underline{7,07 \cdot 10^{-4} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]} \quad (214)$$

Hodnota $J_{A_{red}} = 7,07 \cdot 10^{-4}$ [kg.m²] bude figurovat v matematickém modelu Simulinku jako parametr určující vlastnosti mechanické struktury.

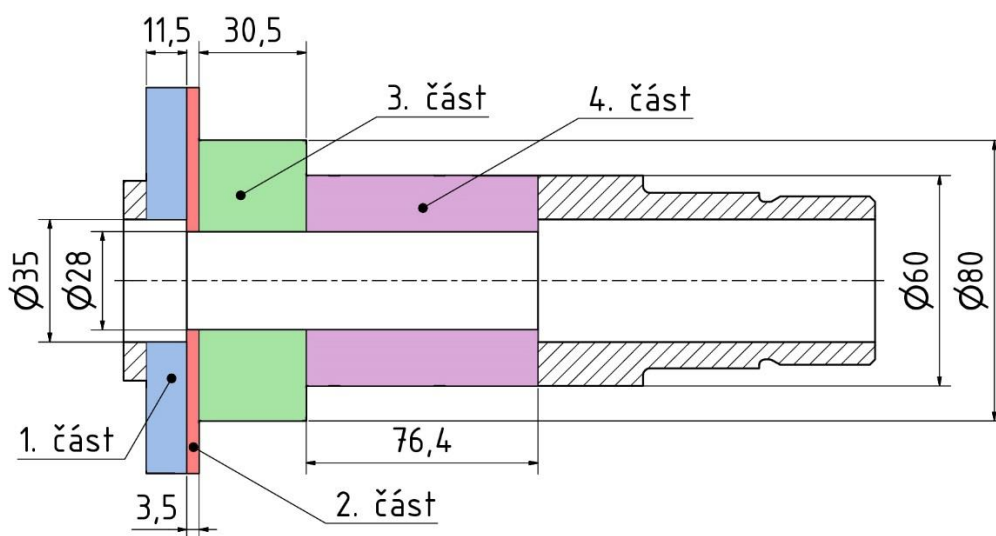
Zjištění vlastní frekvence:

Pro zjištění vlastní frekvence je nutné napřed vyšetřit torzní tuhost celé struktury pohybové osy. Do výpočtu pro osu A jsou zapojeny následující komponenty:

- rameno kolébky
- hřídel šneku
- šnekové soukolí
- spojka BKL
- hřídel motoru

Ostatní dílce jsou považovány za absolutně tuhé. Jako vzor pro výpočet bude sloužit rameno kolébky, u ostatních dílců budou již uvedeny jen výsledné hodnoty.

Torzní tuhost vyjmenovaných součástí je provedena pomocí standardních aparátů pružnosti a pevnosti. To znamená, že je nutné rameno kolébky (a zbylé dílce) rozdělit na příslušný počet výpočetních segmentů podle toho, jak se mění jejich průměr. Na obrázku Obr. 83 je řez zjednodušeným ramenem kolébky s barevným označením výpočetních částí, které se podílejí na přenosu kroutícího momentu.



Obr. 83

Ilustrace rozdělení ramene kolébky

V následující tabulce Tab. 20 jsou shrnuty výsledky výpočtu torzní tuhosti jednotlivých částí ramene kolébky. Pod tabulkou je uveden ukázkový výpočet.

Výpočet torzní tuhosti ramene kolébky					
Kroutící moment	M_k	68	[Nm]	65500	[Nmm]
Modul pružnosti ve smyku	G	8.10 ⁴	[Mpa]		
1. část					
Malý průměr	d₁	35	[mm]		
Velký průměr	D₁	110	[mm]		
Délka elementu	l₁	11,5	[mm]		
Polární kvadratický moment	J_{p1}	14226444,62	[mm ⁴]		
Průřezový modul v kroucení	W_{k1}	258662,63	[mm ³]		
Natočení části 1	φ₁	3,44.10 ⁻⁷	[°]	5,99.10 ⁻⁹	[rad]
2. část					
Malý průměr	d₂	28	[mm]		
Velký průměr	D₂	110	[mm]		
Délka elementu	l₂	3,5	[mm]		
Polární kvadratický moment	J_{p2}	14313424,43	[mm ⁴]		
Průřezový modul v kroucení	W_{k2}	260244,08	[mm ³]		
Natočení části 2	φ₂	1,04.10 ⁻⁷	[°]	1,81.10 ⁻⁹	[rad]
3. část					
Malý průměr	d₃	28	[mm]		
Velký průměr	D₃	80	[mm]		
Délka elementu	l₃	30,5	[mm]		
Polární kvadratický moment	J_{p3}	3960894,89	[mm ⁴]		
Průřezový modul v kroucení	W_{k3}	99022,37	[mm ³]		
Natočení části 3	φ₃	3,27.10 ⁻⁶	[°]	5,71.10 ⁻⁸	[rad]
4. část					
Malý průměr	d₄	28	[mm]		
Velký průměr	D₄	60	[mm]		
Délka elementu	l₄	76,4	[mm]		
Polární kvadratický moment	J_{p4}	1212001,31	[mm ⁴]		
Průřezový modul v kroucení	W_{k4}	40400,04	[mm ³]		
Natočení části 4	φ₄	2,68.10 ⁻⁵	[°]	4,68.10 ⁻⁷	[rad]
Celkové natočení	φ_k	3,05.10⁻⁵	[°]	5,33.10⁻⁷	[rad]
Torzní tuhost	k_k	2228741,45	[Nm/°]	1,28.10⁻⁸	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	p_k	4,4868.10⁻⁷	[°/Nm]	7,83.10⁻⁹	[rad/Nm]

Tab. 20

Výpočet torzní tuhosti ramene kolébky

Výpočet polárního kvadratického momentu, průřezového modulu v kroucení a natočení bude proveden pouze pro první část. Výpočty dalších částí probíhají stejně. Pro výpočet torzní tuhosti ramene kolébky byl použit kroutící moment v hodnotě **68Nm**, což je nahoru zaokrouhlená velikost, kterou je schopen skrze šnekové soukolí vyvinout hnací motor. Pro ostatní dílce, které přímo navazují na motor, byl použit výpočetní moment **3Nm**.

$$J_p = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} \cdot (110^4 - 35^4) = \underline{14226444,62[mm^4]} \quad (215)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{110^4 - 35^4}{110} \right) = \underline{258662,63[mm^3]} \quad (216)$$

$$\varphi_1 = \frac{Mk \cdot \frac{l}{2}}{G \cdot J_p} = \frac{68\,000 \cdot \frac{11,5}{2}}{(8 \cdot 10^4) \cdot 14226444,62} = \underline{3,44 \cdot 10^{-7}[^\circ]} \Rightarrow \underline{5,99 \cdot 10^{-9}[rad]} \quad (217)$$

$$\varphi_k = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 3,44 \cdot 10^{-7} + 1,04 \cdot 10^{-7} + 3,27 \cdot 10^{-6} + 2,68 \cdot 10^{-5} \\ = \underline{3,05 \cdot 10^{-5}[^\circ]} = \underline{5,33 \cdot 10^{-7}[rad]} \quad (218)$$

$$k_k = \frac{Mk}{\varphi_k} = \frac{68}{3,05 \cdot 10^{-5}} = \underline{2228741,45[Nm/^\circ]} = \underline{127697478,7[Nm/rad]} \quad (219)$$

$$p_k = \frac{1}{k_k} = \frac{1}{2228741,45} = \underline{4,4868 \cdot 10^{-7}[^\circ/Nm]} = \underline{7,83 \cdot 10^{-9}[rad/Nm]} \quad (220)$$

V tabulce Tab. 21 jsou shrnuty výsledné hodnoty natočení a torzní tuhosti a poddajnosti zbylých součástí. Celý výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel a je přiložen na CD v elektronické podobě. Vzorce pro výpočet celkové torzní tuhosti a torzní poddajnosti jsou uvedeny pod tabulkou.

Souhrn torzní tuhosti osy A					
Hřídel šneku					
Celkové natočení	$\Phi_{š1}$	$5,38 \cdot 10^{-4}$	[°]	$9,4 \cdot 10^{-6}$	[rad]
Torzní tuhost	$k_{š1}$	5 572,55	[Nm/°]	319 283,65	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	$p_{š1}$	$1,79 \cdot 10^{-4}$	[°/Nm]	$3,13 \cdot 10^{-6}$	[rad/Nm]
Šnekové soukolí					
Celkové natočení	$\Phi_{šp}$	$1,47 \cdot 10^{-2}$	[°]	$2,57 \cdot 10^{-4}$	[rad]
Torzní tuhost	$k_{šp}$	4 621,32	[Nm/°]	264 782,32	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	$p_{šp}$	$2,16 \cdot 10^{-4}$	[°/Nm]	$3,79 \cdot 10^{-6}$	[rad/Nm]
Spojka BKL					
Celkové natočení	Φ_{BKL}	$2,46 \cdot 10^{-2}$	[°]	$4,29 \cdot 10^{-4}$	[rad]
Torzní tuhost	k_{BKL}	122,17	[Nm/°]	7000	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	p_{BKL}	$8,19 \cdot 10^{-3}$	[°/Nm]	$1,43 \cdot 10^{-4}$	[rad/Nm]
Hřídel motoru					
Celkové natočení	Φ_m	$1,16 \cdot 10^{-4}$	[°]	$2,02 \cdot 10^{-6}$	[rad]
Torzní tuhost	k_m	25 949,6	[Nm/°]	1486802,3	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	p_m	$3,85 \cdot 10^{-5}$	[°/Nm]	$6,73 \cdot 10^{-7}$	[rad/Nm]
Celková torzní tuhost osy A					
Celková torzní tuhost	k_A	116,01	[Nm/°]	6 646,89	[Nm/rad]
Celk. torzní poddajnost	p_A	$8,62 \cdot 10^{-3}$	[°/Nm]	$1,5 \cdot 10^{-4}$	[rad/Nm]

Tab. 21

Souhrn torzní tuhosti osy A

$$p_A = p_k + p_{š1} + p_{šp} + p_{BKL} + p_m = 4,4868 \cdot 10^{-7} + 1,79 \cdot 10^{-4} + 2,16 \cdot 10^{-4} + 8,19 \cdot 10^{-3} + 3,85 \cdot 10^{-5} = 8,62 \cdot 10^{-3} [\text{°/Nm}] = 1,5 \cdot 10^{-4} [\text{rad/Nm}] \quad (221)$$

$$k_A = \frac{1}{p_A} = \frac{1}{8,62 \cdot 10^{-3}} = 116,01 [\text{Nm/°}] = 6 646,89 [\text{Nm/rad}] \quad (222)$$

Vlastní frekvence pohybové osy A se získá z následujícího vztahu:

$$\Omega_A = \sqrt{\frac{k_A}{J_{Ared}}} = \sqrt{\frac{6 646,89}{7,07 \cdot 10^{-4}}} = 3 067,12 [\text{rad}^{-1}] = 488,15 [\text{Hz}] \quad (223)$$

Vlastní frekvence osy A vyšla v hodnotě $\Omega_A = 488,15[\text{Hz}]$. To je relativně vysoká hodnota, ale vzhledem k rozměrům, hmotnostem a tuhosti osy odpovídající. Hodnota vlastní frekvence nám napoví, jakému kmitočtu bychom se měli při obrábění vyhnout, aby se struktura nedostala do rezonance, což velmi negativně ovlivňuje řezný proces. Při obrábění dvoubřitou monolitickou frézou odpovídají vypočtené vlastní frekvenci otáčky vřetene $n_{\Omega A} = 14 644,5[\text{ot/min}]$. V okolí této

hodnoty otáček tedy není vhodné provozovat včetně frézky a obrábět. Při analýze osy C bude získána ještě jedna hodnota vlastní frekvence, pro kterou budou platit stejné okolnosti.

5.2. Analýza osy C (rotace)

Při analýze osy C se postupuje stejným způsobem jako v předchozím případě. Jediný rozdíl je v tom, že struktura osy C je rozdělena do tří částí, protože má dva vložené převody namísto jednoho. To je patrné opět z charakteristických řezů (Obr. 56 ~ 58). Ačkoliv vzhledem k tomu, že jeden z převodů má převodový poměr 1:1, dalo by se počítat i tak, jako by tam vůbec nebyl. Z analýzy pomocí softwaru byly získány tyto hodnoty osy C:

• moment setrvačnosti osy C	$J_C:$	$143,1 \cdot 10^{-4}$ [kg.m ²]
• hmotnost osy C	$m_C:$	10,47[kg]
• moment setrvačnosti převodu osy C	$J_{Cp}:$	$3,7 \cdot 10^{-4}$ [kg.m ²]
• hmotnost převodu osy C	$m_{Cp}:$	1,19[kg]
• moment setrvačnosti náhonu osy C	$J_{Cn}:$	5,48 [kg.m ²]
• hmotnost náhonu osy C	$m_{Cn}:$	2,2[kg]

Redukovaný moment setrvačnosti osy C se získá ze vztahu (224).

$$J_{C_{red}} = J_{Cn} + J_{Cp} + \frac{J_C}{u_{34}^2} = 5,48 \cdot 10^{-4} + \frac{143,1 \cdot 10^{-4}}{36,5^2} = \underline{9,29 \cdot 10^{-4} [kg \cdot m^2]} \quad (224)$$

Stejně jako v předchozím případě bude i zde hodnota $J_{C_{red}} = 9,29 \cdot 10^{-4}$ [kg.m²] figurovat v matematickém modelu Simulinku, jako parametr určující vlastnosti mechanické struktury osy C.

Zjištění vlastní frekvence:

Pro zjištění vlastní frekvence osy C platí stejná pravidla jako pro osu A. Proto je následující popis již zjednodušen. Do výpočtu pro osu C jsou zapojeny následující komponenty:

- hřídel desky stolu
- hřídel šneku
- šnekové soukolí
- čelní soukolí
- spojka MK5
- koaxiální hřídel
- hřídel motoru

Ostatní dílce jsou považovány za absolutně tuhé. V tabulce Tab. 22 jsou shrnuty výsledné hodnoty natočení a torzní tuhosti a poddajnosti jmenovaných součástí. Celý výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel a je přiložen na CD v elektronické podobě.

Souhrn torzní tuhosti osy C					
Hřidel desky stolu					
Celkové natočení	φ_d	$3,07 \cdot 10^{-5}$	[°]	$5,35 \cdot 10^{-7}$	[rad]
Torzní tuhost	k_d	2216975,9	[Nm/°]	127023364,2	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	p_d	$4,51 \cdot 10^{-7}$	[°/Nm]	$7,87 \cdot 10^{-9}$	[rad/Nm]
Hřidel šneku					
Celkové natočení	φ_{s2}	$1,8 \cdot 10^{-4}$	[°]	$3,15 \cdot 10^{-6}$	[rad]
Torzní tuhost	k_{s2}	16 633,39	[Nm/°]	953023,27	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	p_{s2}	$6,01 \cdot 10^{-5}$	[°/Nm]	$1,05 \cdot 10^{-6}$	[rad/Nm]
Šnekové soukolí					
Celkové natočení	φ_{sp}	$1,47 \cdot 10^{-2}$	[°]	$2,57 \cdot 10^{-4}$	[rad]
Torzní tuhost	k_{sp}	4 621,32	[Nm/°]	264 782,32	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	p_{sp}	$2,16 \cdot 10^{-4}$	[°/Nm]	$3,79 \cdot 10^{-6}$	[rad/Nm]
Čelní soukolí					
Celkové natočení	$\varphi_{\check{c}}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	[°]	$3,84 \cdot 10^{-5}$	[rad]
Torzní tuhost	$k_{\check{c}}$	1 362,84	[Nm/°]	78 084,96	[Nm/rad]
Torzní poddajnost	$p_{\check{c}}$	$7,34 \cdot 10^{-4}$	[°/Nm]	$1,28 \cdot 10^{-5}$	[rad/Nm]
Spojka MK5					
Celkové natočení	φ_{MK5}	$2,46 \cdot 10^{-2}$		$4,29 \cdot 10^{-4}$	
Torzní tuhost	k_{MK5}	122,17		7 000	
Torzní poddajnost	p_{MK5}	$8,19 \cdot 10^{-3}$		$1,43 \cdot 10^{-4}$	
Koaxiální hřidel					
Celkové natočení	φ_{kx}	$5,35 \cdot 10^{-4}$		$9,34 \cdot 10^{-6}$	
Torzní tuhost	k_{kx}	5 604,95		321 139,86	
Torzní poddajnost	p_{kx}	$1,78 \cdot 10^{-4}$		$3,11 \cdot 10^{-6}$	
Hřidel motoru					
Celkové natočení	φ_m	$1,16 \cdot 10^{-4}$		$2,02 \cdot 10^{-6}$	
Torzní tuhost	k_m	25 949,6		1 468 802	
Torzní poddajnost	p_m	$3,85 \cdot 10^{-5}$		$6,73 \cdot 10^{-7}$	
Celková torzní tuhost osy A					
Celková torzní tuhost	k_c	106,24	[Nm/°]	6 087,02	[Nm/rad]
Celk. torzní poddajnost	p_c	$9,41 \cdot 10^{-3}$	[°/Nm]	$1,64 \cdot 10^{-4}$	[rad/Nm]

Tab. 22

Souhrn torzní tuhosti osy C

Vlastní frekvence osy C vyšla v hodnotě $\Omega_c = 407,44[\text{Hz}]$. Opět se jedná o poměrně vysokou hodnotu, ale vzhledem k rozměrům, hmotnostem a tuhosti osy odpovídající. Při obrábění dvoubřitou monolitickou frézou odpovídají vypočtené vlastní frekvenci otáčky vřetene $n_{\Omega c} = 12\,223,2[\text{ot/min}]$. To je druhá hodnota otáček, kolem které není vhodné provozovat vřeteno frézky a obrábět.

5.3. Matematický model osy A

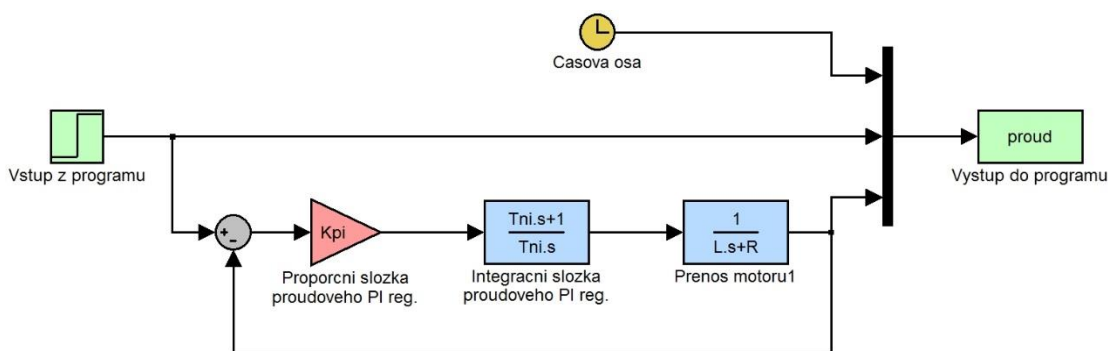
Matematický model byl vytvořen v modulu Simulink programu Matlab R2009a. Jedná se o zpětnovazební kaskádní regulaci řízení, ve které jsou postupně (kaskádně) vnořeny jednotlivé regulační stupně.

Nejdůležitější smyčkou regulace je regulace polohová, která porovnává rozdíl mezi polohou požadovanou a skutečnou $\Delta = u - y$. Tento rozdíl Δ je v polohovém regulátoru vynásoben konstantou K_v (rychlostní konstanta) a tím získán signál požadované rychlosti. Do polohové smyčky je vnořena rychlostní regulace, která porovnává rozdíl požadované rychlosti motoru a rychlosti skutečné. Výstupním signálem rychlostního regulátoru je proud do motoru. Ten se ve vnitřní proudové smyčce porovnává s proudem skutečným. Výstupem proudového regulátoru je signál pro pulzně šířkovou modulaci. Tou je řízeno napětí na svorkách motoru a podle Ohmova zákona i průchod proudu.

Ladění regulace probíhá směrem zevnitř ven. Pro zadávání hodnot do Simulinkového modelu byl vytvořen spouštěcí skript (m-file). Ten je postaven tak, aby pro ukázkou spouštěl jednotlivé regulační celky – kaskády. Napřed samotnou proudovou regulaci, potom rychlostní regulaci s vnořenou proudovou a nakonec polohovou regulaci s vnořenou rychlostní a proudovou. Na závěr je vygenerován ještě Bode diagram pro zjištění propustného pásma regulace. Výpis programu je přiložen v textové Příloze 03.

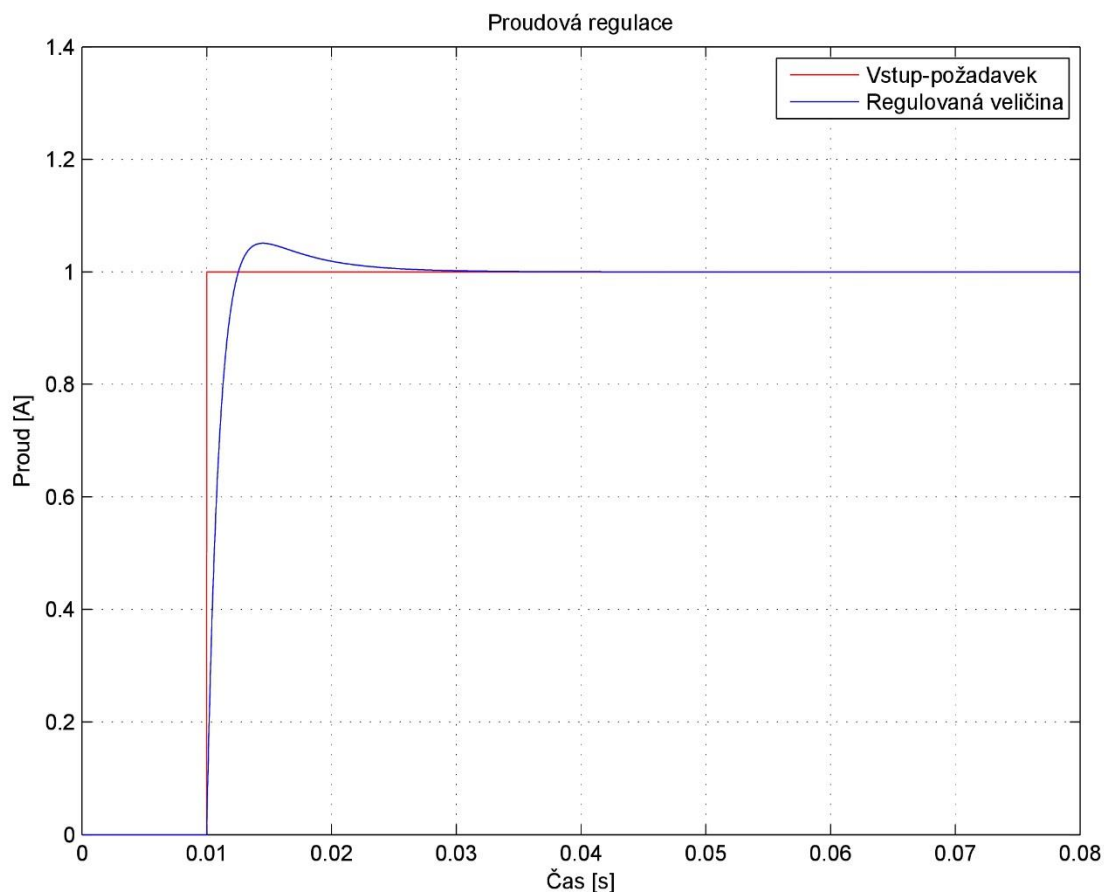
5.3.1. Proudová smyčka regulace

Schéma proudové smyčky je zobrazeno na obrázku Obr. 84. Na proudovou regulaci nemají vliv vlastnosti stroje, závisí tudíž pouze na vlastnostech motoru. Proto je její PI regulátor téměř výhradně seřízen již dodavatelem pohonu.



Obr. 84 Model proudové smyčky

Výstupem simulace proudové regulace (Obr. 85) je zobrazení vstupního jednotkového skoku proudu (červená) a odezva regulátoru na tento skok (modrá). Z grafu je patrné, že sice dochází k překmitu regulované veličiny, ten je ale v toleranci 20% nad požadovanou úrovní. Potom už dochází k ustálení bez dalšího zvlnění.

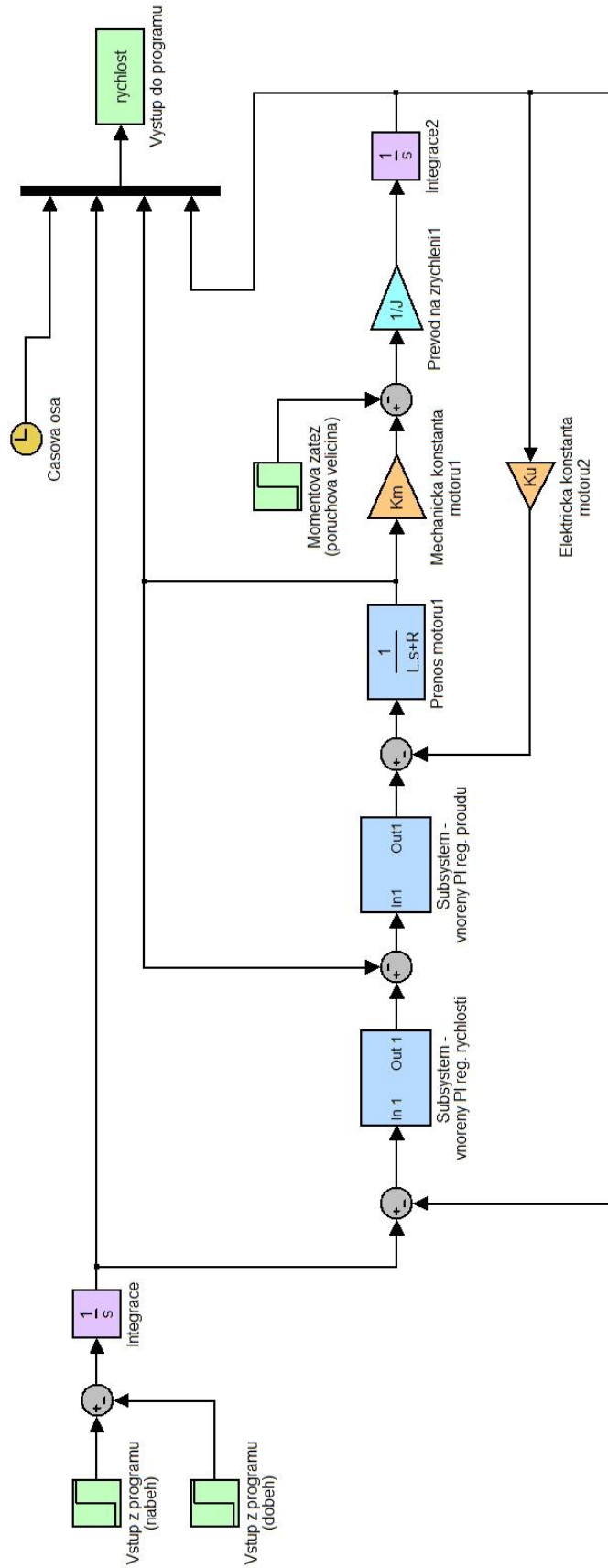


Obr. 85 Výstup simulace proudové smyčky

Časová konstanta proudového PI regulátoru nabývá hodnoty $T_{NI} = 5.10^{-3}[s]$ a proporční složka hodnoty $K_{PI} = 20[V/A]$.

5.3.2. Rychlostní smyčka regulace

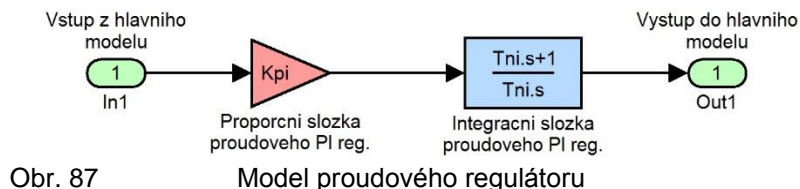
Na rozdíl od regulátoru proudu se o nastavení rychlostního regulátoru již stará seřizovač pohonu. Je to dáno tím, že uvnitř rychlostní smyčky se nacházejí parametry konkrétního stroje. Hlavním přínosem rychlostní vazby je dokonalá statická tuhost a s tím související nezávislost nastavené rychlosti na vnějších silách. Při ladění rychlostní regulace je snaha dosáhnout maximálního proporčního zesílení a minimálního času integrace, tedy co nejmenší časové integrační konstanty. Na obrázku Obr. 86 je model rychlostní smyčky.



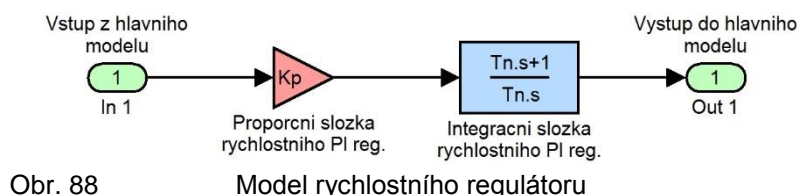
Obr. 86

Model rychlostní smyčky

V rychlostní smyčce jsou použity dva subsystémy, které zjednodušují celkové schéma. Takto je ve schématu vždy celý regulátor zastoupen jediným funkčním blokem. Vnitřek subsystému PI regulátoru proudu je zobrazen na obrázku Obr. 87 a je totožný s regulátorem zobrazeným již na obrázku Obr. 84. Jedná se o vnořenou proudovou smyčku do regulace rychlosti. Subsystém PI regulátoru rychlosti je na obrázku Obr. 88.

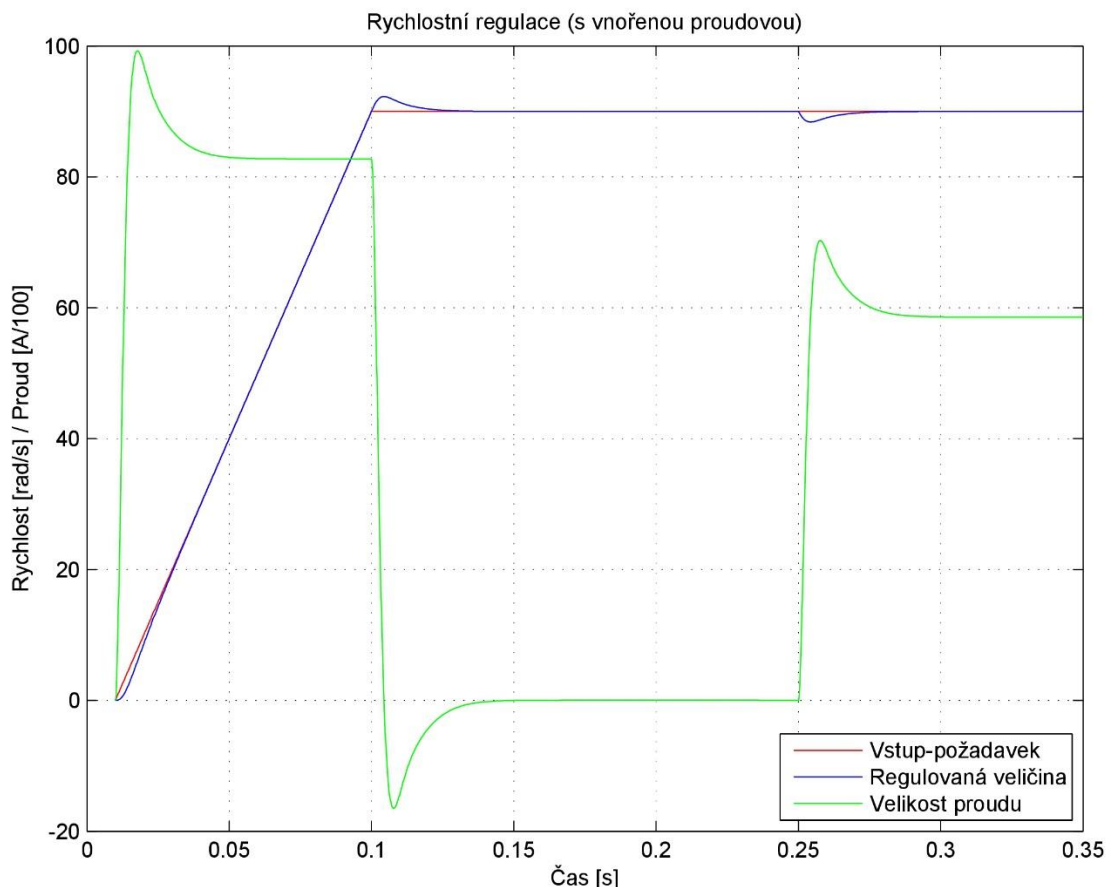


Obr. 87 Model proudového regulátoru



Obr. 88 Model rychlostního regulátoru

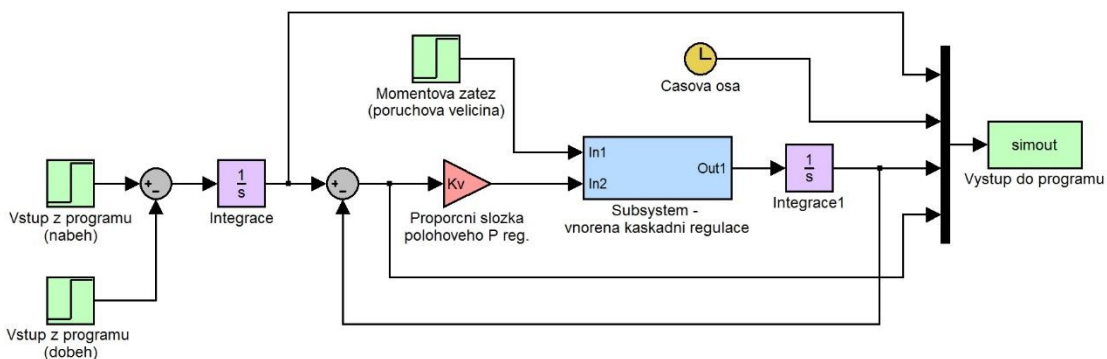
Výstup simulace rychlostní regulace je na obrázku Obr. 89. Do modelu simulace vstupuje jednotkový skok zrychlení, který je následně integrován na rychlost. Tento skok popisuje červená linka. Po čase 0,1[s] je signál zrychlení vynulován a motor se otáčí svojí setrvačností. V grafu je to patrné z průběhu zelené křivky, která znázorňuje velikosti proudu motorem. Vzhledem k tomu, že jsou vyšetřované časové děje velmi krátké, považujeme mechanickou soustavu za ideální a zanedbáváme vnitřní tření. Motor tedy rotuje konstantními otáčkami, aniž by do něj tekla proud a zároveň ho nic nebrzdí. V čase 0,25[s] do regulace vstoupí poruchová veličina v podobě vnější zátěže o velikosti 0,5[Nm], která působí momentem proti otáčení motoru. Červená linka zůstává konstantní, protože nechceme měnit rychlost. Ovšem regulátor reaguje na změnu skokovým zvýšením proudu motorem (zelená), aby pokles otáček eliminoval. Na modré křivce znázorňující průběh rychlosti regulované soustavy je patrný lokální pokles, který je záhy regulátorem potlačen. Osa Y v grafu (Obr. 89) má dvě stupnice. Pro Vstupní veličinu-požadavek a Regulovanou veličinu to jsou otáčky v radiánech za sekundu. Pro velikost proudu to jsou Ampéry dělené stem kvůli lepšímu využití měřítko grafu. Časová konstanta rychlostního PI regulátoru nabývá hodnoty $T_N = 0,01[s]$ a proporční složka hodnoty $K_P = 0,3[As/rad]$.



Obr. 89 Výstup simulace rychlostní smyčky osy A

5.3.3. Polohová smyčka regulace

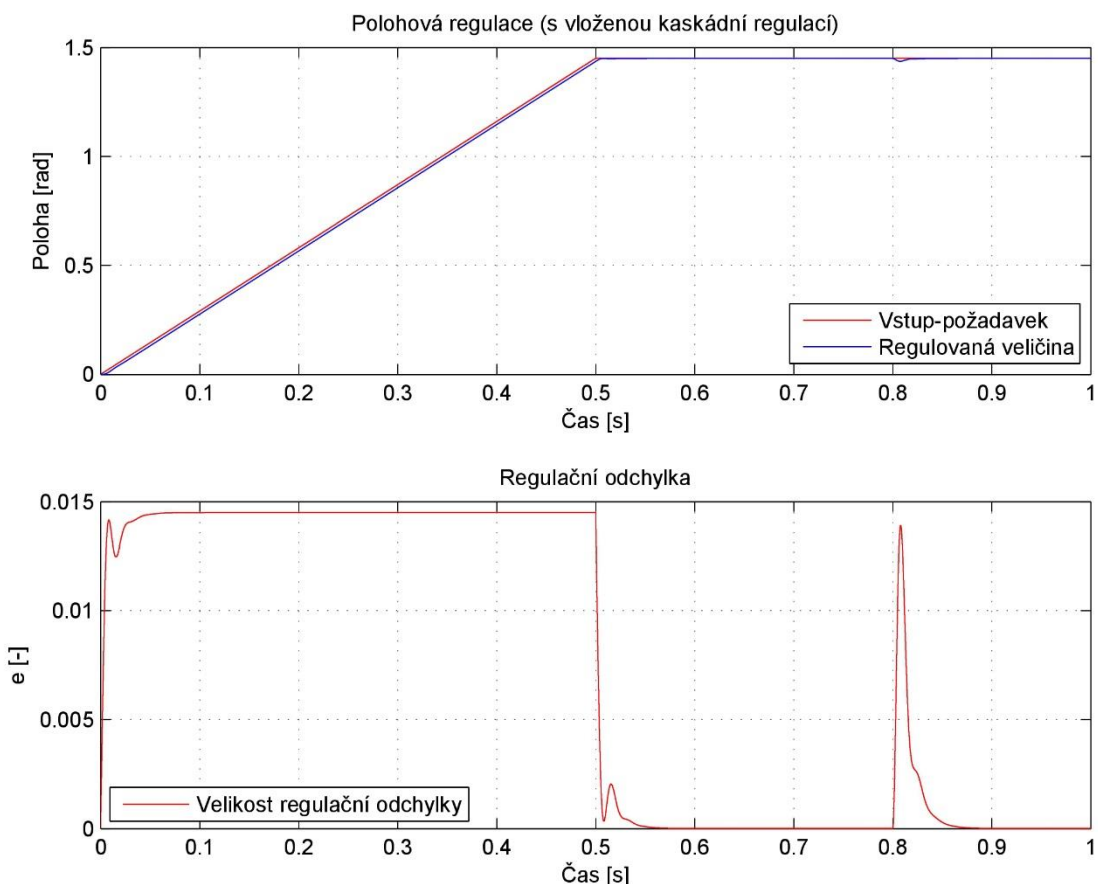
Od polohové smyčky požadujeme kvůli vysokému propustnému pásmu maximální propoční zesílení K_v . To má rovněž vliv na minimalizaci chyb polohy. Ovšem tento požadavek je omezen skutečným chováním podřízených smyček (proudové a rychlostní). Na obrázku Obr. 90 je zobrazen model polohové smyčky.



Obr. 90 Model polohové smyčky

I v modelu polohové regulace je použit subsystem, který v sobě ukrývá model z obrázku Obr. 86. A ten v sobě zase hierarchicky ukrývá modely z obrázků Obr. 87 a 88. Výstup simulace polohové regulace je na obrázku Obr. 91. Do modelu polohové regulace vstupuje požadavek rychlosti v hodnotě 2,9[rad/s], což odpovídá maximálním otáčkám osy A (27,4[ot/min]) Požadavek rychlosti se záhy integruje na polohu. Graf v horní části obrázku Obr. 91 popisuje samotné chování regulace. Červená linka označuje náběh a velikost požadované polohy, modrá linka potom polohu

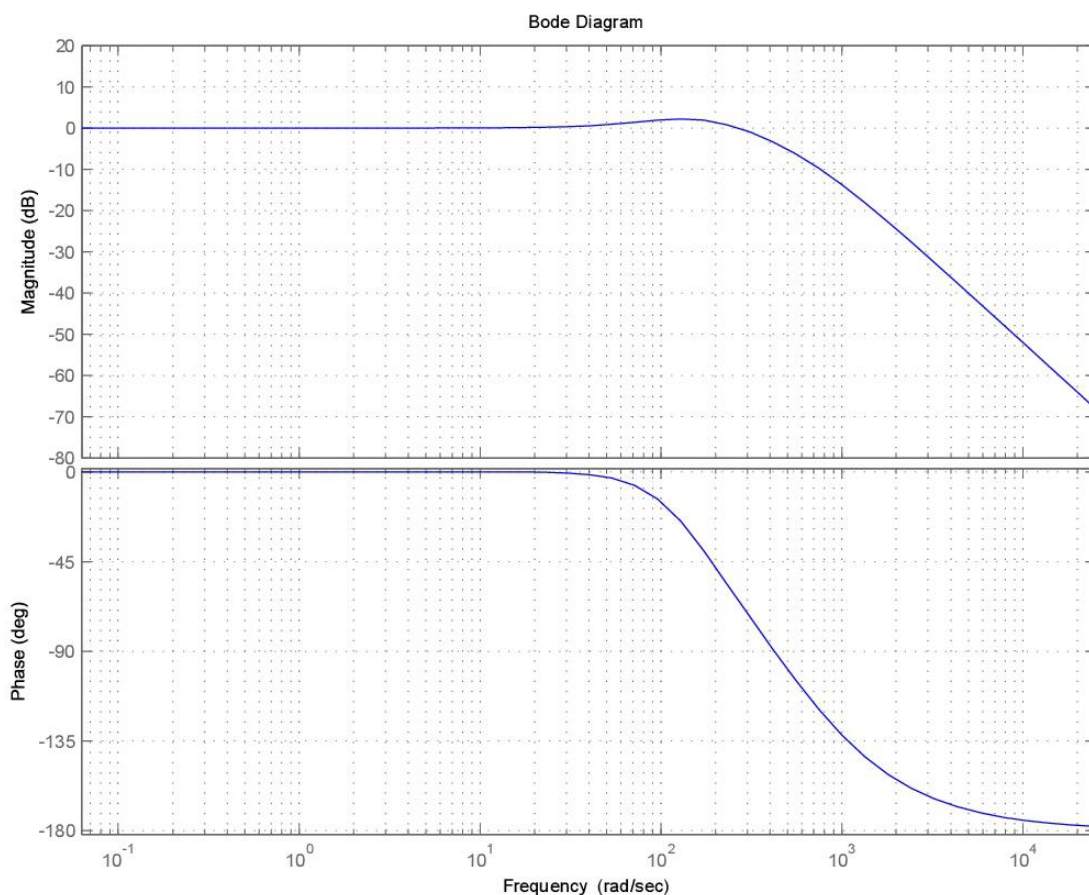
skutečnou. V čase 0,8[s] vstupuje do regulace poruchová veličina v podobě vnějšího momentového zatížení o velikosti 1[Nm]. V dolní části obrázku je graf znázorňující velikost regulační odchylky. To není nic jiného než rozdíl mezi polohou žádanou a skutečnou. Ačkoliv by se na první pohled mohlo zdát, že odchylka nabývá značných hodnot, tak tomu s ohledem na měřítko osy Y není. Při změně polohy dosahuje nepřesnost natočení hodnoty **0,0145[rad]**. Po vstupu vnějšího zatížení dojde k pootočení osy o **0,014[rad]**. Tyto hodnoty nepřesností odpovídají nejhoršímu provoznímu stavu – rychloposuvu, kdy se osa pohybuje maximální rychlostí. Na regulační odchylce jsou rovněž patrné zákmity, které jsou s ohledem na měřítko zanedbatelné. Hodnota proporčního zesílení polohového regulátoru činí **$K_v = 200[s^{-1}]$**



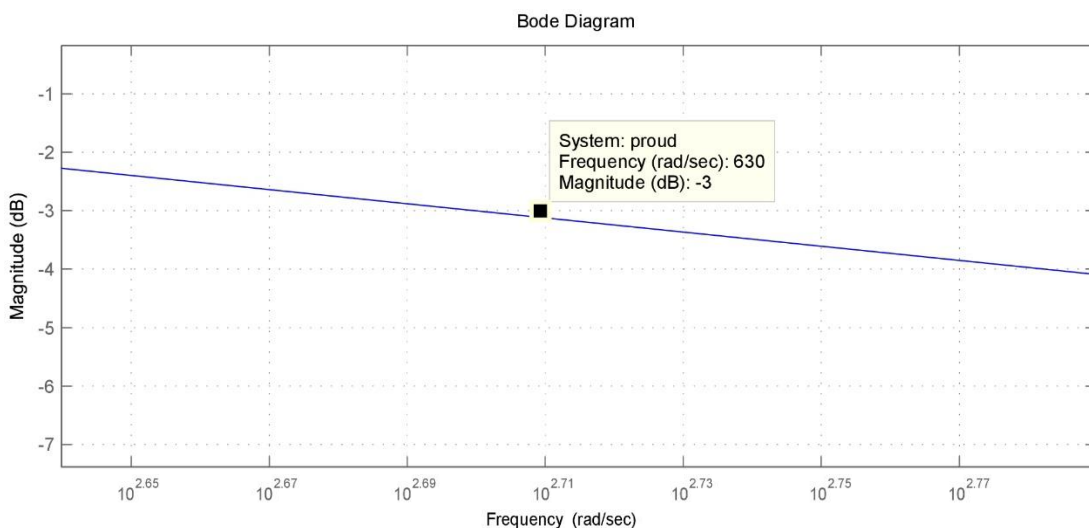
Obr. 91 Výstup simulace polohové smyčky osy A

5.3.4. Bode diagram

Bode diagram popisuje propustné pásmo regulace a fázový posuv. Tento diagram je znázorněn na obrázku Obr. 92. Propustné pásmo popisuje, do jaké frekvence stačí regulace sledovat vstupní požadavek beze změny amplitudy a s fázovým posunem max. 90°. Jako konec propustného pásma se považuje frekvence, kde dojde k útlumu amplitudy o -3dB. Odečetem z grafu prostřednictvím programu Matlab bylo zjištěno propustné pásmo do **630[rad/s]**, což odpovídá hodnotě **100,27[Hz]**. Odečet propustného pásma je patrný z výřezu na obrázku Obr. 93. Výpis spouštěcího skriptu pro Bode diagram osy A je přiložen v textové Příloze 04.



Obr. 92 Bode diagram a fázový posuv osy A



Obr. 93 Propustné pásmo osy A

5.4. Matematický model osy C

Matematický model osy C byl sestaven zcela stejným postupem jako model osy A. Modely v modulu Simulink mají naprosto stejné zapojení, proto již nebudou znovu uváděny. Jediný rozdíl mezi oběma simulacemi spočívá ve vstupní hodnotě redukovaného momentu setrvačnosti, který se u obou os liší. Výpis spouštěcího skriptu (m-file) pro osu C je uveden v textové Příloze 05.

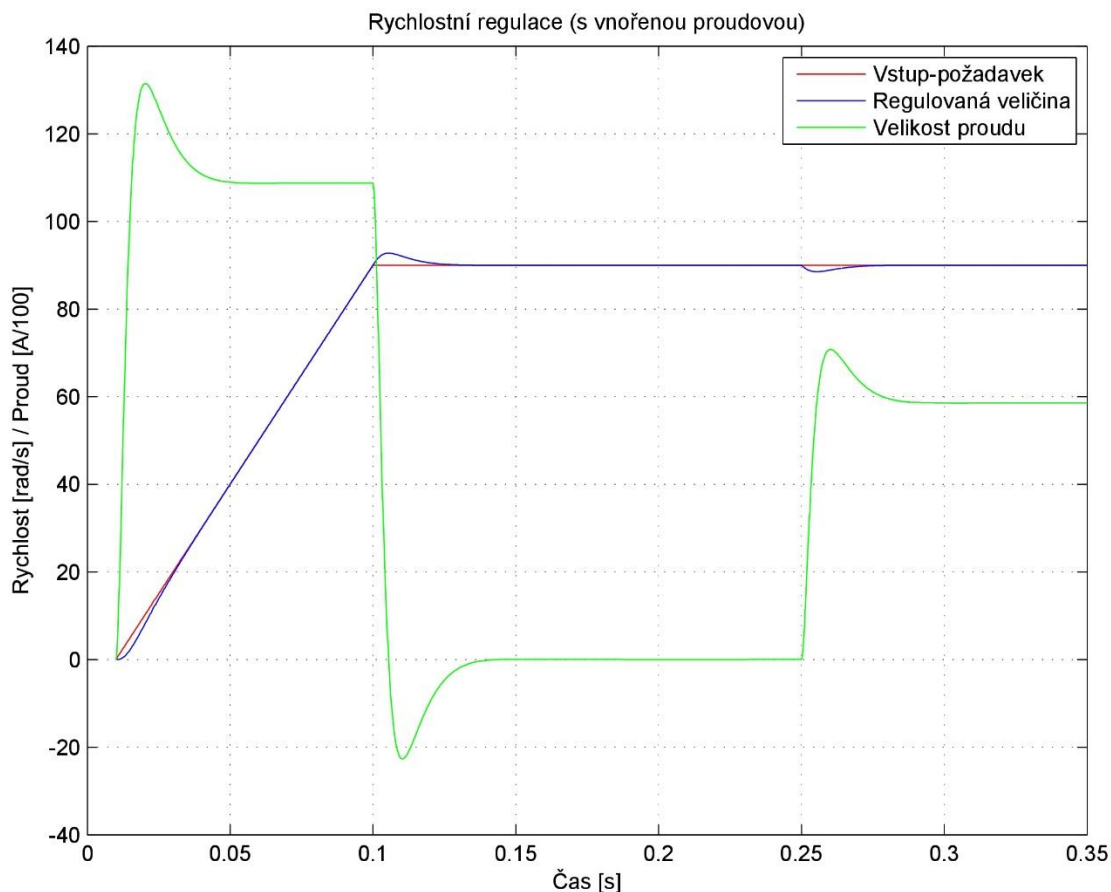
5.4.1. Proudová smyčka regulace

Vzhledem k tomu, že je naladění proudové smyčky nezávislé na vlastnostech mechanické struktury, je i její výstup identický s osou A. Je to dáno tím, že motory pohybující oběma osami jsou stejné. Proto i zde nabývá časová konstanta proudového PI regulátoru hodnoty $T_N = 5 \cdot 10^{-3} [s]$ a proporční složka hodnoty $K_P = 20 [V/A]$. Grafický výstup simulace proudové smyčky osy C odpovídá obrázku Obr. 85.

[36]

5.4.2. Rychlostní smyčka regulace

Výstup simulace rychlostní regulace je na obrázku Obr. 94. Popis viz. kapitola 5.3.2. Rychlostní smyčka regulace. Vzhledem k tomu, že se momenty setrvačnosti obou os od sebe příliš neliší, nebylo zde ani potřeba měnit regulační konstanty. Proto časová konstanta rychlostního PI regulátoru nabývá hodnoty $T_N = 0,01 [s]$ a proporční složka hodnoty $K_P = 0,3 [As/rad]$. Protože je však moment setrvačnosti osy C větší než u osy A, je ekvivalentně vyšší i proud motorem při jeho rozběhu. Ten zde dosahuje hodnoty $I_C = 1,31 [A]$, zatímco u osy A je to $I_A = 0,99 [A]$. Velikost proudu motorem po zavedení vnějšího momentu je stejný.

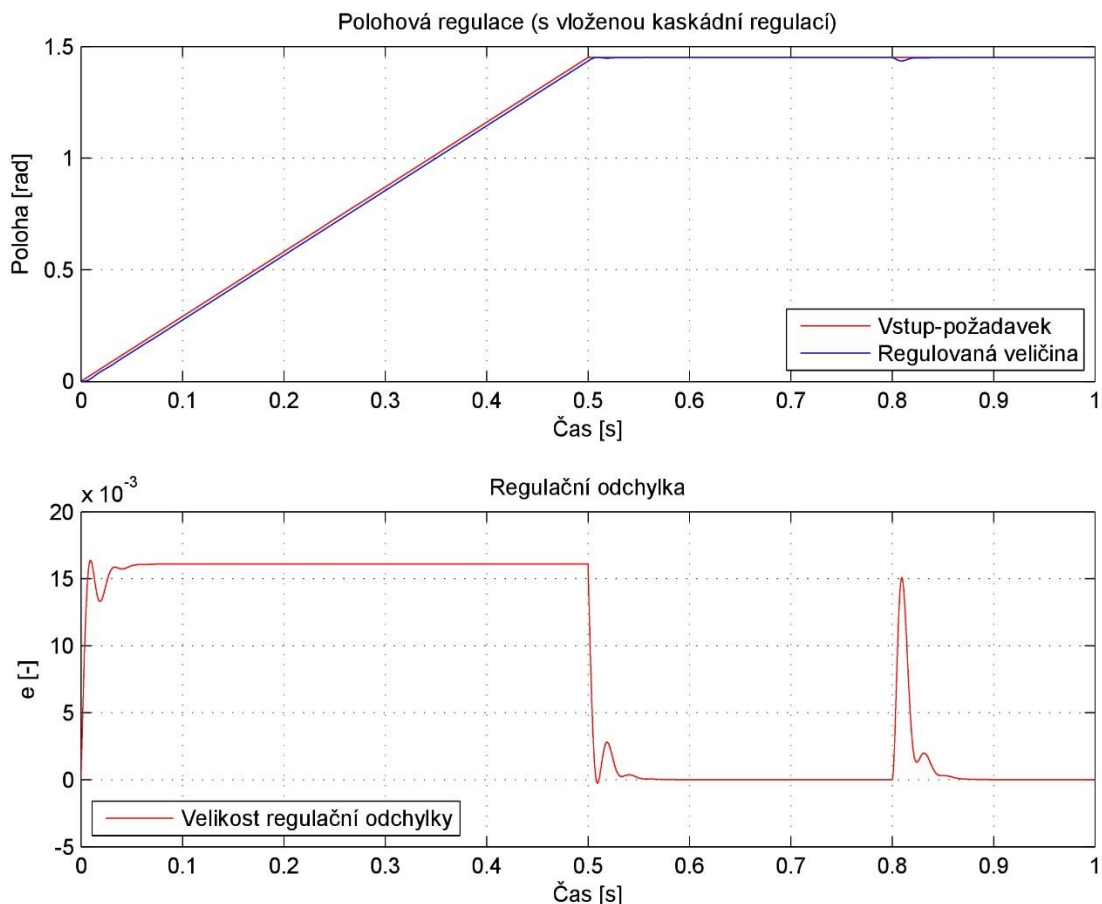


Obr. 94

Výstup simulace rychlostní smyčky osy C

5.4.3. Polohová smyčka regulace

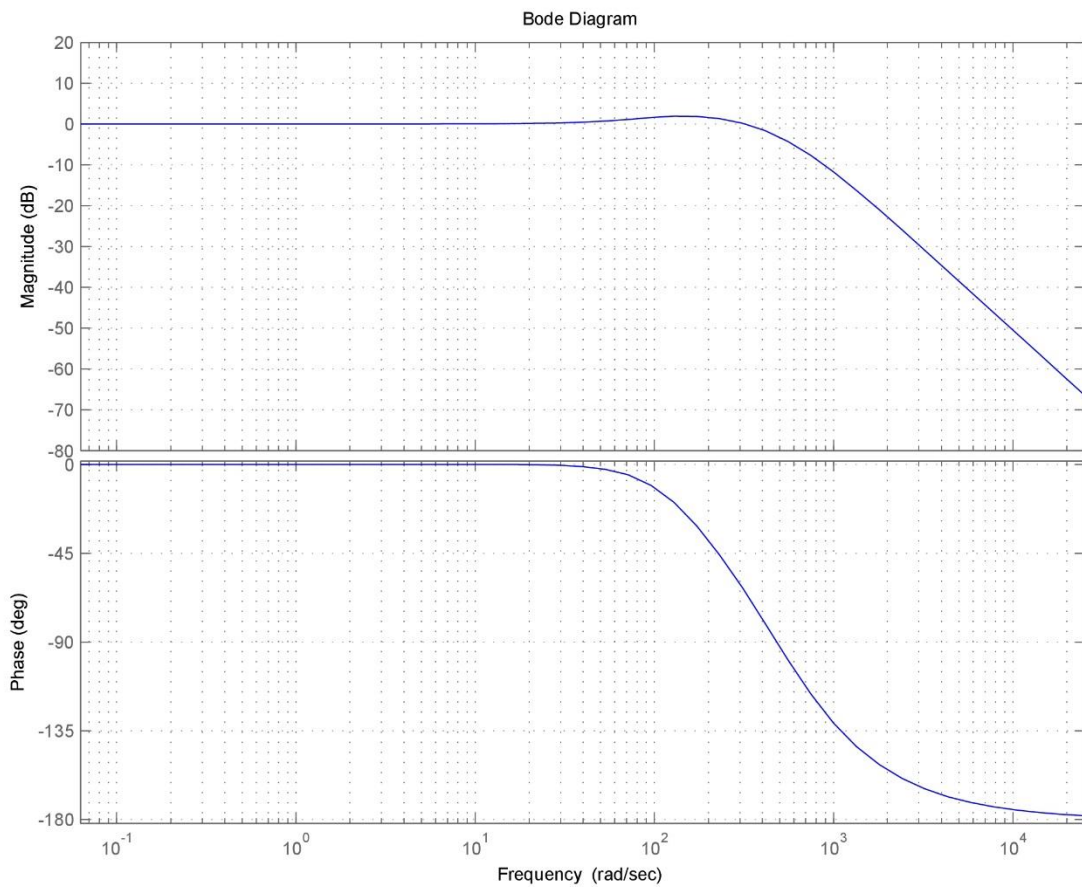
Výstup simulace polohové regulace je na obrázku Obr. 95. Popis viz. kapitola [5.3.3. Polohová smyčka regulace](#). Při změně polohy dojde k maximální nepřesnosti v pootočení osy o **0,016[rad]**, po vstupu vnějšího zatížení o velikosti 1[Nm] k pootočení o **0,015[rad]**. Hodnoty nepřesností by se daly zlepšit zvýšením proporčního zesílení K_v , ovšem za cenu většího zakmitání soustavy. Proto byla hodnota zesílení polohového regulátoru stanovena na $K_v = 180[s^{-1}]$



Obr. 95 Výstup simulace polohové smyčky osy C

5.4.4. Bode diagram

Na obrázku Obr. 96 je znázorněn Bode diagram regulace pohybové osy C společně s fázovým posuvem. Odečtem z grafu prostřednictvím programu Matlab bylo zjištěno propustné pásmo do **483[rad/s]**, což odpovídá hodnotě **76,87[Hz]**. Výpis spouštěcího skriptu pro Bode diagram osy C je přiložen v textové Příloze 06.



Obr. 96 Bode diagram a fázový posuv osy C

[35]

Za podnětné rady v oblasti simulace patří poděkování doc. Ing. Pavlu Součkovi, DrSc.

6. Podklady pro realizaci stolu

Tato kapitola se zabývá shromážděním podkladů pro možnou výrobu rotačně sklopného stolu. Její významnou částí je kompletní výkresová dokumentace vyráběných dílců, která je součástí práce. Druhou částí je cenová nabídka všech součástí, nakupovaných i vyráběných, ze kterých se stůl skládá. Pokud existovala k dané součásti alternativa, bylo shromážděno nabídek více. Vybrána byla ta, která byla buď nejlevnější, anebo lépe vyhovovala požadavkům. Ať už přesnosti či funkčnosti.

6.1. Seznam nakupovaných komponent

Celkový seznam vybraných nakupovaných komponent je uveden v tabulce Tab. 23. Ke každé komponentě je uvedena, cena a množství. V další tabulce Tab. 24 je ke každé komponentě přiřazeno číslo zdroje s odkazem na katalogový list.

Seznam a ceník nakupovaných komponent				
Komponenta:	Typ:	Cena		Množství [ks]
Ložisko	INA ZKLF60-145-2Z	30 000	Kč	2
Ložisko	FAG 7202-B-TVP	340	Kč	4
Ložisko	FAG 7202-B-2RS-TVP	985	Kč	2
Matice upínací	INA AM15	1 100	Kč	6
Matice upínací	INA ZM60	3 105	Kč	2
Pneumatická brzda	HEMA RotoClamp RC50S	278	EUR	2
Vlnovcová spojka	R+W BKL/4,5/12/16	1 000	Kč	1
Vlnovcová spojka	R+W MK5/45/49/12/16	1 520	Kč	1
Přívod vzduchu	FESTO QSM M5	50	Kč	6
Olejoznak	HENNLICH KA-1 M24x1,5	137	Kč	2
Plnicí zátka	ELESA+GANTER TN.16x1,5	20	Kč	2
Vypouštěcí zátka	ELESA+GANTER TSD.16x1,5	20	Kč	2
Odvzdušňovací ventil	ELESA+GANTER SFP.30-16x1,5	100	Kč	1
Hřídellové těsnění	GUFERO MQV G – 80x95x8	32	Kč	2
Hřídellové těsnění	GUFERO MQV G – 50x59x4	15	Kč	4
Hřídellové těsnění	GUFERO MQV G – 22x35x5	8	Kč	1
Hřídellové těsnění	GUFERO MQV G – 12x45x7	11	Kč	1
Těsnící papír	GUFERO Rotes Z 0,8mm	82	Kč	1
Drážkový T-kámen	HOFFMANN GROUP M12 14mm	49	Kč	4
Středící kámen	HOFFMANN GROUP 10mm	173	Kč	2
Servomotor	YASKAWA SGMGV 05A	923	EUR	2
Řídicí karta 5-osy	HAAS Field INSTL 5th-Axis	5 664	EUR	1
Spojovací materiál		1 000	Kč	
Kurz EUR = 27,40Kč (ke dni 24.05.2015)				
		Σ	302 146	Kč

Tab. 23

Seznam a ceník nakupovaných komponent

Seznam odkazů na katalogové listy komponent		
Komponenta:	Typ:	Zdroj:
Ložisko	INA ZKLF60-145-2Z	[37]
Ložisko	FAG 7202-B-TVP	[38]
Ložisko	FAG 7202-B-2RS-TVP	[38]
Matice upínací	INA AM15	[16]
Matice upínací	INA ZM60	[16]
Pneumatická brzda	HEMA RotoClamp RC50S	[24]
Vlnovcová spojka	R+W BKL/4,5/12/16	[39]
Vlnovcová spojka	R+W MK5/45/49/12/16	[39]
Přívod vzduchu	FESTO QSM M5	[40]
Olejoznak	HENNLICH KA-1 M24x1,5	[41]
Plnicí zátka	ELESA+GANTER TN.16x1,5	[42]
Vypouštěcí zátka	ELESA+GANTER TSD.16x1,5	[43]
Odvzdušňovací ventil	ELESA+GANTER SFP.30-16x1,5	[44]
Hřidelové těsnění	GUFERO MQV G – 80x95x8	[45]
Hřidelové těsnění	GUFERO MQV G – 50x59x4	[45]
Hřidelové těsnění	GUFERO MQV G – 22x35x5	[45]
Hřidelové těsnění	GUFERO MQV G – 12x45x7	[45]
Drážkový T-kámen	HOFFMANN GROUP M12 14mm	[46]
Středící kámen	HOFFMANN GROUP 10mm	[47]
Servomotor	YASKAWA SGMGV 05A	[33]
Řídicí karta 5-osy	HAAS Field INSTL 5th-Axis	[7]

Tab. 24 Seznam odkazů na katalogové listy komponent

Celkový součet nakupovaných komponent činí přibližně **302 000,-Kč**. Největší měrou se na této části podílí řídicí karta páté osy pro frézku HAAS TM-1HE. Jen ta samotná stojí v přepočtu přibližně 155 000,-Kč.

6.2. Seznam vyráběných dílců

Seznam vyráběných součástí je shrnut v tabulce Tab. 25. Ke každému dílci je uvedeno číslo výkresu, předpokládaná cena a množství. Celková cena vyráběných dílců činí přibližně **110 000,-Kč**.

V celkovém součtu by tedy zhotovení rotačně sklopného stolu vyšlo přibližně na **410 000,-Kč**. V porovnání s výrobky renomovaných firem je to cca o 200 000 ~ 300 000,-Kč méně. Výsledná cena by však v případě realizace mohla kolísat až v řádech desítek tisíc korun v závislosti na změnách kurzu měny a případných potížích s výrobou či montáží.

Seznam a ceník vyráběných dílců				
Dílec:	číslo výkresu:	Cena		Množství [ks]
Těleso základny	01-01-1715	22 000	Kč	1
Těleso kolébky	01-02-1715	16 000	Kč	1
Příruba ramene	10-02-1715	3 500	Kč	1
Rameno kolébky	02-01-1715	4 000	Kč	1
Šnekový tubus osy naklápění	18-01-1715	3 800	Kč	1
Šnekový tubus osy rotace	14-02-1715	3 000	Kč	1
Předepínací matice	17-01-1715	1 600	Kč	2
Adaptér motoru osy naklápění	15-01-1715	2 600	Kč	1
Adaptér motoru osy rotace	16-01-1715	2 400	Kč	1
Hřídel desky stolu	02-02-1715	4 000	Kč	1
Koaxiální hřídel	08-01-1715	1 800	Kč	1
Víko mazací komory naklápění	09-01-1715	1 600	Kč	1
Víko mazací komory rotace	11-02-1715	1 800	Kč	1
Těsnicí disk	05-01-1715	1 600	Kč	2
Přítlačný disk Ø57	11-01-1715	800	Kč	1
Přítlačný disk Ø125	19-01-1715	600	Kč	2
Přítlačný prstenec Ø35	12-01-1715	200	Kč	1
Přítlačný prstenec Ø103	14-01-1715	400	Kč	1
Příruba kolébky	07-02-1715	3 500	Kč	1
Příruba základny	06-01-1715	3 500	Kč	1
Krycí plech	09-02-1715	1 800	Kč	1
Kryt kolébky	08-02-1715	1 800	Kč	1
Kryt základny	07-01-1715	1 800	Kč	1
Kuželový adaptér	13-02-1715	400	Kč	1
Distanční trubka Ø45	13-01-1715	200	Kč	1
Distanční kužel Ø27	10-01-1715	300	Kč	1
Distanční kužel Ø28	12-02-1715	200	Kč	1
Šnekové kolo	03-01-1715	5 000	Kč	2
Hřídel šneku osy naklápění	04-01-1715	2 000	Kč	1
Hřídel šneku osy rotace	03-02-1715	2 000	Kč	1
Čelní ozubené kolo	04-02-1715	1 750	Kč	1
Čelní ozubené kolo – dělené 01	05-02-1715	1 750	Kč	1
Čelní ozubené kolo – dělené 02	06-02-1715	1 750	Kč	1
		Σ	108 250	Kč

Tab. 25

Seznam a ceník vyráběných dílců

7. Závěr

Práce pojednává o všech cílech vytyčených zadáním. Na začátku byla provedena rešerše jak problematiky mikrofrézování, tak aktuálně nabízených rotačně sklopných stolů. Tím vznikl obraz o tom, jak které principy a zařízení pracují a co je nutné dodržet pro jejich fungování. Rovněž ukazuje prověřené způsoby řešení a konstrukce, popisuje dílčí a periferní zařízení rotačně sklopných stolů. Poukazuje na konstrukční alternativy, výhody, nevýhody a vhodné oblasti použití. Rozbor stolů probíhal pouze pro oblast mikrofrézování, protože ta je v této práci stěžejní.

Následuje rozbor možností frézky Haas TM-1HE pro kterou byl rotačně sklopný stůl navrhován. Důležitá byla rozměrová analýza, která leccos napověděla k výsledným proporcím stolu, jež se musí do pracovního prostoru frézky vejít. Zároveň však musí zbyť dostatek místa na nástroj a upínací zařízení. Dále byl proveden návrh připojení stolu k frézce. Pod pojmem připojení se skrývají dva způsoby. Připojení mechanické a připojení elektrické. Připojení mechanické je provedeno pomocí upínacích T-kamenů a broušených středících kamenů. Navíc je možné letmý konec kolébky podepřít koníkem frézky za účelem snížení deformací od vlastní hmotnosti a obráběcích sil. Elektrické připojení je mnohem složitější a vzhledem ke snaze výrobců co nejvíce šifrovat způsob komunikace stroje se servopohony, bylo rozhodnuto použít pro pohon stolu stejné motory, které jsou umístěné v děličce Haas HRT160. Ta je na frézce již naistalována a s řídicím systémem tak bez problémů komunikuje.

Na základě získaných poznatků o konstrukci a možnostech frézky byly navrženy tři konstrukční návrhy, jak by mohl rotačně sklopný stůl vypadat. Vybrána byla poslední varianta, která nejlépe odpovídala požadavkům a byla tak dále rozpracována. Výsledné zařízení má letmo uloženou kolébku a hnací motory obou os jsou umístěny na tělese základny. Náhon osy rotace je řešen středem hřídele osy naklápění. To znamená, že k tělesu kolébky není připojen žádný motor, který by strukturu negativně zatěžoval. Po představení výsledné konstrukce následuje souhrn všech návrhových výpočtů, kam se řadí výpočet technologických sil, návrh ozubených soukolí, návrh ložisek, nebo analýza deformace struktury stolu pod nástrojem.

Po završení konstrukčních prací byl vytvořen v modulu Simulink programu Matlab matematický model – kaskádní regulace obou pohybových os stolu za účelem odhadu parametrů nastavení servomotorů. To se postupným laděním jednotlivých kaskád podařilo. Dílčím produktem matematického modelu bylo zjištění torzních tuhostí, vlastních frekvencí a propustných pásem obou os.

Poslední kapitolou textové části je souhrn podkladů pro zajištění výroby stolu. Proto byl sestaven seznam všech nakupovaných i vyráběných komponent a dílců společně s cenovou kalkulací. Součástí podkladů pro výrobu je i kompletní výkresová dokumentace, která je součástí práce.

Cíle zadání se podařilo splnit.

Použitá literatura

- [1] PAGÁČ, Marek. Webový seminář představil mikrofrézování. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 16. březen 2011 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/webovy-seminar-predstavil-mikrofrezovani.html>
- [2] SCHUBERT, Andrea a kolektiv. Vyšší spolehlivost při mikrofrézování kalených ocelí. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 15. květen 2012 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/vyssi-spolehlivost-pri-mikrofrezovani-kalenych-oceli.html>
- [3] JANOUŠEK, Vladimír. Mikrofrézování oceli – zdroj úspor. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 20. červen 2007 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.digitovarna.cz/clanek-84/mikrofrezovani-oceli-zdroj-uspor.html>
- [4] JANDEČKA, K., KOŽMÍN, P. Spline interpolace v postprocesorech CAD/CAM systému Cimatron. In ITC 2007. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, 2007. ISBN: 978-80-7318-572-5
- [5] HEIDENHAIN: Příručka uživatele. Popisový dialog HEIDENHAIN iTNC 530. 9/2005, Německo, Traunreut, 1.vyd., 691 s.
- [6] HEIDENHAIN: iTNC 530 informace pro strojní výrobu. 8/2005, Německo, 100 s.
- [7] HAAS AUTOMATION. *Rotary Solutions*. verze listopad 2008 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: https://www.teximp.com/view/userfiles/files/haas_rotarybrochure_eng.pdf
- [8] *Datron* [online]. Accessories – Trunnion-Style 5 axis – Datron Dynamics, Inc. [cit. 2015-07-06]. Aktualizováno 2015. Dostupný na WWW: <http://www.datron.com/accessories/trunnion-5-axis.php>
- [9] KITAGAWA IRON WORKS. *NC tilting rotary tables. TT101-TT120 series*. verze červenec 2011 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.kitagawaeurope.com/uploads/resources/tt101120Pages_from_NCRotaryTable.pdf
- [10] LEHMANN. *CNC rotary tables*. verze září 2013 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://rotectools.com/files/LEHMANN%20Main%20Brochure%20500.pdf>
- [11] LYNDEN NIKKEN. *Nikken rotary tables for brother CNC tapping centers*. verze 2013 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.lyndexnikken.com/pc/catalog/In-brother%20rotary%20table%20catalog%202013%20-%20final%20web%2009042013.pdf>
- [12] MM PRŮMYSLOVÉ SPEKTRUM. Přímé pohony začínají nabírat obrátky. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 16. červenec 2004 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/prime-pohony-zacinaji-nabirat-obratky.html>
- [13] MM PRŮMYSLOVÉ SPEKTRUM. Prstencové motory. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 12. prosinec 2001 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>
- [14] *Koma* [online]. Tilting tables – Tsudakoma advantages – Koma Precision, Inc. [cit. 2015-07-06]. Aktualizováno 2015. Dostupný na WWW: <http://www.komaprecision.com/Tsudakoma.shtml>
-

[15] INA FAG. *High precision bearings for combined loads*. verze listopad 2011 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.brg-catalogues.com/Catalogue_store/INA%20FAG/tpi_120_de_en%20High%20precision%20brgs%20for%20combined%20loads.pdf

[16] INA FAG. *Bearings for screw drives*. verze říjen 2009 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi123_de_en.pdf

[17] INA *Crossed roller bearings for high precision applications*. verze červen 2003 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/ksx_de_en.pdf

[18] VLČEK, Jan. Magnetické a optické snímače polohy. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 14. březen 2007 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/magneticke-a-opticke-snimace-polohy.html>

[19] VLČEK, Jan. Magnetické snímače polohy. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 01. září 2004 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/magneticke-snimace-polohy.html>

[20] PANCHARTEK, Radek. Rotační snímače. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 03. září 2003 [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/rotacni-snimace.html>

[21] *Snímače mechanických veličin* [online]. Automatizace - poloha. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://skriptum.wz.cz/autom/poloha.htm>

[22] KEJZLAR, Luděk. Zpracování signálu z optoelektronického čidla v aplikaci snímače polohy astronomického dalekohledu, 11 s. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.grecner.cz/astro/irc-01.pdf>

[23] *Renishaw* [online] Rotační (úhlové) snímací systémy s velmi vysokou přesností – Renishaw plc. [cit. 2015-07-06]. Aktualizováno 2015. Dostupný na WWW: <http://www.renishaw.cz/cs/rotacni-uhlove-snimaci-systemy-svelmi-vysokoupresnosti--6476>

[24] HEMA MASCHINEN UND APPARATESCHUTZ GmbH. *Clamping and breaking systems*. verze srpen 2014 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.hema-group.com/fileadmin/Download/Kataloge/HEMA_Clamping%20Systems_2014_EN_ov_2_2014.pdf

[25] Suco [online]. Antriebstechnik – Kupplungen und Bremsen – Suco Robert Scheuffele GmbH & Co. [cit. 2015-07-06]. Aktualizováno 2013. Dostupný na WWW: <http://www.suco.de/Antriebstechnik.htm>

[26] *Haas Automation* [online]. CNC vertikální centra – Nástrojařské frézy – Toolroom Mill – TM-1 – Haas Automation, Inc. [cit. 2015-07-06]. Aktualizováno 2015. Dostupný na WWW: http://int.haascnc.com/mt_spec1.asp?intLanguageCode=1029&id=TM-1&webID=TOOLROOM_MILL_VMC

[27] HAAS AUTOMATION. *TM-1/TM-1P Machine layout drawing*. verze březen 2015 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://haascnc.com/DOCLIB/dimensions/VMC/MLD-TM-1,%20TM-1P%20Rev%20D.pdf>

[28] HAAS AUTOMATION. *Haas TM Series*. verze listopad 2013 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://haascnc.com/DOCLIB/datasheets/DS_TMseries_US.pdf

[29] HAAS AUTOMATION. *Uživatelská příručka pro otočné zařízení/koník*. verze prosinec 2012 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.haascnc.com/doclib/manual/translated/96-cs0315r.pdf>

[30] PRAMET. *Frézování*. verze 2014 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.dormerpramet.com/downloads/milling-2014-cz-sk.pdf>

[31] KUGL, O.; HOUKAL, J.; TOMEK, P.; ZÝMA, J. *Projekt – III. ročník*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-03205-1.

[32] *Ozubená kola* [online]. Technická univerzita Ostrava – Vysoká škola báňská – Fakulta strojní – Katedra částí a mechanismů strojů – Ozubená kola – Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.347.vsb.cz/staff/pistacek/vyuka/ozubena_kola.pdf

[33] YASKAWA ELECTRIC CORPORATION. *Rotary servomotors SGMGV*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.dynamics-automation.com/pdf/Yaskawa/SAM/SGMGV.pdf>

[34] ŘEZNÍČEK, J.; ŘEZNÍČKOVÁ, J. *Pružnost a pevnost v technické praxi – příklady III*. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-03947-2.

[35] SOUČEK, P. *Pohony výrobních zařízení (Servomechanismy)*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1994. ISBN 80-01-01159-3.

[36] *Automatizace.hw.cz* [online]. Proudová smyčka 4-20mA – Antonín Vojáček. [cit. 2015-07-06]. Aktualizováno 29. listopad 2005. Dostupný na WWW: <http://automatizace.hw.cz/clanek/2005112901>

[37] INA *Double row axial angular contact ball bearings*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/mai/downloads_10/mai96_de_gb.pdf

[38] FAG *Angular Contact ball bearings 7202-B-2RS-TVP (Series 72.-B-2RS)*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=9&ved=0CFcQFjAl&url=http%3A%2F%2Fmedias.ina.de%2Fmedias%2Fen!hp.ec.br.dat%2F72.-B-2RS*7202-B-2RS-TVP&ei=tMtxVffxJuefyAPdrIL4CA&usg=AFQjCNFtyri1nIXjwKyI9nu0mONtrE3xhg&bvm=bv.95039771,d.bGQ&cad=rja

[39] R+W COUPLINGS. *Precision couplings*. verze únor 2013 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.rem-technik.cz/files/upload/14-rw-prehled-hridelovych-spojek-en.pdf>

[40] FESTO. *Push-in fittings and connectros QS, Quick Star*. verze březen 2015 [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.festo.com/cat/en-nz/data/doc_engb/pdf/en/qs_en.pdf

[41] HENNLICH/CEMATECH. *Olejoznaky KA*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_IL-olejoznaky_KA_02.pdf

[42] ELESA-GANTER. *Zátky TN*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/sps/7643/4/1/26/53/1197/?t=-8587680833936046448>

[43] ELESA-GANTER. *Vypouštěcí zátky TSD*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/sps/7646/4/1/26/53/1271/?t=-8587680834449131349>

[44] ELESA-GANTER. *Odvzdušňovací zátky se zástěrkou*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/sps/7601/4/1/26/54/2533/?t=-8587680833408765522>

[45] GUFERO. *Hřidelové těsnící kroužky*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: <http://www.elotechnik.cz/files/ckeditor/files/gufera-katalog-elo.pdf>

[46] HOFFMANN GROUP. *Kompaktní upínače*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: https://www.hoffmann-group.com/medias/sys_master/root/haa/h89/8820691828766/370150.pdf

[47] HOFFMANN GROUP. *Přesné drážkové kameny (lícované kameny) pro vyrovnání přípravků a nástrojů*. [online]. [cit. 2015-07-06]. Dostupný na WWW: https://www.hoffmann-group.com/medias/sys_master/root/hd4/h9d/8820835975198/375365.pdf

Seznam obrázků

Obr. 01	Haas TM-1HE	15
Obr. 02	Materiál obrobku 440C nerezová ocel, množství malých tvarovaných míst, průměr výstupku nahoře 0,203 mm, celková výška výstupku 1,524 mm, použitý nástroj kulová dokončovací fréza \varnothing 0,762 mm	16
Obr. 03	Porovnání řezného nástroje s velikostí lidského vlasu (průměr nástroje 0,01 mm)	16
Obr. 04	Uživatelské prostředí CAD/CAM systému Cimatron E	18
Obr. 05	Ukázka lineární interpolace spojité dráhy nástroje	19
Obr. 06	Škubnutí při změně rychlosti	19
Obr. 07	Porovnání typů spline	20
Obr. 08	Srovnání drah nástroje vypočtených tradičním CAM systémem a CAM softwarem specializovaným na mikroobrábění	21
Obr. 09	Příklady hotových obrobků	22
Obr. 10	Znázornění pohybových os rotačně sklopného stolu	23
Obr. 11	Přídavný rotačně sklopný stůl Haas TR 110	23
Obr. 12	Rozvin stolu Haas TR 110	24
Obr. 13	Rotačně sklopný stůl Datron M8	25
Obr. 14	Rotačně sklopný stůl Kitagawa TT101	27
Obr. 15	Rotačně sklopný stůl Lehmann TF-507510 fix	28
Obr. 16	Rotačně sklopný stůl Nikken 5AX-130	29
Obr. 17	Řez prstencovým motorem	31
Obr. 18	Vlastnosti šnekového soukolí firmy Koma	32
Obr. 19	Rozvin pohonu děličky z produkce firmy Haas	32
Obr. 20	Uložení axiálně posuvného šneku	33
Obr. 21	Soustava čelních soukolí umožňující axiální posuv hřídele šneku	34
Obr. 22	Uložení hřídele šneku v axiálně posuvném tubusu	34
Obr. 23	Radiálně axiální válečkové ložisko INA FAG YRT	35
Obr. 24	Radiálně axiální válečkové ložisko INA FAG YRT	35
Obr. 25	Radiálně axiální jehlové ložisko INA FAG ZARF	35
Obr. 26	Radiálně axiální jehlové ložisko INA FAG ZARF	35
Obr. 27	Křížové válečkové ložisko INA FAG XSU	36
Obr. 28	Křížové válečkové ložisko INA FAG XSU	36
Obr. 29	Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem INA FAG ZKLF	36
Obr. 30	Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem INA FAG ZKLF	36
Obr. 31	Radiálně axiální válečkové ložisko INA FAG YRTM s magnetickým odměřováním	37
Obr. 32	Magnetický prstenec spolu se snímačem	38
Obr. 33	Princip funkce magnetického odměřování	38
Obr. 34	Princip funkce optického přírůstkového snímače	39
Obr. 35	a) průběhy IRC snímače, b) zpracování klopným obvodem D pro jednoduchou přesnost, c) zpracování s čtyřnásobnou přesností	39
Obr. 36	Kotouč absolutního optického snímače	40
Obr. 37	Pneumatická brzda Hema RotoClamp brzdící na vnitřní průměr	41
Obr. 38	Hydraulická brzda brzdící na vnitřní průměr	42
Obr. 39	Rozvin elektromagnetické brzdy Suco Typ B	43
Obr. 40	Frézka Haas TM-1 s kapotáží	44
Obr. 41	Pracovní prostor frézky Haas TM-1HE	46
Obr. 42	Kruhová interpolace po směru hodinových ručiček	47

Obr. 43	Kruhová interpolace proti směru hodinových ručiček	47
Obr. 44	Kruhová hystereze	48
Obr. 45	Skutečný rozměr T-drážky ve stole stroje	49
Obr. 46	Pohled na řídicí karty ve stroji Haas TM-1HE. Slot pro řízení páté osy je prázdný	49
Obr. 47	Souvisle řízená čtvrtá osa v podobě děličky Haas HRT160	50
Obr. 48	Externí zařízení Haas Servo Control	51
Obr. 49	Propojení zařízení Haas Servo Control se strojem	52
Obr. 50	Ideová varianta A	54
Obr. 51	Pokusný rotačně sklopný stůl firmy Almac	55
Obr. 52	Ideová varianta B	56
Obr. 53	Ideová varianta C	58
Obr. 54	Navržený rotačně sklopný stůl pro mikrofrézování	59
Obr. 55	Řez rotačně sklopným stolem s popisem	60
Obr. 56	Podélný svislý řez rotačně sklopným stolem	61
Obr. 57	Podélný vodorovný řez rotačně sklopným stolem	62
Obr. 58	Příčný svislý řez rotačně sklopným stolem	63
Obr. 59	Znázornění olejové náplně v tělese základny	66
Obr. 60	Znázornění olejové náplně v tělese kolébky	66
Obr. 61	Úhlový rozsah kolébky – osy A	68
Obr. 62	Opásání frézy	69
Obr. 63	Krajní polohy stolu pro silový rozbor	70
Obr. 64	Znázornění těžišť a silových ramen	71
Obr. 65	Zjednodušený model zatěžování osy A	73
Obr. 66	Velikosti posouvajících sil v ose A	73
Obr. 67	Velikost ohybového momentu v ose A	73
Obr. 68	Velikost průhybu po délce nosníku v ose A	73
Obr. 69	Uložení ložiska zády k sobě do „O“	76
Obr. 70	Zjednodušený model zatěžování	77
Obr. 71	Velikosti posouvajících sil vůči ložisku	77
Obr. 72	Zjednodušený model zatěžování osy C	81
Obr. 73	Velikosti posouvajících sil v ose C	81
Obr. 74	Velikost ohybového momentu v ose C	81
Obr. 75	Velikost průhybu po délce nosníku v ose C	81
Obr. 76	Zjednodušený model zatěžování	82
Obr. 77	Velikosti posouvajících sil vůči ložisku	82
Obr. 78	Silové poměry na šneku	95
Obr. 79	Silové poměry na čelním soukolí	96
Obr. 80	Rozbor sil v ložiskách hřídele šneku pro pohon osy A	97
Obr. 81	Rozbor sil v ložiskách hřídele šneku pro pohon osy C	98
Obr. 82	Rozbor sil v ložiskách koaxiální hřídele	99
Obr. 83	Ilustrace rozdělení ramene kolébky	102
Obr. 84	Model proudové smyčky	108
Obr. 85	Výstup simulace proudové smyčky	109
Obr. 86	Model rychlostní smyčky	110
Obr. 87	Model proudového regulátoru	111
Obr. 88	Model rychlostního regulátoru	111
Obr. 89	Výstup simulace rychlostní smyčky osy A	112
Obr. 90	Model polohové smyčky	112
Obr. 91	Výstup simulace polohové smyčky osy A	113
Obr. 92	Bode diagram a fázový posuv osy A	114
Obr. 93	Propustné pásmo osy A	114

Obr. 94	Výstup simulace rychlostní smyčky osy C	115
Obr. 95	Výstup simulace polohové smyčky osy C	116
Obr. 96	Bode diagram a fázový posuv osy C	117

Seznam tabulek

Tab. 01	Parametry rotačně sklopného stolu Haas TR 110	25
Tab. 02	Parametry rotačně sklopného Datron M7/M8/M10 Trunnion-Style 5-Axis	26
Tab. 03	Parametry rotačně sklopného stolu Kitagawa TT101	27
Tab. 04	Parametry otočného naklápěcího stolu Lehmann FT-507510 se znázorněním výpočtu zatížení páté osy	28
Tab. 05	Parametry rotačně sklopného stolu Nikken 5AX-130	29
Tab. 06	Porovnání přesnosti principiálních typů snímačů	40
Tab. 07	Shrnutí parametrů frézky Haas TM-1HE	45
Tab. 08	Vlastnosti zvoleného materiálu	68
Tab. 09	Vlastnosti zvoleného frézy	69
Tab. 10	Výpočet maximální síly od nástroje	69
Tab. 11	Hodnoty hmotností a silových ramen	72
Tab. 12	Tabulka klopných momentů působících na ložisko osy A	78
Tab. 13	Hodnoty sil v poloze A	79
Tab. 14	Tabulka klopných momentů působících na ložisko osy C	83
Tab. 15	Hodnoty sil v poloze B	84
Tab. 16	Průhyby stolu vlivem deformace ložisek	86
Tab. 17	Vlastnosti bronzu CuSn8Pb3Zn6	88
Tab. 18	Vlastnosti oceli 14 220	93
Tab. 19	Vlastnosti servomotoru	101
Tab. 20	Výpočet torzní tuhosti ramene kolébky	103
Tab. 21	Souhrn torzní tuhosti osy A	105
Tab. 22	Souhrn torzní tuhosti osy C	107
Tab. 23	Seznam a ceník nakupovaných komponent	118
Tab. 24	Seznam pořadových čísel komponent	119
Tab. 25	Seznam a ceník vyráběných dílců	120

Seznam použitého softwaru

Autodesk Inventor Professional 2008

Autodesk Inventor Professional 2015

Adobe Photoshop Elements 10

MathWorks Matlab R2009a

MS Word 2013

MS Excel 2013

MS PowerPoint 2013

MS XPS Document Writer

PDF24 Creator 6.9.2

Seznam příloh

Textové přílohy

- Příloha č.01 – Výpočet geometrie šnekového soukolí
- Příloha č.02 – Výpočet geometrie čelního soukolí
- Příloha č.03 – Spouštěcí skript (m-file) regulace osy A
- Příloha č.04 – Spouštěcí skript (m-file) pro Bode diagram osy A
- Příloha č.05 – Spouštěcí skript (m-file) regulace osy C
- Příloha č.06 – Spouštěcí skript (m-file) pro Bode diagram osy C

Výkresová dokumentace

- 01-01-1715 – Těleso základny
- 02-01-1715 – Hřídel ramene
- 03-01-1715 – Šnekové kolo
- 04-01-1715 – Hřídel šneku naklápění
- 05-01-1715 – Těsnící disk
- 06-01-1715 – Příruba základny
- 07-01-1715 – Kryt základny
- 08-01-1715 – Vnitřní hřídel
- 09-01-1715 – Víko komory naklápění
- 10-01-1715 – Distanční kužel čelního soukolí
- 11-01-1715 – Víko těsnění
- 12-01-1715 – Distanční kroužek těsnění
- 13-01-1715 – Distanční trubka těsnění
- 14-01-1715 – Přítlačný prstenec
- 15-01-1715 – Adaptér motoru naklápění
- 16-01-1715 – Adaptér motoru rotace
- 17-01-1715 – Předepínací matice
- 18-01-1715 – Axiální tubus naklápění
- 19-01-1715 – Kryt těsnícího disku

- 01-02-1715 – Těleso kolébky
- 02-02-1715 – Hřídel desky stolu
- 03-02-1715 – Hřídel šneku rotace
- 04-02-1715 – Čelní kolo
- 05-02-1715 – Čelní kolo – dělené 01
- 06-02-1715 – Čelní kolo – dělené 02
- 07-02-1715 – Příruba kolébky
- 08-02-1715 – Kryt kolébky
- 09-02-1715 – Krycí plech
- 10-02-1715 – Příruba ramene
- 11-02-1715 – Víko komory rotace
- 12-02-1715 – Distanční kužel šneku
- 13-02-1715 – Středící kužel
- 14-02-1715 – Axiální tubus rotace

- 01-03-1715 – Sestava základny
- 02-03-1715 – Sestava kolébky
- 03-03-1715 – Sestava stolu

01-03-1715-1K – 1. Kusovník k Sestavě základny
01-03-1715-2K – 2. Kusovník k Sestavě základny
01-03-1715-3K – 3. Kusovník k Sestavě základny
01-03-1715-4K – 4. Kusovník k Sestavě základny

02-03-1715-1K – 1. Kusovník k Sestavě kolébky
02-03-1715-2K – 2. Kusovník k Sestavě kolébky
02-03-1715-3K – 3. Kusovník k Sestavě kolébky

03-03-1715-1K – Kusovník k Sestavě stolu

Elektronické přílohy (uvedeny na CD)

DP1715 – Diplomová práce – Návrh a příprava realizace rotačně sklopného stolu pro mikrofrézování.pdf.

Dílčí výpočty – Výpočet rotačně sklopného stolu.xlsx

CAD model – Rotačně sklopný stůl pro mikrofrézování.stp

CAD model – Rotačně sklopný stůl pro mikrofrézování.igs

Výkresová dokumentace v PDF

Model regulace osy A - RSS.m

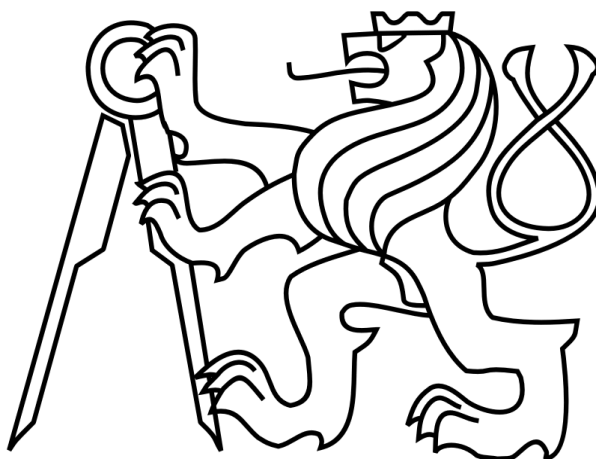
bode_RSS.m
poloha_mdl.mdl
proud1_mdl.mdl
speed_mdl.mdl
RSS_mdl.mdl

Model regulace osy C - RSS.m

bode_RSS.m
poloha_mdl.mdl
proud1_mdl.mdl
speed_mdl.mdl
RSS_mdl.mdl

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh a příprava realizace rotačně sklopného stolu pro mikrofrézování

Textové přílohy

Příloha č.01 – Výpočet geometrie šnekového soukolí

Generátor součásti - šneková ozubená kola (Verze: 12.0 SP1 (Build 120284100, 284))

Informace o projektu

Scénář

Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - Dle CSN

Společné parametry

Převodový poměr	i	36,5000 ul
Modul	m	1,400 mm
Osový modul	m_x	1,411 mm
Úhel sklonu	γ	7,1808 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Součinitel průměru šneku	q	16,0000 ul
Vzdálenost os	a_w	63,000 mm
Osová rozteč zubů	p_x	4,4330 mm
Rozteč zubů	p_n	4,3982 mm
Základní rozteč	p_b	4,162 mm
Stoupání šroubovice	p_z	8,866 mm
Délka šneku	b_1	70,000 mm
Šířka kola	b_2	22,400 mm
Osový úhel profilu	α_x	20,1454 deg
Základní úhel sklonu	β_b	6,7456 deg
Součinitel trvání záběru	ε	2,6898 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	2,0532 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	0,6366 ul
Mezní úchylka úhlu os	F_β	0,0090 mm
Zaručená boční vůle	j_{nmin}	0,046 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os	f_a	0,028 mm

Kola

		Šnek	Šnekové kolo
Typ modelu		Komponent	Komponent
Počet chodů	N	2,000 ul	
Počet zubů	N		73 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,2115 ul
Průměr roztečné kružnice	d	22,400 mm	103,008 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	25,200 mm	106,400 mm
Průměr patní kružnice	d _f	19,040 mm	100,240 mm
Vnější průměr věnce	d _{ae}		107,800 mm
Průměr základní kružnice	d _b	21,030 mm	96,706 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	22,992 mm	103,008 mm
Úhel zkosení věnce kola	δ		62,73 deg
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2000 ul	0,2000 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3000 ul	0,3000 ul
Tloušťka zubu	s	2,199 mm	2,415 mm
Osová tloušťka zubu	s _x	2,216 mm	2,434 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0120 mm	0,0250 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0075 mm	0,0100 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0070 mm	0,0095 mm
Náhradní počet zubů	N _v		74,745 ul
Min. doporučená korekce	x _{min}		-4,677 ul

Zatížení

		Šnek	Šnekové kolo
Výkon	P	0,300 kW	0,213 kW
Otáčky	n	1000,00 rpm	27,40 rpm
Svěrný moment	T	2,865 N m	74,385 N m
Účinnost	η		0,711 ul
Radiální síla	F _r		519,453 N
Obvodová síla	F _t	249,198 N	1444,264 N
Axiální síla	F _a	1444,264 N	249,198 N
Normální síla	F _n		1553,214 N
Obvodová rychlost v		1,173 mps	0,147 mps
Kluzná rychlost v _k			1,182 mps

Materiál

	Šnek	Šnekové kolo
	Tvrzená ocel cínový bronz CuSn10Ni1P1	
Mez pevnosti v tahu	S_u	300 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	180 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul
Mezní napětí v ohybu	S_n	300,0 MPa
Mezní napětí v dotyku	K_w	0,8 MPa
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	130,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	300,0 MPa
Tvrдость na boku zubu	VHV	100 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	250000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	250000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	8,000 ul
Max. kluzná rychlost	V_{max}	25,000 mps

Výpočet pevnosti

Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,000 ul 1,000 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,011 ul 1,009 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	0,700 ul 0,700 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul

Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	155,827 ul
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,485 ul
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,695 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,289 ul
Součinitel maziva	Z_L	1,000 ul
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	1,000 ul

Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{FA}	1,356 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,962 ul
Součinitel délky dotyku	Y_ϵ	0,590 ul
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,253 ul

Součinitel velikosti Y_x 1,000 ul

Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku S_H 1,970 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu S_F 5,424 ul
Průhyb hřídele šneku y 0,0253 mm
Ztrátový výkon P_z 0,096 kW
Max. odvedené teplo Q 0,327 kW
Kontrolní výpočet **Kladný**

Příloha č.02 – Výpočet geometrie čelního soukolí

Generátor součásti - čelní ozubená kola (Verze: 12.0 SP1 (Build 120284100, 284))

Informace o projektu

Scénář

Scénář návrhu - Počet zubů

Scénář jednotkového posunutí - Vlastní

Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - Dle ISO

Společné parametry

Převodový poměr i 1,0000 ul
Požadovaný převodový poměr i_{in} 1,0000 ul
Modul m 1,250 mm
Úhel sklonu β 20,0000 deg
Úhel profilu α 20,0000 deg
Vzdálenost os a_w 63,000 mm
Roztečná vzdálenost os a 62,520 mm
Celková jednotková korekce Σx 0,3932 ul
Rozteč zubů p 3,927 mm
Základní rozteč p_{tb} 3,897 mm
Provozní úhel záběru α_w 21,2323 deg
Čelní úhel profilu α_t 21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru α_{tw} 22,2717 deg

Základní úhel sklonu	β_b	18,7472 deg
Čelní modul	m_t	1,330 mm
Čelní rozteč	p_t	4,179 mm
Součinitel trvání záběru	ε	3,8751 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,5235 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	2,3516 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os f_x		0,0120 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os f_y		0,0060 mm

Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponent	Komponent
Počet zubů	N	47 ul	47 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,3932 ul
Průměr roztečné kružnice	d	62,520 mm	62,520 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	64,997 mm	65,980 mm
Průměr patní kružnice	d_f	59,395 mm	60,378 mm
Průměr základní kružnice	d_b	58,300 mm	58,300 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	63,000 mm	63,000 mm
Šířka ozubení	b	29,000 mm	27,000 mm
Šířkový poměr	b_r	0,4319 ul	0,4319 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	1,963 mm	2,321 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	2,090 mm	2,470 mm
Tloušťka zubu na tětivě	t_c	1,734 mm	2,050 mm
Výška hlavy zubu nad tětivou	a_c	0,923 mm	1,357 mm
Rozměr přes zuby	W	24,968 mm	25,305 mm
Rozměr přes zuby	z_w	7,000 ul	7,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	66,747 mm	67,566 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	2,500 mm	2,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0120 mm	0,0120 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0210 mm	0,0210 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0075 mm	0,0075 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0070 mm	0,0070 mm
Náhradní počet zubů	N_v	55,778 ul	55,778 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	69,722 mm	69,722 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	72,198 mm	73,181 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	65,518 mm	65,518 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	-0,4610 ul	-0,4610 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-2,2427 ul	-2,2427 ul

Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-2,4126 ul	-2,4126 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0096 ul	0,0096 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,7842 ul	0,7081 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	25,3252 deg	27,0730 deg

Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	0,300 kW	0,294 kW
Otáčky	n	1000,00 rpm	1000,00 rpm
Svěrný moment	T	2,865 N m	2,807 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	37,247 N	
Obvodová síla	F_t	90,946 N	
Axiální síla	F_a	33,102 N	
Normální síla	F_n	103,830 N	
Obvodová rychlost	v	3,274 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	10847,879 rpm	

Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		Vlastní materiál	Vlastní materiál
Mez pevnosti v tahu	S_u	700 MPa	700 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	340 MPa	340 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	S_n	420,0 MPa	420,0 MPa
Mez únavy v dotyku	S_{fe}	1020,0 MPa	1020,0 MPa
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	450,0 MPa	450,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1460,0 MPa	1460,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdost na boku zubu	VHV	600 ul	600 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	6,0 ul	6,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	2 ul	2 ul
Dovolené napětí v ohybu	σ_{Ab}	105,0 MPa	105,0 MPa
Dovolené napětí v dotyku	σ_{Ac}	34,0 MPa	34,0 MPa

Výpočet pevnosti

Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,154 ul 1,154 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	4,002 ul 3,527 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	2,375 ul 2,375 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul

Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,306 ul
Součinitel délky dotyku	Z_ε	0,810 ul
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,973 ul
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,969 ul
Součinitel velikosti	Z_X	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul

Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{FA}	2,269 ul 2,087 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,652 ul 1,799 ul
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,833 ul
Součinitel délky dotyku	Y_ε	0,691 ul
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,289 ul 1,322 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul 1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul

Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	3,356 ul	3,356 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	9,227 ul	8,799 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,254 ul	2,254 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	17,901 ul	16,645 ul
Kontrolní výpočet			Kladný

Příloha č. 03 – Spouštěcí skript (m-file) regulace osy A

```

colordef white
clear all
close all

J=706.572e-6;      %[kg*m^2]   Moment setrvačnosti osy A
R=1.7;            %[Ohm]       Odpor vinutí motoru
L=18.36e-3;       %[H]        Indukčnost vinutí motoru
Km=0.854;         %[Nm/A]     Motorová konstanta
Ku=2.84e-3;       %[Vs/rad]   Elektromotorické napětí
Tni=5e-3;         %[s]        Časová konstanta proudového PI reg.
Kpi=20;           %[V/A]      Proporční složka proudového PI reg.
Kp=0.3;           %[As/rad]   Proporční složka rychlostního PI reg.
Tn=0.01;          %[s]        Časová konstanta rychlostního PI reg.
Kv=200;           %[1/s]     Proporční složka polohového P reg.

T1=.08;
proud1_mdl;
sim('proud1_mdl');
c1=proud(:,1);    %Čas
%I=proud(:,5);    %Vstup
vstup=proud(:,2); %Vstup
regulovana_velicina=proud(:,3); %S regulací
figure(1)
plot(c1,vstup,'r',c1,regulovana_velicina,'b');
title('Proudová regulace')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('Proud [A]')
legend('Vstup-požadavek','Regulovaná veličina')
grid on;
zoom on;
hold on;

T2=0.35;
speed_mdl;
sim('speed_mdl');
velikost_proudu=speed(:,3); %Vstup
c2=speed(:,1);             %Čas
vstup=speed(:,2);         %Vstup
regulovana_velicina=speed(:,4); %S regulací
figure(2)
plot(c2,vstup,'r',c2,regulovana_velicina,'b',c2,velikost_proudu*100,'g');
title('Rychlostní regulace (s vnořenou proudovou)')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('Rychlost [rad/s] / Proud [A/100]')
legend('Vstup-požadavek','Regulovaná veličina','Velikost proudu')
grid on;
zoom on;
hold on;

T3=1.0;
poloha_mdl;
sim('poloha_mdl');

```

```
c3=pos(:,1); %Čas
poloha=pos(:,2); %Vstup
regulovana_velicina=pos(:,3); %Vystup
regulacni_odchylka=pos(:,4); %Regulační odchylka
figure(3)
subplot(2,1,1)
plot(c3,poloha,'r',c3,regulovana_velicina,'b');
title('Polohová regulace (s vloženou kaskádní regulací)')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('Poloha [rad]')
legend('Vstup-požadavek','Regulovaná veličina')
grid on;
zoom on;
hold on;
subplot(2,1,2)
plot(c3,regulacni_odchylka,'r');
title('Regulační odchylka')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('e [-]')
legend('Velikost regulační odchylky')
grid on;
zoom on;
hold on;
```

Příloha č. 04 – Spouštěcí skript (m-file) pro Bode diagram osy A

```
colordef white
clear all
close all

J=706.572e-6; % [kg*m^2] Moment setrvačnosti osy A
R=1.7; % [Ohm] Odpor vinutí motoru
L=18.36e-3; % [H] Indukčnost vinutí motoru
Km=0.854; % [Nm/A] Motorová konstanta
Ku=2.84e-3; % [Vs/rad] Elektromotorické napětí
Tni=5e-3; % [s] Časová konstanta proudového PI reg.
Kpi=20; % [V/A] Proporční složka proudového PI reg.
Kp=0.3; % [As/rad] Proporční složka rychlostního PI reg.
Tn=0.01; % [s] Časová konstanta rychlostního PI reg.
Kv=200; % [1/s] Proporční složka polohového P reg.
T2=2;

RSS_mdl
[A,B,C,D]=linmod('RSS_mdl');
proud=tf(ss(A,B,C,D));
bode(proud,{.01*2*pi,4000*2*pi})
grid on;
hold on;
```

Příloha č. 05 – Spouštěcí skript (m-file) regulace osy C

```
colordef white
clear all
close all
```

```
J=928.786e-6;      %[kg*m^2]   Moment setrvačnosti osy C
R=1.7;            %[Ohm]       Odpor vinutí motoru
L=18.36e-3;       %[H]        Indukčnost vinutí motoru
Km=0.854;         %[Nm/A]      Motorová konstanta
Ku=2.84e-3;       %[Vs/rad]   Elektromotorické napětí
Tni=5e-3;         %[s]        Časová konstanta proudového PI reg.
Kpi=20;           %[V/A]      Proporční složka proudového PI reg.
Kp=0.3;           %[As/rad]   Proporční složka rychlostního PI reg.
Tn=0.01;          %[s]        Časová konstanta rychlostního PI reg.
Kv=180;           %[1/s]      Proporční složka polohového P reg.
```

```
T1=0.08;
proud1_mdl;
sim('proud1_mdl');
c1=proud(:,1);      %Čas
%I=proud(:,5);      %Vstup
vstup=proud(:,2);  %Vstup
regulovana_velicina=proud(:,3); %S regulací
figure(1)
plot(c1,vstup,'r',c1,regulovana_velicina,'b');
title('Proudová regulace')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('Proud [A]')
legend('Vstup-požadavek','Regulovaná veličina')
grid on;
zoom on;
hold on;
```

```
T2=0.35;
speed_mdl;
sim('speed_mdl');
velikost_proudu=speed(:,3); %Vstup
c2=speed(:,1);             %Čas
vstup=speed(:,2);         %Vstup
regulovana_velicina=speed(:,4); %S regulací
figure(2)
plot(c2,vstup,'r',c2,regulovana_velicina,'b',c2,velikost_proudu*100,'g');
title('Rychlostní regulace (s vnořenou proudovou)')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('Rychlost [rad/s] / Proud [A/100]')
legend('Vstup-požadavek','Regulovaná veličina','Velikost proudu')
grid on;
zoom on;
hold on;
```

```
T3=1.0;
poloha_mdl
sim('poloha_mdl');
c3=pos(:,1);          %Čas
poloha=pos(:,2);      %Vstup
regulovana_velicina=pos(:,3); %Vystup
regulacni_odchylka=pos(:,4); %Regulační odchylka
figure(3)
subplot(2,1,1)
plot(c3,poloha,'r',c3,regulovana_velicina,'b');
```

```
title('Polohová regulace (s vloženou kaskádní regulací)')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('Poloha [rad]')
legend('Vstup-požadavek', 'Regulovaná veličina')
grid on;
zoom on;
hold on;
subplot(2,1,2)
plot(c3, regulacni_odchylka, 'r');
title('Regulační odchylka')
xlabel('Čas [s]')
ylabel('e [-]')
legend('Velikost regulační odchylky')
grid on;
zoom on;
hold on;
```

Příloha č. 06 – Spouštěcí skript (m-file) pro Bode diagram osy C

```
colordef white
clear all
close all

J=928.786e-6;           %[kg*m^2]   Moment setrvačnosti osy C
R=1.7;                 %[Ohm]     Odpor vinutí motoru
L=18.36e-3;            %[H]      Indukčnost vinutí motoru
Km=0.854;              %[Nm/A]    Motorová konstanta
Ku=2.84e-3;            %[Vs/rad]  Elektromotorické napětí
Tni=5e-3;              %[s]      Časová konstanta proudového PI reg.
Kpi=20;                %[V/A]    Proporční složka proudového PI reg.
Kp=0.3;                %[As/rad]  Proporční složka rychlostního PI reg.
Tn=0.01;               %[s]      Časová konstanta rychlostního PI reg.
Kv=180;                %[1/s]    Proporční složka polohového P reg.
T2=2;
```

```
RSS_md1
[A,B,C,D]=linmod('RSS_md1');
proud=tf(ss(A,B,C,D));
bode(proud, {.01*2*pi, 4000*2*pi})
grid on;
hold on;
```