

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU OBRÁBĚCÍHO STROJE

DESIGN OF MACHINE TOOL TURNTABLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR ZÁVIŠKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Závíška

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje

v anglickém jazyce:

Design of machine tool turntable

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti otočných stolů obráběcích strojů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného otočného stolu. Provede potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci otočného stolu v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy otočného stolu a v elektronické příloze 3D model otočného stolu.

Cíle bakalářské práce:

Proved'te rešerši v oblasti otočných stolů obráběcích strojů.

Na základě rešerše zvolte technické parametry konstruovaného otočného stolu.

Proved'te potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci otočného stolu v 3D modelu.

Vypracujte výkres sestavy otočného stolu.

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

Breník, Píč a kol.; Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty, Technický průvodce 59, SNTL Praha 1982

[www stránky výrobců vrtacích strojů](#)

[www.mmspektrum.com](#)

[www.infozdroje.cz](#)

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 5.11.2008

L.S.

Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí otočného stolu obráběcího stroje. V úvodní části uvedeny někteří výrobci otočných stolů pro volbu parametrů otočného stolu. Dále je provedena konstrukce otočného stolu s nepřímým pohonem a konstrukce otočného stolu s přímým pohonem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Otočný stůl, obráběcí stroj, přímý pohon, nepřímý pohon, servomotor, momentový motor.

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals the design of turntable of machining machine. In the introductory part are presented some manufacturers of rotary tables for the selection of parameters of rotary table. Then it is made the design of turntable with indirect drive and the design of turntable with direct drive.

KEYWORDS

Turntable, Machine tool, direct drive, indirect drive, servo motor, torque motor.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZÁVIŠKA, P. *Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. XY s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že sem bakalářskou práci Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Blechy, Ph.D. a v seznamu použité literatury uvedl všechny zdroje a podklady, ze kterých sem čerpal.

V Brně dne 20.května 2009

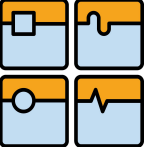
.....
Petr Závíška

PODĚKOVÁNÍ

Za podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Petru Blechovi, Ph.D..

OBSAH

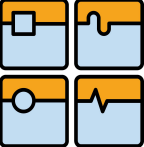
Seznam použitých symbolů a veličin.....	13
1. Úvod	16
2. Pohony otočných stolů	18
2.1. Nepřímé pohony.....	18
2.2. Přímé pohony	18
3. Měřicí systémy pro otočné osy	19
3.1. Optické systémy	19
3.2. Magnetické systémy	19
4. Výrobci otočných stolů	20
4.1. Volně stojící otočné stoly	20
4.2. Otočné stoly součástí sklopného stolu	21
5. Konstrukce otočného stolu s nepřímým pohonem.....	23
5.1. Volba parametrů otočného stolu	23
5.2. Zatížení stolu při obrábění	23
5.3. Uložení upínací desky stolu.....	24
5.4. Pohon stolu	24
5.5. Parametry šnekového soukolí	26
5.6. Pevnostní výpočet šnekového soukolí.....	28
5.7. Výpočet silových poměrů šnekového soukolí	30
5.8. Kontrola průhybu šneku	31
5.9. Kontrola hřídele šneku.....	32
5.10. Kontrola upínací desky stolu	37
6. Konstrukce otočného stolu s momentovým motorem	41
6.1. Uložení upínací desky stolu.....	41

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

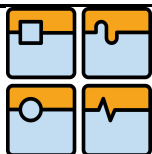
6.2.	Pohon stolu	41
6.3.	Výsledné vnitřní účinky na upínací desce stolu.....	43
6.4.	Kontrola upínací desky stolu.....	46
6.4.	Kontrola ložiska otočného stolu	54
6.5.	Kontrola spojení stolu desky stolu s rotorem stolu.....	55
7.	Závěr.....	58
8.	Seznam použitých zdrojů.....	59
9.	Seznam obrázků	61
10.	Seznam příloh	63
10.1.	Tištěné přílohy.....	63
10.2.	Elektronické přílohy.....	63
	Příloha.....	64

SEZNAM POŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

m	[kg]	hmotnost
D	[mm]	průměr
q_r	[MPa]	řezný odpor materiálu
S	[mm ²]	průřez
k_r	[1]	součinitel přetížení
F_r	[N]	řezná síla
F_g	[N]	gravitační síla
F_A	[N]	axiální síla
F_R	[N]	radiální síla
M_k	[N.mm]	krouťící moment
M_K	[N.mm]	klopný moment
x	[mm]	vzdálenost
C_{0r}	[N]	základní statická radiální únosnost
C_{0a}	[N]	základní statická axiální únosnost
C_r	[N]	základní dynamická radiální únosnost
C_a	[N]	základní dynamická axiální únosnost
S_0	[1]	statická bezpečnost ložiska
M_T	[N.mm]	třecí krouťící moment
u	[1]	převodové číslo šnekového soukolí
q	[1]	součinitel velikosti šneku
η_p	[1]	účinnost šnekového soukolí
I	[kg.mm ²]	redukovaný moment setrvačnosti
E_k	[J]	redukovaná kinetická energie
α	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
n	[min ⁻¹]	otáčky
z	[1]	počet zubů
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_{p02}	[MPa]	mez pružnosti
V_{HV}	[1]	tvrdost podle Vickerse
E	[MPa]	modul pružnosti
σ_{Hlin}	[MPa]	mez únavy materiálu v dotiky
σ_{Flin}	[MPa]	mez únavy materiálu v ohybu
P	[kW]	výkon servomotoru

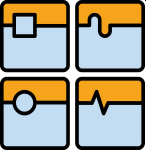
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

m_n	[mm]	normálový modul
γ	[°]	úhel stoupání šroubovice na roztečném válci
d	[mm]	roztečné průměry
S_H	[1]	bezpečnost proti tvorbě pitingu
μ	[1]	Poissonovo číslo
Z_E	[MPa ^{1/2}]	součinitel materiálu
α	[°]	úhel záběru
ε_α	[1]	součinitel trvání záběru
Z_ε	[1]	součinitel součtové délky stykových čar zubů
K_A	[1]	provozní faktor
$K_{H\alpha}$	[1]	součinitel rozdělení zatížení
$K_{H\beta}$	[1]	součinitel koncentrace zatížení podél dotykové čáry
F_t	[N]	obvodová síla
b	[mm]	šířka
σ_H	[MPa]	napětí v dotyku
L_h	[hr]	životnost
N	[1]	počet cyklů
s_F	[1]	bezpečnost proti únavovému lomu
z_v	[1]	počet zubů virtuálního kola
Y_F	[1]	součinitel tvaru zubu
σ_F	[MPa]	napětí v ohybu
Y_N	[1]	součinitel trvanlivosti pro ohyb
f	[1]	součinitel tření
F_g	[N]	gravitační síla
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
F_a	[N]	axiální síla
F_r	[N]	radiální síla
l	[mm]	vzdálenost
F_x	[N]	síla působící v ose x
F_y	[N]	síla působící v ose y
F_z	[N]	síla působící v ose z
S_y	[1]	bezpečnost proti průhybu šneku
R_e	[MPa]	mez pružnosti
y	[mm]	průhyb
i	[1]	počet
F_T	[N]	třecí síla

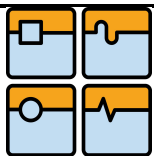


Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje

F_O	[N]	osová síla
S_K	[1]	bezpečnost proti prokluzu
M_U	[Nmm]	utahovací moment
D	[mm]	průměr
I	[mm ⁴]	modul průřezu
W_O	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
σ_O	[MPa]	napětí v ohybu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
σ_T	[MPa]	napětí v tahu
N	[N]	vnitřní účinek od tahové, tlakové síly
M_y	[Nmm]	vnitřní účinek od ohybového momentu v ose y
M_z	[Nmm]	vnitřní účinek od ohybového momentu v ose z
M_x	[Nmm]	vnitřní účinek od kroutícího momentu
τ_{km}	[MPa]	střední hodnota napětí v krutu
τ_{ka}	[MPa]	amplituda napětí v krutu
σ_{tm}	[MPa]	střední napětí v tahu-tlaku
σ_{ta}	[MPa]	amplituda napětí v tahu-tlak
σ_{mred}	[MPa]	střední hodnota redukovaného napětí
σ_{ared}	[MPa]	amplituda redukovaného napětí
k_a	[1]	součinitel povrchu
k_b	[1]	součinitel velikosti
k_c	[1]	součinitel zatížení
σ'_C	[MPa]	mez únavy vzorku
σ_C	[MPa]	mez únavy skutečné součásti
r	[1]	poloha bodu
σ_{AG}	[MPa]	amplituda napětí podle Goodmanova kritéria
σ_{MG}	[MPa]	střední napětí podle Goodmanova kritéria
S_Y	[1]	bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti
σ_{AL}	[MPa]	amplituda napětí podle Langrova kritéria
σ_{ML}	[MPa]	střední napětí podle Langrova kritéria
S_{FG}	[1]	bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti
d_ξ	[mm]	průměr šroubu
S_t	[1]	bezpečnost proti prokluzu
S_T	[1]	bezpečnost v tahu
S_P	[1]	bezpečnost v tlaku

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

h [mm] hloubka
 σ_p [MPa] napětí v tlaku



1. ÚVOD

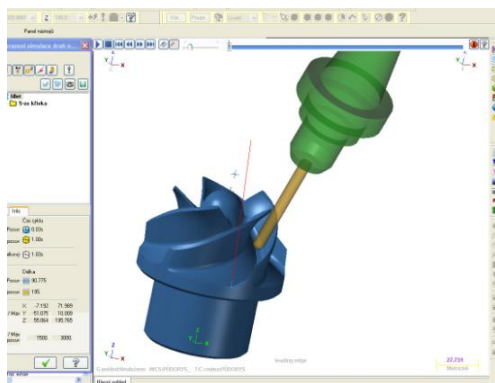
Otočné stoly se používají nejčastěji u CNC frézek, nebo u CNC obráběcích center. Otočné stoly slouží jako 4. osa obráběcího stroje pro polohování dílců při obrábění. Dále potom se otočný stůl používá s kombinací s kolíbkou, tzv. sklopný stůl (Obr. 1.1), pro obrábění v pěti osách pro komplexní obrábění složitých prostorových tvarů. Mezi výhody 5-ti osého frézování oproti tří osému frézování patří, jak bylo již zmíněno, komplexní obrobení celé součásti, kdy můžeme obrábět jindy nedostupné části modelu (Obr. 1.2), tzv. podříznuté nebo podkosené tvarové plochy, na jedno upnutí obrobku. Tím se zvyšuje přesnost obrobku a zkracují se vedlejší časy při obrábění. Dále 5-ti osé frézování umožňuje vytvářet příznivější podmínky pro nástroj, kdy nám umožňuje vysoký řezný výkon nástroje při jeho pohybu po zvolené dráze s plynulou změnou vektoru osy nástroje vůči obrobku a dále eliminuje rizika při příliš velkém vysunutí nástroje, kdy při vhodně zvolených drahách nástroje nemusí být nástroj tolik vysunut. Složitá programování synchronizovaného pohybu všech pěti os je řešeno pomocí software s CAD/CAM technologií, tzv. CAM modulů, které se vyskytují v mnoha verzích, mezi nejmodernější patří právě simulace obrábění v pěti osách. V těchto programech existuje celá řada možných strategií pro obrábění, jak hrubování, tak dokončování. Největší výhodou používání těchto programů spočívá v téměř reálné simulaci procesu obrábění (Obr. 1.3), kdy do programu můžeme importovat celý stroj (Obr. 1.4) a tím vyřešit nejenom nejvyšší efektivitu výroby, ale také zkontrolovat stav kolizí mezi jednotlivými komponenty v obráběcím procesu.



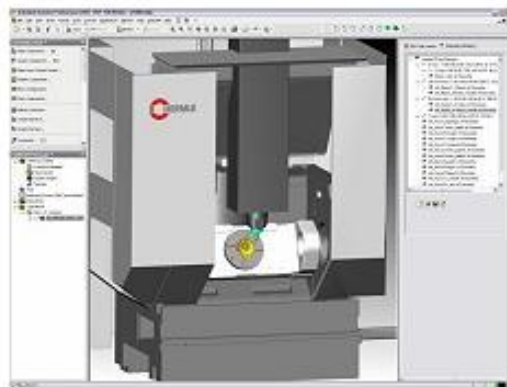
Obr. 1.1 Sklopný stůl s příkladem použití [1]



Obr. 1.2 Obrábění nedostupných částí modelu [2]



Obr. 1.3 Simulace obrábění modelu na Obr. 1.2 [3]



Obr. 1.4 Importovaný model do CAM modulu [4]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

2. POHONY OTOČNÝCH STOLŮ

Pohon otočný stolů je řešen pomocí přímých nebo nepřímých pohonů.

2.1. Nepřímé pohony

Nepřímý pohon se skládá z elektrického servomotoru a z převodového ustrojí. Jako převodové ústrojí se u otočných stolů nejčastěji využívá šnekového převodu, nebo ozubeného kola a pastorku. Nevýhodou tohoto typu pohonu je tření, které vzniká v převodu, opotřebení, které vede k nutné údržbě převodu a vůle, který vzniká v soukolí, která je však možné odstranit např. použitím dvou pastorků nebo šneků (tzv. master - slave).

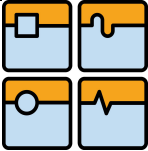
2.2. Přímé pohony

-pro rotační osy momentové motory (Obr. 2.2.1)

Jedná se o permanentně buzení střídavé elektrické stroje sloužící k náhradě hydraulických a nepřímých pohonů. Díky velkému počtu permanentních magnetů jsou schopny přenášet vysoký krouticí moment s malým kolísáním momentu při malých úhlových rychlostech s velkým zrychlením. Mezi základní vlastnosti těchto motorů patří vysoká dynamika, vynikající přesnost, odstranění vůle v hnacím ústrojí, spolu s odstraněním třecích sil v převodu vede ke snížení celkové hlučnosti pohonu a ke zvýšení jeho účinnosti. Další velkou zmiňovanou výhodou těchto motorů je minimální opotřebení a minimální údržba, protože se jedná o pohony bez kontaktních prvků. Avšak magnetické plochy motorů přitahují magnetický prach a pily a proto motor musí mít vhodný kryt a musí se pravidelně profukovat. Díky vynechání převodovky, která má zásadní vliv na velikost zastavěného prostoru, se celý pohon zmenšuje a tím se snižuje jeho celková hmotnost, velkou výhodou je to zejména u vysokorychlostního obrábění, u kterého dojde ke snížení dynamických sil. Největší nevýhodou a daní za zmíněné výhody těchto pohonů je, že při provozu produkují velké množství tepla, které je nutno odvádět vodním chlazením, avšak na většině strojů, kde momentový motor nachází uplatnění, bývá vodní okruh k dispozici. U mnoha aplikací existuje možnost využít snížení zatížení, kdy pro provoz momentové motoru stačí pouze vzduchové chlazení.



Obr. 2.2.1 Momentový motor siemens 1FW3 [5]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 19
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

3. MĚŘÍCÍ SYSTÉMY PRO OTOČNÉ OSY

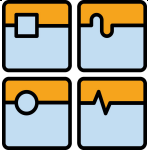
U obráběcích strojů se používají optické, magnetické, indukční a mechanické měřicí systémy.

3.1. Optické systémy

Optické odměřovací systémy jsou bezdotykové systémy, mají vyšší přesnost, u moderních odměřovacích systémů ± 1 úhlová sekunda. Výhodou optických systému je odolnost proti magnetickému rušení protože neobsahují magnetické části.

3.2. Magnetické systémy

Magnetické odměřovací systémy jsou také bezdotykové odměřovací systémy. Tyto systémy pracují s menší přesností, ale jsou více odolné proti vnějším vlivům, jako jsou prach, olej, chladicí emulze atd.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

4. VÝROBCI OTOČNÝCH STOLŮ

4.1. Volně stojící otočné stoly

Haas Automation

Vyrábí otočné stoly s rozměry upínací desky stolu od 160mm do 600mm s hmotností obrobku od 20kg do 335kg.



Obr. 4.1.1 Otočný stůl Haas HRT160 [6]



Obr. 4.1.2 Otočný stůl Haas HRT600 [7]

Konstrukce stolu – Základem stolu je kruhová upínací deska z oceli 4140, šnekové soukolí, kde šnek vyráběn z tvrdené oceli a šnekové kolo z bronzu, které je podepřeno z obou stran předepjatými kuličkovými radiálními ložisky s hlubokými drážkami schopny odolávat zátěží až 14 000kg.



Obr. 4.1.3 Provedení konstrukce otočného stolu Hass [8]

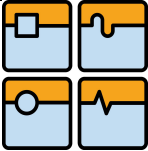
Nikken

Průměr upínací desky od 100mm do 200mm. Zatížení stolu od 30kg do 100kg.

Pohon stolu je přes šnekové soukolí s tvrdokovovým šnekem a šnekovým kolem ze zvláštní oceli s iontově nitrídanými zuby. Tato kombinace materiálů má v porovnání s tradiční kombinací materiálu šnekového soukolí (bronz a ocel) menší opotřebení a větší tuhost.



Obr. 4.1.4 Otočný stůl Nikken CNC 200 A21 [9]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 21
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

CZ Moos Trading s.r.o

Průměr stolů od 210mm do 400mm. Zatížení od 150kg do 500kg.



Obr. 4.1.5 Otočný stůl MRNC 255 [10]

4.2. Otočné stoly součástí sklopného stolu

Haas

Konstrukce sklopného stolu stejná jako u otočného stolu stejného výrobce. Stoly vyrábí ve třech velikostech. Zatížení od 36kg do 227kg. Průměry otočných desek stolu jsou 160mm až 310mm a maximální oběžné průměry obrobku od 445mm do 787mm.



Obr. 4.2.1 Sklopný stůl Haas TR210 [11]

Kovosvit mas

Otočný stůl součástí sklopného stolu u pěti-osé frézky MCU 630. Pohony stolu jsou řešeny pomocí přímých pohonů. Maximální hmotnost obrobku je 850kg při průměru otočné desky stolu 630mm.

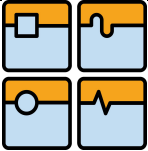
Dalším zástupcem je MCU 1000 5AX se sklopným stolem o průměru desky 520mm s maximálním zatížením 400kg.



Obr. 4.2.1 Sklopný stůl frézky MCU630 [12]



Obr. 4.2.3 Sklopný stůl frézky MCU10005AX [13]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

Tajmac zps

Sklopný stůl u horizontálního obráběcího centra H63FIVE AXIS. Průměr pracovní plochy stolu 660mm. Maximální zatížení 1000kg a maximální kroutící moment osy A (otočná osa) 2165Nm a osy B (sklopná osa) 3150Nm.



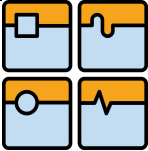
Obr. 4.2.4 Sklopný stůl obráběcího centra H63 FIVE AXIS [14]

TGS

5-osé vertikální obráběcí centrum Mytrunnion5 s otočnou deskou stolu o průměru 630mm s maximální hmotnostní obrobku 400kg při maximálních rozměrech obrobku o průměru 630mm a výškou 500mm.



Obr. 4.2.5 Obráběcí centrum Mytrunnion5 [15]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 23
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

5. KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU S NEPŘÍMÝM POHONEM

5.1. Volba parametrů otočného stolu

Maximální zatížení stolu (hmotnost obrobku): $m_O := 800\text{kg}$

Průměr upínací desky stolu: $D_S := 630\text{mm}$

Stůl určen pro obrábění konstrukčních ocelí

Charakteristická hodnota řezného odporu: $q_r := 3000\text{MPa}$ podle [16] str. 666

Maximální průřez třísky: $S_{Tr} := 2.5\text{mm}^2$

5.2. Zatížení stolu při obrábění

Součinitel přetížení stolu: $k_r := 1.5$

Maximální dovolená řezná síla na průměru upínací desky: $F_r := k_r \cdot q_r \cdot S_{Tr} = 1.125 \times 10^4 \text{N}$ (5.2.1)

Gravitační síla od obrobku: $F_{gO} := m_O \cdot g = 7.845 \times 10^3 \text{N}$ (5.2.2)

Maximální axiální síla na stole: $F_A := F_r + F_{gO} = 1.91 \times 10^4 \text{N}$ (5.2.3)

Maximální radiální síla na stole: $F_R := F_r = 1.125 \times 10^4 \text{N}$ (5.2.4)

Maximální kroutící moment stolu:

při působení řezné síly v tečném směru viz. příloha obr. p1

$$M_{kr} := F_r \cdot \frac{D_S}{2} = 3.544 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (5.2.5)$$

Klopový moment stolu v ose y:

při působení řezné síly v tečném směru viz. příloha obr. 1

Vzdálenost od okraje stolu k ose ložiska: $x_{SL} := 100\text{mm}$

Maximální výška obrobku: $x_O := 500\text{mm}$

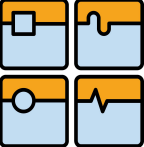
$$M_{Ky} := F_r \cdot (x_{SL} + x_O) = 6.75 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (5.2.6)$$

Klopový moment stolu v ose z:

při působení řezné síly v axiální směru viz. příloha obr. p2

$$M_{Kz} := F_r \cdot \frac{D_S}{2} = 3.544 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (5.2.7)$$

Maximální klopový moment stolu: $M_K := M_{Ky} = 6.75 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$ (5.2.8)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 24
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

5.3. Uložení upínací desky stolu

Pro uložení upínací desky otočného stolu bylo zvoleno axiálně-radiální ložisko s integrovaným odměřovacím systémem:

Velikost ložiska určena z podkladů výrobce z diagramu mezní statické zátěže (statisches Grenzlasterdiagramm) - viz. příloha Obr. p3
INA Axial/radial bearings YRTS260

Základní parametry ložiska ze stránek výrobce:

Základní statická axiální únosnost ložiska: $C_{0a} := 86000\text{N}$

Základní statická radiální únosnost: $C_{0r} := 23600\text{N}$

Základní dynamická axiální únosnost: $C_a := 10900\text{N}$

Základní dynamická radiální únosnost: $C_r := 10200\text{N}$

Třecí kroutící moment v ložisku stolu: $M_{TL} := 34\text{N}\cdot\text{m}$

Statická bezpečnost únosnosti ložiska (Statische Tragsicherheit) dle výrobce:

$$S_0 > 4$$

Radiální směr:

$$S_{0R} := \frac{C_{0r}}{F_R} = 20.978 \quad (5.3.1)$$

Axiální směr:

$$S_{0A} := \frac{C_{0a}}{F_A} = 45.037 \quad (5.3.2)$$

$$S_{0R} > 4$$

$$S_{0A} > 4 \quad \text{bezpečnost vyhovuje}$$

WWW stránky výrobce: www.fag.de

5.4. Pohon stolu

5.4.1. Typ pohonu:

Pro pohon stolu byl zvolen nepřímý pohon - synchronní servomotor a šnekové soukolí

5.4.2. Volba základních parametrů šnekového soukolí:

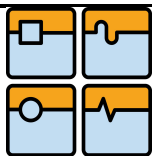
Základní parametry šnekového soukolí voleny podle [17] str. 86 - 87

převodové číslo šnekového soukolí: $u := 90$

součinitel velikosti šneku: $q := 14$

počet zubů šneku: $z_1 := 1$

předpokládaná účinnost šnekového soukolí: $\eta_p := 0.4$

**5.4.3. Určení parametrů motoru:**

Kroutící moment motoru: $M'_{kM} = M_{k\alpha} + \frac{M_{kr} + M_{kTL}}{u \cdot \eta_p}$ (5.4.3.1)

kroutící moment potřebný pro zrychlení: $M_{k\alpha} = I_{RED} \cdot \alpha$ (5.4.3.2)

určíme z pohybové rovnice metodou redukce: $E_{kRED} = E_{kC}$ (5.4.3.3)

budeme redukovat na rotor motoru: $E_{kRED} = \frac{1}{2} \cdot I_{RED} \cdot \omega_M^2$ (5.4.3.4)

redukováný moment setrvačnosti: I_{RED}

úhlové zrychlení: $\alpha := u \cdot 10^2 \cdot \text{deg} \cdot \text{s}^{-2}$ (5.4.3.5)

řešení pohybové rovnice:

$$E_{kC} = \frac{1}{2} \cdot I_{\check{S}} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_M \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_P \cdot \omega_O^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{\check{S}K} \cdot \omega_O^2 + \frac{1}{2} \cdot I_O \cdot \omega_O^2 \quad (5.4.3.6)$$

momenty setrvačnosti z modelu:

šnekové hřídele: $I_{\check{S}} := 13479.09 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

motoru: $I_M := 260 \times 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

šnekového kola: $I_{\check{S}K} := (354809.137 + 623245.866) \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

stolu: $I_S := 3947058.288 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

obrobku: $I_O := \frac{1}{2} \cdot m_O \cdot D_S^2 = 158.76 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$ (5.4.3.7)

úhlové rychlosti:

motoru: ω_M

obrobku: $\omega_O = \frac{\omega_M}{u}$ (5.4.3.8)

Dosazení rovnic (5.4.3.3) a (5.4.3.4) do rovnice (5.4.3.6) a řešení rovnice (5.4.3.6):

$$I_{RED} := I_{\check{S}} + I_M + \frac{I_{\check{S}K}}{u^2} + \frac{I_S}{u^2} + \frac{I_O}{u^2}$$

$$I_{RED} = 0.06 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_{k\alpha} := I_{RED} \cdot \alpha$$

$$M_{k\alpha} = 9.376 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kroutící moment motoru:

$$M'_{kM} := M_{k\alpha} + \frac{M_{kr} + M_{TL}}{u \cdot \eta_p} = 108.758 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.4.3.9)$$



Pro pohon stolu byl zvolen synchronní servomotor Siemens 1FT6136-6-AB71

Parametry motoru: Jmenovitý výkon motoru: $P_M := 13.8 \text{ kW}$

Jmenovitý kroutící moment motoru: $M_{kM} := 115 \text{ N}\cdot\text{m}$

Jmenovité otáčky motoru: $n_M := 1500 \text{ min}^{-1}$

WWW stránky výrobce: www.siemens.cz

5.5. Parametry šnekového soukolí

5.5.1. Volba parametrů šnekového soukolí:

Parametry šnekového soukolí zvoleny podle [17] str. 86 - 157

Převodové číslo: $u = 90$

Počet chodů šneku: $z_1 = 1$

Počet zubů kola: $z_2 := z_1 \cdot u = 90$

Součinitel šneku: $q = 14$

Směrná hodnota účinnost: $\eta_p = 0.4$

Materiál šneku: 12 O20, cementované a kalené na HV=650 - 750

Materiál kola: Cínový bronz CuSn10Ni1P1

při odstředivém lití:

materiálové charakteristiky

$$R_{mK} := 300 \text{ MPa}$$

$$R_{p02K} := 180 \text{ MPa}$$

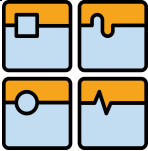
$$V_{HVminK} := 100$$

$$E_K := 1.039 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$Z_E := 156 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{HlimK} := 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FlimK} := 130 \text{ MPa}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 27
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

5.5.2. Návrh modulu šnekového soukolí:

Vzorec pro výpočet modulu podle [17] str. 143

normální modul šnekového kola:

$$m_n \geq \frac{138}{q + z_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{kS}}{(\sigma_{HlimK})^2}} \quad (5.5.2.1)$$

Kroutící moment na šnekovém kole: $M_{kŠK} := M_{kM} \cdot u \cdot \eta_P = 4.14 \times 10^6 \cdot N \cdot mm$

mez únavy materiálu kola v dotyku: $\sigma_{HlimK} = 300 \cdot MPa$

$$h := 138 \sqrt[3]{MPa}$$

$$m_{nmin} := \frac{h}{q + z_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{kŠK}}{(\sigma_{HlimK})^2}} = 4.754 \times 10^{-3} m \quad (5.5.2.1)$$

Volím modul podle [13] str. 87:

$$m_n := 6.3 mm$$

5.5.3. Úhel stoupání šroubovice na roztečném válci:

Vzorec pro úhel stoupání šroubovice na roztečném válci podle [17] str. 90

$$\gamma := \operatorname{atan}\left(\frac{z_1}{q}\right) = 4.086 \text{ deg} \quad (5.5.3.1)$$

5.5.4. Roztečné průměry:

Vzorce pro výpočet roztečných průměrů podle [17] str. 91

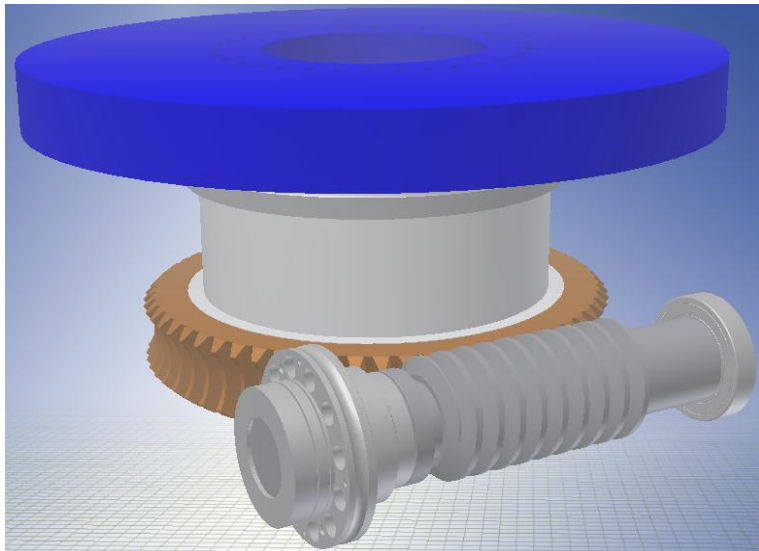
$$\text{šnek: } d_1 := m_n \cdot q \quad (5.5.4.1) \qquad \text{kolo: } d_2 := m_n \cdot z_2 \quad (5.5.4.2)$$

$$d_1 = 88.2 \cdot mm$$

$$d_2 = 567 \cdot mm$$



5.6. Pevnostní výpočet šnekového soukolí



Obr. 5.6.1 Pohled na šnekové soukolí s upínací deskou stolu

5.6.1. Kontrola bezpečnosti vůči tvorbě pittingu:

Vzorce a volba součinitelů podle [17] str. 91 – 143 a podle [18]

$$\left(S_H = \frac{\sigma_{HlimK} Z_N}{\sigma_H} \right) \geq 1.1 \quad (5.6.1.1)$$

Poissonovo číslo:

pro ocel a bronz: $\mu_1 := 0.3$ $\mu_2 := \mu_1 = 0.3$

Modul pružnosti:

pro ocel: $E_O := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

pro bronz: $E_K = 1.039 \times 10^5 \cdot \text{MPa}$

Součinitel materiálů: $Z_E = 156 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$

úhel záběru zubů: $\alpha := 20\text{deg}$

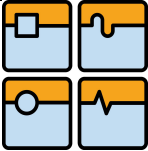
Součinitel tvaru zubů: $Z_H := \sqrt{\frac{4 \cos(\gamma)}{\sin(2\alpha)}} = 2.491 \quad (5.6.1.2)$

součinitel trvání záběru: $\varepsilon_\alpha := \left(1.88 - 3.2 \frac{1}{z_2} \right) \cdot \cos(\gamma) = 1.84 \quad (5.6.1.3)$

součinitel součtové délky stykových čar zubů: $Z_\varepsilon := \sqrt{\frac{\cos(\gamma)}{\varepsilon_\alpha}} = 0.736 \quad (5.6.1.4)$

provozní faktor: $K_A := 1.75$

součinitel vnitřních dynamických sil: $K_V := 1.1$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 29
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

součinitel rozdělení zatížení: $K_{H\alpha} := \frac{1}{0.75\epsilon_{\alpha}} = 0.725$ (5.6.1.5)

součinitel deformace šneku: $\theta := 147$

zatížení silně proměnné: $\kappa := 0.3$

součinitel koncentrace zatížení podél dotykové čáry:

$$K_{H\beta} := 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1 - \kappa) = 1.161 \quad (5.6.1.6)$$

obvodová síla na roztečné kružnici: $F_{t2} := \frac{2M_k \cdot \zeta_K}{d_2} = 1.46 \times 10^4 \text{ N}$ (5.6.1.7)

šířka věnce šnekového kola: $b_2 := 0.75 \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1 = 75.6 \text{ mm}$ (5.6.1.8)

součinitel zatížení: $K_H := K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$

napětí v dotyku: $\sigma_H := Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot K_H}{b_2 \cdot d_2}} = 212.55 \text{ MPa}$ (5.6.1.9)

trvanlivost ložisek otočného stolu: $L_h := 60000 \text{ hr}$

otáčky motoru stolu: $n_M = 1.5 \times 10^3 \cdot \text{min}^{-1}$

otáčky šnekového kola: $n_{\zeta_K} := \frac{n_M}{u} = 16.667 \text{ min}^{-1}$ (5.6.1.10)

počet cyklů šnekového kola: $N_{\zeta} := L_h \cdot n_{\zeta_K} = 6 \times 10^7$ (5.6.1.11)

součinitel trvanlivosti pro dotyk: $Z_N := \sqrt[8]{\frac{25 \cdot 10^7}{N_{\zeta}}} = 1.195$ (5.6.1.12)

Bezpečnost proti tvorbě pittingu:

$$s_H := \frac{\sigma_{HlimK} \cdot Z_N}{\sigma_H} \quad (5.6.1.13)$$

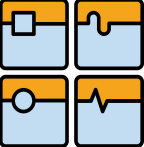
$$s_H = 1.687$$

$s_H > 1.1$ šnekové soukolí vyhovuje

5.6.2. Kontrola bezpečnost proti únavovému lomu (ohyb):

Vzorce a volba parametrů podle [17] str. 144 a podle [18]

$$\left(S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N}{\sigma_F} \right) \geq 1.4 \quad (5.6.2.1)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

počet zubů porovnávacího kola: $z_V := \frac{z_2}{\cos(\gamma)} = 90.229$ (5.6.2.2)

součinitel tvaru zubu: $Y_F := 1.45$

Napětí v ohybu: $\sigma_F := \frac{F_{t2} \cdot K_A}{m_n \cdot b_2} \cdot Y_F = 77.802 \text{ MPa}$ (5.6.2.3)

součinitel trvanlivosti pro ohyb: $Y_N := \sqrt[9]{\frac{25 \cdot 10^7}{N_S}} = 1.172$ (5.6.2.4)

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F := \frac{\sigma_{FlimK} \cdot Y_N}{\sigma_F} \quad (5.6.2.1)$$

$$S_F = 1.958$$

$$S_F \geq 1.4 \quad \text{šnekové soukolí vyhovuje}$$

5.7. Výpočet silových poměrů šnekového soukolí

Vzorce pro výpočet silových poměrů šnekového soukolí podle [17] str. 129

Součinitel tření:

-pro ocel a bronz: $f := 0.1$

třecí úhel: $\Phi := \text{atan}\left(\frac{f}{\cos(\alpha)}\right) = 6.074 \text{ deg}$ (5.7.1)

Obvodová síla šneku: $F_{t1} := \frac{2 \cdot M_{kM}}{d_1} = 2.608 \times 10^3 \text{ N}$ (5.7.2)

Axiální síla šneku: $F_{a1} := \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \Phi)} = 1.455 \times 10^4 \text{ N}$ (5.7.3)

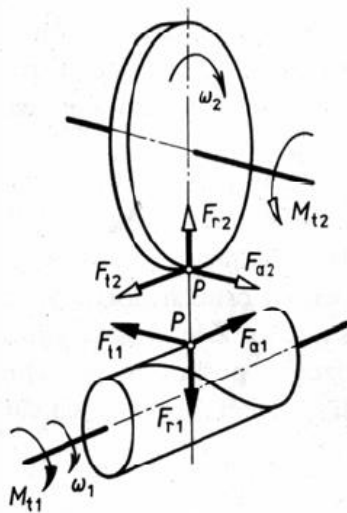
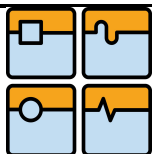
Radiální síla šneku: $F_{r1} := F_{t1} \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\sin(\gamma) + \cos(\gamma) \tan(\Phi)} = 5.35 \times 10^3 \text{ N}$ (5.7.4)

Obvodová síla šnekového kola: $F_{t2} = 1.46 \times 10^4 \text{ N}$

Axiální síla šnekového kola: $F_{a2} := F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \Phi) = 2.617 \times 10^3 \text{ N}$ (5.7.5)

Radiální síla šnekového kola: $F_{r2} := F_{t2} \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\gamma) - \sin(\gamma) \tan(\Phi)} = 5.369 \times 10^3 \text{ N}$ (5.7.6)

Působení sil znázorněno na obr. 5.7.1



Obr. 5.7.1 Schéma silových poměrů na šnekovém soukolí [18]

5.8. Kontrola průhybu šneku

Vzorce pro výpočet průhybu šneku podle [17] str. 145

$$S_y \geq 1 \quad (5.8.1)$$

průměr šneku v nebezpečném místě (patní kružnice): $D_f := d_1 - 2.5m_n = 72.45 \text{ mm}$ (5.8.2)

modul průřezu: $I_\xi := \frac{\pi D_f^4}{64} = 1.352 \times 10^6 \cdot \text{mm}^4$ (5.8.3)

vzdálenost středu šneku od středu ložiska: $l_\xi := 180 \text{ mm}$

průhyb od radiální síly: $y_r := \frac{F_{r1} \cdot l_\xi^3}{48 E_O \cdot I_\xi} = 2.289 \times 10^{-3} \cdot \text{mm}$ (5.8.4)

průhyb od axiální síly: $y_t := \frac{F_{t1} \cdot l_\xi^3}{48 E_O \cdot I_\xi} = 1.116 \times 10^{-3} \cdot \text{mm}$ (5.8.5)

celkový průhyb šneku: $y := \sqrt{y_r^2 + y_t^2} = 2.546 \times 10^{-3} \cdot \text{mm}$ (5.8.6)

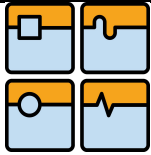
Dovolený průhyb šneku:

pro tvrzený šnek: $y_D := 0.004 \text{ mm}$

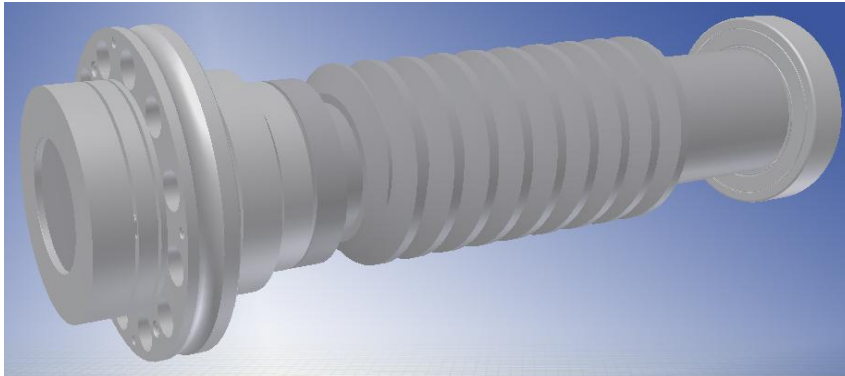
Bezpečnost proti průhybu šneku:

$$S_y := \frac{y_D}{y} = 1.571 \quad (5.8.1)$$

$S_y > 1$ bezpečnost šneku nevyhovuje



5.9. Kontrola hřídele šneku

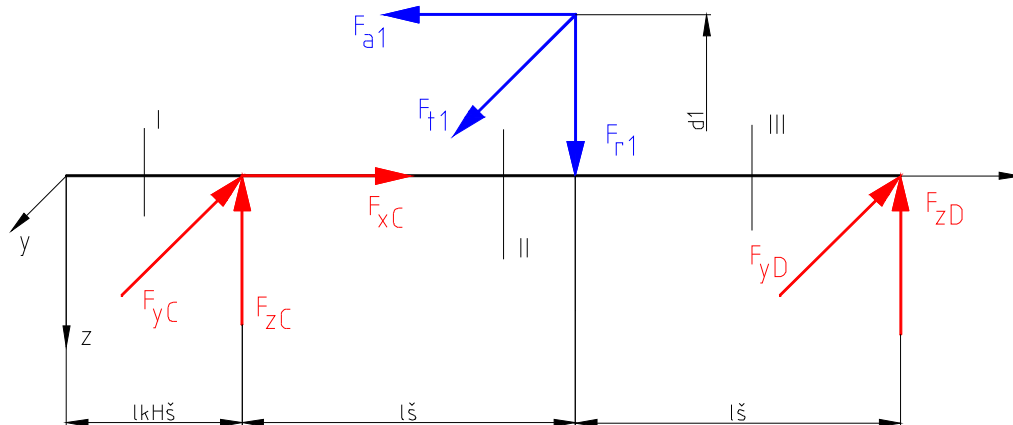


Obr. 5.9.1. Hřídel šneku s ložisky

5.9.1. Uložení hřídele šneku v ložiscích:

Ložisko C obr. 5.9.1. vpravo voleno jako pevné, ložisko D obr. 5.9.1. vlevo jako posuvné pro umožnění tepelných dilatací. Ložisko C axiálně radiální ložisko od firmy FAG. Ložisko D radiální kuličkové ložisko od firmy FAG.

5.9.2. Výpočet stykových sil v ložiscích šnekové hřídele:



Obr. 5.9.2.1 Schéma zatížení hřídele šneku

roztečný průměr šneku: $d_1 = 88.2 \text{ mm}$

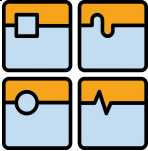
vzdálenost středu ložisek od středu šneku: $l_{\xi} = 180 \text{ mm}$

Podmínka v ose x: $\sum F_x = 0$

$$F_{xC} - F_{a1} = 0 \quad (5.9.2.1)$$

podmínka v ose y: $\sum F_y = 0$

$$-F_{yC} + F_{t1} - F_{yD} = 0 \quad (5.9.2.2)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 33
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

podmínka v ose z: $\sum F_z = 0$

$$-F_{zC} + F_{r1} - F_{zD} = 0 \quad (5.9.2.3)$$

momentová podmínka v ose y: $\sum M_{yC} = 0$

$$-l_{\xi} F_{r1} - \frac{d_1}{2} F_{a1} + (l_{\xi} + l_{\xi}) F_{zD} = 0 \quad (5.9.2.4)$$

momentová podmínka v ose z: $\sum M_{zC} = 0$

$$\frac{-d_1}{2} F_{t1} + (l_{\xi} + l_{\xi}) F_{yD} = 0 \quad (5.9.2.5)$$

řešení rovnice (5.9.2.5):

$$F_{yD} := \frac{\frac{d_1}{2} F_{t1}}{l_{\xi} + l_{\xi}} = 319.444 \text{ N}$$

řešení rovnice (5.9.2.2):

$$F_{yC} := F_{t1} - F_{yD} = 2.288 \times 10^3 \text{ N}$$

řešení rovnice (5.9.2.1):

$$F_{xC} := F_{a1} = 1.455 \times 10^4 \text{ N}$$

Výsledné radiální síly v ložiskách:

$$F_C := \sqrt{F_{yC}^2 + F_{zC}^2} = 2.456 \times 10^3 \text{ N} \quad (5.9.2.8)$$

$$F_D := \sqrt{F_{yD}^2 + F_{zD}^2} = 4.469 \times 10^3 \text{ N} \quad (5.9.2.7)$$

5.9.3. Výsledné vnitřní účinky:

délka konce hřídele šneku: $l_{kH\dot{\xi}} := 100 \text{ mm}$

$$x_{2\dot{\xi}} := l_{kH\dot{\xi}}, (l_{kH\dot{\xi}} + 1 \text{ mm}) .. l_{kH\dot{\xi}} + l_{\xi} \quad x_{1\dot{\xi}} := 0, 1 \text{ mm} .. l_{kH\dot{\xi}}$$

$$x_{3\dot{\xi}} := l_{kH\dot{\xi}} + l_{\xi}, (l_{kH\dot{\xi}} + l_{\xi} + 1 \text{ mm}) .. l_{kH\dot{\xi}} + 2l_{\xi}$$

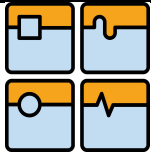
$$N_{1\dot{\xi}}(x_{1\dot{\xi}}) := 0$$

$$N_{2\dot{\xi}}(x_{2\dot{\xi}}) := 0$$

$$N_{3\dot{\xi}}(x_{3\dot{\xi}}) := -F_{a1}$$

$$M_{y1\dot{\xi}}(x_{1\dot{\xi}}) := 0$$

$$M_{y2\dot{\xi}}(x_{2\dot{\xi}}) := F_D \cdot (x_{2\dot{\xi}} - l_{kH\dot{\xi}})$$



$$M_{y3s}(x_{3s}) := F_D \cdot (x_{3s} - l_{kHs}) - F_{r1} \cdot (x_{3s} - l_{kHs} - l_s) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$M_{z1s}(x_{1s}) := 0$$

$$M_{z2s}(x_{2s}) := 0$$

$$M_{z3s}(x_{3s}) := -F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$M_{k1s}(x_{1s}) := M_{kM}$$

$$M_{k2s}(x_{2s}) := M_{kM}$$

$$M_{k3s}(x_{3s}) := 0$$

zobrazení výsledných vnitřních účinků viz. příloha obr. p4

5.9.4. Kontrolní výpočet hřídele šneku:

Vzorce pro posouzení bezpečnosti podle [19] str. 10

Vzorce a koeficienty pro určení meze únavy podle [20] str. 19 - 22

Nebezpečné místo z výsledných vnitřních účinků z obr. p4: $x_{3s} := l_{kHs} + l_s$

$$\text{Maximální ohybový moment: } M_{Ošmax} := \sqrt{(M_{y3s}(x_{3s}))^2 + (M_{z3s}(x_{3s}))^2} = 1.451 \times 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm} \quad (5.9.4.1)$$

Modul průřezu v ohybu v nebezpečném místě:

$$W_{Oš} := \frac{\pi (d_1 - 2.5m_n)^3}{32} = 3.733 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3 \quad (5.9.4.2)$$

$$\text{Maximální ohybové napětí: } \sigma_{Ošmax} := \frac{M_{Ošmax}}{W_{Oš}} = 38.857 \text{ MPa} \quad (5.9.4.3)$$

$$\text{Minimální ohybové napětí: } \sigma_{Ošmin} := -\sigma_{Ošmax} \quad (5.9.4.4)$$

$$\text{Střední ohybové napětí: } \sigma_{Omš} := \frac{\sigma_{Ošmax} + \sigma_{Ošmin}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad (5.9.4.5)$$

$$\text{Amplituda ohybového napětí: } \sigma_{Oaš} := \frac{\sigma_{Ošmax} - \sigma_{Ošmin}}{2} = 38.857 \text{ MPa} \quad (5.9.4.6)$$

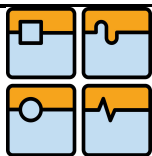
$$\text{Maximální kroutící moment: } M_{kšmax} := M_{k2s}(x_{2s}) = 1.15 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm} \quad (5.9.4.7)$$

Modul průřezu v krutu v nebezpečném místě:

$$W_{kš} := \frac{\pi (d_1 - 2.5m_n)^3}{16} = 7.467 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3 \quad (5.9.4.8)$$

$$\text{Maximální kroutící napětí: } \tau_{kšmax} := \frac{M_{kšmax}}{W_{kš}} = 1.54 \text{ MPa} \quad (5.9.4.9)$$

$$\text{Minimální kroutící napětí: } \tau_{kšmin} := 0$$



Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje

Střední hodnota krouticího napětí: $\tau_{kmš} := \frac{\tau_{kšmax} + \tau_{kšmin}}{2} = 0.77 \text{ MPa}$ (5.9.4.9)

Amplituda krouticího napětí: $\tau_{kaš} := \frac{\tau_{kšmax} - \tau_{kšmin}}{2} = 0.77 \text{ MPa}$ (5.9.4.10)

Maximální tlak:

$$N_{šmax} := N_{3š}(x_{3š}) = -1.455 \times 10^4 \text{ N} \quad (5.9.4.11)$$

Průřez v nebezpečném místě: $S_{š} := \frac{\pi \cdot (d_1 - 2.5m_n)^2}{4} = 4.123 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$ (5.9.4.12)

Maximální tlakové napětí: $\sigma_{tšmax} := \frac{N_{šmax}}{S_{š}} = -3.53 \text{ MPa}$ (5.9.4.13)

Minimální tlakové napětí: $\sigma_{tšmin} := 0$

Střední hodnota tlakového napětí: $\sigma_{tmš} := \frac{\sigma_{tšmax} + \sigma_{tšmin}}{2} = -1.765 \text{ MPa}$ (5.9.4.14)

Amplituda ohybového napětí: $\sigma_{taš} := \frac{\sigma_{tšmax} - \sigma_{tšmin}}{2} = -1.765 \text{ MPa}$ (5.9.4.15)

Redukované napětí:

Střední hodnota redukovaného napětí:

$$\sigma_{mredš} := \sqrt{\sigma_{Omš}^2 + 3\tau_{kmš}^2 + \sigma_{tmš}^2} = 2.212 \text{ MPa} \quad (5.9.4.16)$$

Amplituda redukovaného napětí:

$$\sigma_{aredš} := \sqrt{\sigma_{Oaš}^2 + 3\tau_{kaš}^2 + \sigma_{taš}^2} = 38.92 \text{ MPa} \quad (5.9.4.17)$$

Modifikované Goodmanova kritérium:

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Goodmanovu přímku :

$$r_{š} := \frac{\sigma_{aredš}}{\sigma_{mredš}} = 17.594 \quad (5.9.4.18)$$

Mez únavy šneku:

mez pevnosti materiálu šnekové hřídele: $R_{mš} := 495 \text{ MPa}$

Součinitel povrchu:

součinitele: $a_{kaš} := 4.51$ $b_{kaš} := -0.265$ $k_{aš} := a_{kaš} \cdot \left(\frac{R_{mš}}{\text{MPa}} \right)^{b_{kaš}} = 0.871$ (5.9.4.19)

Součinitel velikosti:

pro: $d_1 - 2.5m_n > 51 \text{ mm}$ $k_{bš} := 1.51 \left(\frac{d_1 - 2.5m_n}{\text{mm}} \right)^{-0.157} = 0.771$ (5.9.4.20)



Součinitel zatížení:

-kombinace ohyb+krut: $k_{C\check{s}} := 1$

Mez únavy vzorku: $\sigma_{C\check{s}} := 140\text{MPa}$

Mez únavy součástí: $\sigma'_{C\check{s}} := k_{a\check{s}} \cdot k_{b\check{s}} \cdot k_{C\check{s}} \cdot \sigma_{C\check{s}} = 94.012\text{MPa}$ (5.9.4.2)

$$\sigma_{AG\check{s}} := \frac{r_{\check{s}} \cdot \sigma'_{C\check{s}} \cdot R_{m\check{s}}}{r_{\check{s}} \cdot R_{m\check{s}} + \sigma'_{C\check{s}}} = 93.008\text{MPa} \quad (5.9.4.22)$$

$$\sigma_{MG\check{s}} := \frac{\sigma_{AG\check{s}}}{r_{\check{s}}} = 5.286\text{MPa} \quad (5.9.4.23)$$

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Langerovu přímku - mezní stav pružnosti:

mez pružnosti materiálu šnekové hřídele: $R_{e\check{s}} := 295\text{MPa}$

$$\sigma_{AL\check{s}} := \frac{r_{\check{s}} \cdot R_{e\check{s}}}{1 + r_{\check{s}}} = 2.791 \times 10^8 \text{ Pa} \quad (5.9.4.24)$$

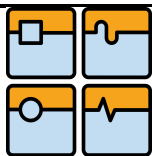
$$\sigma_{ML\check{s}} := \frac{R_{e\check{s}}}{1 + r_{\check{s}}} = 15.866\text{MPa} \quad (5.9.4.25)$$

bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti:

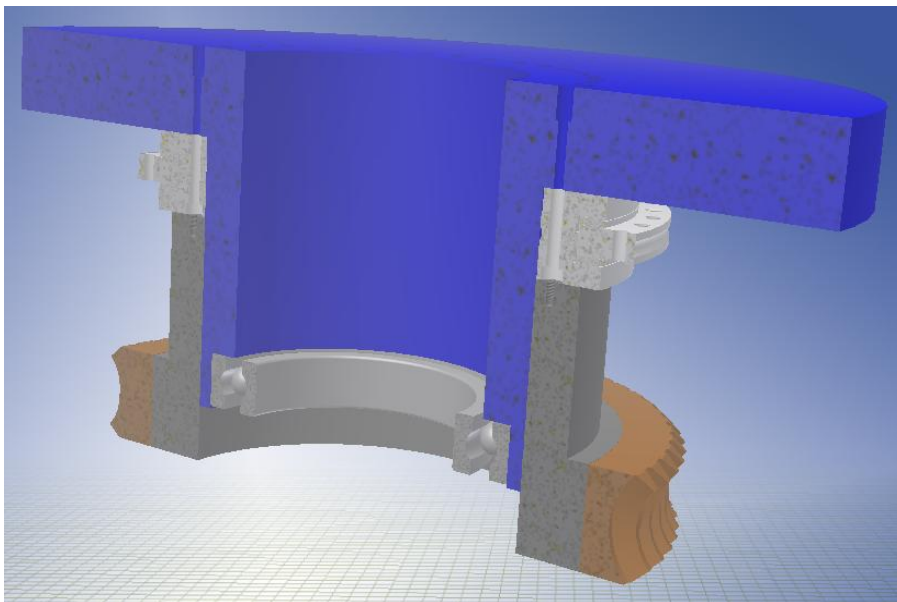
$$S_{FG\check{s}} := \frac{1}{\frac{\sigma_{ared\check{s}}}{\sigma'_{C\check{s}}} + \frac{\sigma_{mred\check{s}}}{R_{m\check{s}}}} = 2.39 \quad (5.9.4.26)$$

bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$S_{Y\check{s}} := \frac{\sigma_{AL\check{s}}}{\sigma_{ared\check{s}}} = 7.172 \quad (5.9.4.27)$$



5.10. Kontrola upínací desky stolu



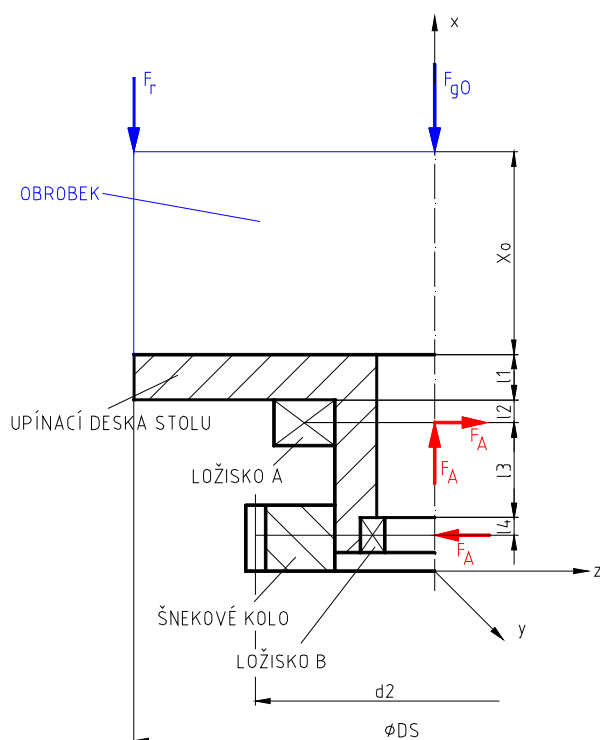
Obr. 5.10.1 Uložení upínací desky stolu

5.10.1. Pro působení řezné síly v osovém směru:

5.10.1.1. Výpočet stykových sil v ložiskách:

průměry: $D_{šk1} := 260\text{mm}$ $D_{šk2} := 200\text{mm}$ $D_{šk3} := 240\text{mm}$

délky: $l_1 := 60\text{mm}$ $l_2 := 27.5\text{mm}$ $l_3 := 120.5\text{mm}$ $l_4 := 19\text{mm}$



Obr. 5.10.1.1.1 Schéma zatížení upínací desky stolu



doplňková síla: $F_d := 0$

silová podmínka v ose x: $\sum F_x = 0$

$$F'_{xA} - F_O - F_R - F_d = 0 \quad (5.10.1.1)$$

silová podmínka v ose z: $\sum F_z = 0$

$$F'_{zA} - F'_{zB} = 0 \quad (5.10.1.2)$$

momentová podmínka v ose y k bodu B: $\sum M_{yB} = 0$

$$F'_{zA} \cdot (l_3 + l_4) - F_R \cdot \frac{D_S}{2} - F_d \cdot \frac{D_S}{2} = 0 \quad (5.10.1.3)$$

řešení rovnice (5.10.1.3):

$$F'_{zA} := \frac{F_d \cdot \frac{D_S}{2} + F_R \cdot \frac{D_S}{2}}{l_3 + l_4} = 2.54 \times 10^4 \text{ N}$$

řešení rovnice (5.10.1.2):

$$F'_{zB} := F'_{zA} = 2.54 \times 10^4 \text{ N}$$

řešení rovnice (5.10.1.1):

$$F'_{xA} := F_{gO} + F_R = 1.91 \times 10^4 \text{ N}$$

5.10.1.2. Výsledné vnitřní účinky:

$$x_{1šk} := x_O, x_O + 1\text{mm}, x_O + l_1 + l_2$$

$$x_{2šk} := x_O + l_1 + l_2, x_O + l_1 + l_2 + 1\text{mm}, x_O + l_1 + l_2 + l_3 + l_4$$

$$N'_{1šk}(x_{1šk}) := -F_{gO} - F_R - F_d$$

$$N'_{2šk}(x_{2šk}) := -F_{gO} - F_R - F_d + F'_{xA}$$

$$M'_{y1šk}(x_{1šk}) := F_d \cdot \frac{D_S}{2} + F_R \cdot \frac{D_S}{2}$$

$$M'_{y2šk}(x_{2šk}) := F_d \cdot \frac{D_S}{2} + F_R \cdot \frac{D_S}{2} - F'_{zA} \cdot (x_{2šk} - x_O - l_1 - l_2)$$

zobrazení výsledných vnitřních účinků viz. příloha obr. p5

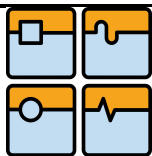
5.10.1.3. Kontrolní výpočet otočné desky stolu:

Vzorce pro posouzení bezpečnosti podle [19] str. 10

Vzorce a koeficienty pro určení meze únavy podle [20] str. 19 - 22

Nebezpečné místo z výsledných vnitřních účinků z obr. p5: $x_{šk1} := x_O + l_1 + l_2 \quad (5.10.3.1)$

Maximální ohybový moment: $M'_{Oškmax1} := F_R \cdot \frac{D_S}{2} = 3.544 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.10.3.2)$



Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje

Modul průřezu v ohybu v nebezpečném místě:

$$W_{Ošk1} := \frac{\pi (D_{šk1}^3 - D_{šk2}^3)}{32} = 2.121 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3 \quad (5.10.3.3)$$

$$\text{Maximální ohybové napětí: } \sigma'_{Oškmax1} := \frac{M'_{Oškmax1}}{W_{Ošk1}} = 167.113 \text{ MPa} \quad (5.10.3.4)$$

$$\text{Minimální ohybové napětí: } \sigma'_{Oškmin1} := -\sigma'_{Oškmax1} = -167.113 \text{ MPa} \quad (5.10.3.5)$$

$$\text{Střední ohybové napětí: } \sigma'_{Omšk1} := \frac{\sigma'_{Oškmax1} + \sigma'_{Oškmin1}}{2} = 0 \cdot \text{MPa} \quad (5.10.3.6)$$

$$\text{Amplituda ohybového napětí: } \sigma'_{Oašk1} := \frac{\sigma'_{Oškmax1} - \sigma'_{Oškmin1}}{2} = 167.113 \text{ MPa} \quad (5.10.3.7)$$

Maximální tlak:

$$N'_{škmax1} := N'_{1šk}(x_{1šk}) = 1.91 \times 10^4 \text{ N} \quad (5.10.3.8)$$

$$\text{Průřez v nebezpečném místě: } S_{š1} := \frac{\pi \cdot (D_{šk1}^2 - D_{šk2}^2)}{4} = 2.827 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2 \quad (5.10.3.9)$$

$$\text{Maximální tlakové napětí: } \sigma'_{tškmax1} := \frac{N'_{škmax1}}{S_{š1}} = 6.754 \text{ MPa} \quad (5.10.1.10)$$

$$\text{Minimální tlakové napětí: } \sigma'_{tškmin1} := 0$$

$$\text{Střední hodnota tlakového napětí: } \sigma'_{tmšk1} := \frac{\sigma'_{tškmax1} + \sigma'_{tškmin1}}{2} = 3.377 \text{ MPa} \quad (5.10.3.11)$$

$$\text{Amplituda ohybového napětí: } \sigma'_{tašk1} := \frac{\sigma'_{tškmax1} - \sigma'_{tškmin1}}{2} = 3.377 \text{ MPa} \quad (5.10.3.12)$$

Redukované napětí:

Střední hodnota redukovaného napětí:

$$\sigma'_{mredšk1} := \sigma'_{Omšk1} + \sigma'_{tmšk1} = 3.377 \text{ MPa} \quad (5.10.3.13)$$

Amplituda redukovaného napětí:

$$\sigma'_{aredšk1} := \sigma'_{Oašk1} + -\sigma'_{tašk1} = 163.736 \text{ MPa} \quad (5.10.3.14)$$

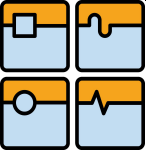
Modifikované Goodmanova kritérium:

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Goodmanovu přímku:

$$r'_{šk1} := \frac{\sigma'_{aredšk1}}{\sigma'_{mredšk1}} = 48.489 \quad (5.10.3.15)$$

Mez únavy šneku:

mez pevnosti materiálu otočné desky stolu: $R_{mšk} := 600 \text{ MPa}$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

Součinitel povrchu:
součinitele: $a_{kašk} := 4.51$ $b_{kašk} := -0.26$ $k_{ašk} := a_{kašk} \cdot \left(\frac{R_{mšk}}{\text{MPa}} \right)^{b_{kašk}} = 0.828$ (5.10.3.16)

Součinitel velikosti:
pro: $d_1 - 2.5m_n > 51\text{mm}$ $k_{bšk} := 1.51 \left(\frac{D_{šk1} - D_{šk2}}{2\text{mm}} \right)^{-0.157} = 0.885$ (5.10.3.17)

Součinitel zatížení:

-kombinace ohyb: $k_{cšk} := 1$

Mez únavy vzorku: $\sigma_{Cšk} := 140\text{MPa}$ podle [17] str.54

Mez únavy součásti: $\sigma'_{Cšk} := k_{ašk} \cdot k_{bšk} \cdot k_{cšk} \cdot \sigma_{Cšk} = 94.012\text{MPa}$ (5.10.3.18)

$\sigma'_{AGšk1} := \frac{r_{šk} \cdot \sigma'_{Cšk} \cdot R_{mšk}}{r_{šk} \cdot R_{mšk} + \sigma'_{Cšk}} = 93.008\text{MPa}$ (5.10.3.19)

$\sigma'_{MG} := \frac{\sigma'_{AGšk1}}{r_{šk}} = 5.286\text{MPa}$ (5.10.3.20)

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Langerovu přímku - mezní stav pružnosti:

mez pružnosti materiálu šnekové hřídele: $R_{ešk} := 295\text{MPa}$ podle [13] str. 152

$\sigma'_{ALšk1} := \frac{r'_{šk1} \cdot R_{ešk}}{1 + r'_{šk1}} = 2.89 \times 10^8 \text{Pa}$ (5.10.3.21)

$\sigma_{MLangeršk} := \frac{R_{ešk}}{1 + r'_{šk1}} = 5.961\text{MPa}$ (5.10.3.22)

bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti:

$S'_{FGšk1} := \frac{1}{\frac{\sigma'_{aredšk1}}{\sigma_{Cšk}} + \frac{\sigma'_{mredšk1}}{R_{mšk}}} = 0.572$ (5.10.3.23)

bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$S'_Y := \frac{\sigma'_{ALšk1}}{\sigma'_{aredšk1}} = 1.765$ (5.10.3.24)

6. KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU S MOMENTOVÝM MOTOREM

6.1. Uložení upínací desky stolu

Pro uložení desky otočného stolu bylo zvoleno axiálně-radiální ložisko s integrovaným odměřovacím systémem:

Velikost ložiska určena z podkladů výrobce z diagramu mezní statické zátěže (statisches Grenzlasterdiagramm) - viz. příloha obr. p1
INA Axial/radial bearings YRTS325

Základní parametry ložiska:

Základní statická axiální únosnost ložiska: $C_{0a} := 171000\text{N}$

Základní statická radiální únosnost: $C_{0r} := 41500\text{N}$

Základní dynamická axiální únosnost: $C_a := 18600\text{N}$

Základní dynamická radiální únosnost: $C_r := 13400\text{N}$

Třecí kroutící moment v ložisku stolu: $M_{TL} := 48\text{N}\cdot\text{m}$

Statická bezpečnost únosnosti ložiska (Statische Tragsicherheit) dle výrobce:

$$S_0 > 4$$

Radiální směr:

$$S_{0R} := \frac{C_{0r}}{F_R} = 36.889 \quad (6.1.1)$$

Axiální směr:

$$S_{0A} := \frac{C_{0a}}{F_A} = 89.551 \quad (6.1.2)$$

WWW stránky výrobce: www.fag.de

6.2. Pohon stolu

6.2.1. Typ pohonu:

Pro pohon stolu byl zvolen přímý pohon pomocí momentového motoru.

6.2.2. Parametry momentového motoru:

Výpočet potřebného kroutícího momentu momentového motoru:

$$\text{Celkový kroutící moment motoru: } M_{kM} = M_{kr} + M_{kRED} + M_{kTL} \quad (6.2.2.1)$$

$$\text{Kroutící moment od řezné síly: } M_{kr} = 3.544 \times 10^3 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{Kroutící moment potřebný pro zrychlení stolu: } M_{kREL}$$

Potřebný moment pro zrychlení určíme z pohybové rovnice sestavy stolu metodou redukce:

Redukovaný člen: rotor motoru:

$$E_{kRED} = E_{kC} \quad (6.2.2.2)$$



Celková kinetická energie soustavy:

$$E_{kC} = \frac{1}{2} \cdot I_{DS} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{RS} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{KR} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{RM} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_O \cdot \omega_M^2 \quad (6.2.2.3)$$

Soustava se skládá z těchto částí:

komponenty	příslušné momenty setrvačnosti
------------	--------------------------------

Deska stolu:	$I_{DS} := 5897710.150 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
--------------	--

Rotor stolu:	$I_{RS} := 712610.279 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
--------------	---

Obrobek:	$I_O := \frac{1}{2} \cdot m_O \cdot D_S^2 = 158.76 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	(6.2.2.4)
----------	---	-----------

Rotor motoru:	$I_{RM} := 173 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
---------------	---

Kinetická energie redukovaného členu:

$$E_{kRED} = \frac{1}{2} \cdot I_{RED} \cdot \omega_M^2 \quad (6.2.2.5)$$

Řešení pohybové rovnice

$$E_{kRED} = E_{kC} \quad (6.2.2.6)$$

$$\frac{1}{2} \cdot I_{RED} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot I_{DS} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{RS} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{KR} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{RM} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot I_O \cdot \omega_M^2$$

$$I_{RED} := I_{DS} + I_{RS} + I_{RM} + I_O$$

$$I_{RED} = 167.1 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Pohybová rovnice redukovaného členu:

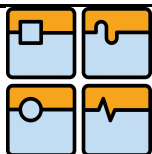
$$M_{kRED} = I_{RED} \cdot \alpha_M \quad (6.2.2.7)$$

$$\text{Zrychlení stolu: } \alpha_M := 10^2 \cdot \text{deg s}^{-2}$$

$$M_{kRED} := I_{RED} \cdot \alpha_M = 291.645 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový kroutící moment stolu:

$$M_{kM} := M_{kRED} + M_{kr} + M_{TL} = 3.883 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (6.2.2.8)$$



6.1.3. Volba motoru:

pro pohon stolu byl zvolen momentový motor siemens 1FW6230

Parametry zvoleného motoru:

jmenovitý kroutící moment: $M_N := 2440 \text{ N} \cdot \text{m}$

maximální kroutící moment: $M_{MAX} := 3950 \text{ N} \cdot \text{m}$

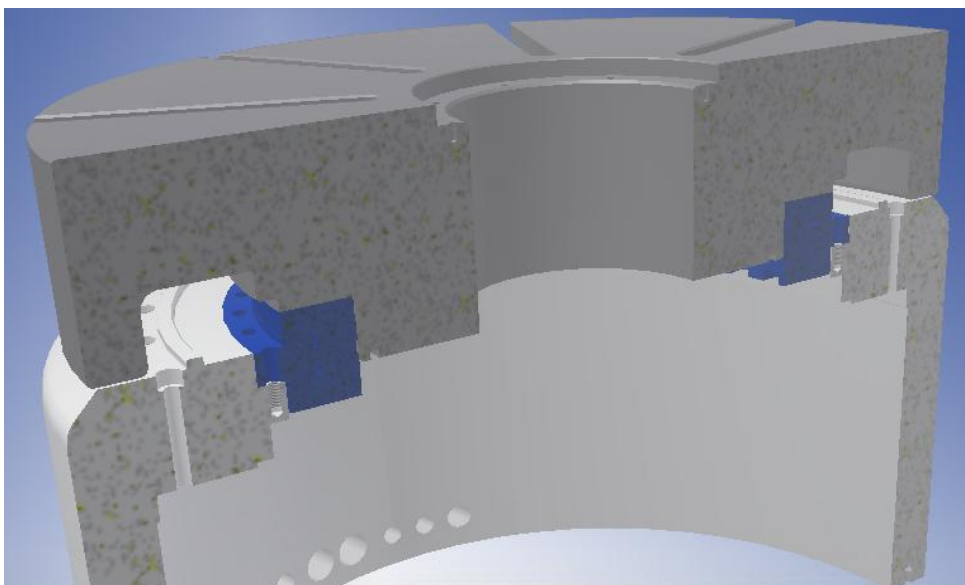
maximální otáčky motoru při jmenovitém kroutícím momentu: $n_{MAX.MN} := 80 \text{ min}^{-1}$

maximální otáčky motoru při maximálním kroutícím momentu: $n_{MAX.MAX} := 44 \text{ min}^{-1}$

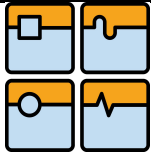
WWW stránky výrobce motoru: www.siemens.cz

Navrhovaný otočný stůl byl určen pouze pro frézování, z tohoto důvodu jsou maximální otáčky dostačující.

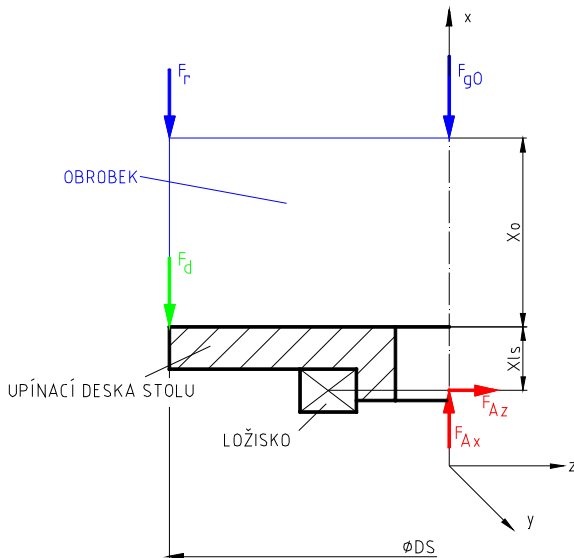
6.3. Výsledné vnitřní účinky na upínací desce stolu



Obr. 6.2.1 Uložení upínací desky stolu



6.2.1. Obrábění v axiálním směru:



Obr. 6.2.1.1 Schéma zatížení desky stolu při axiálním obrábění

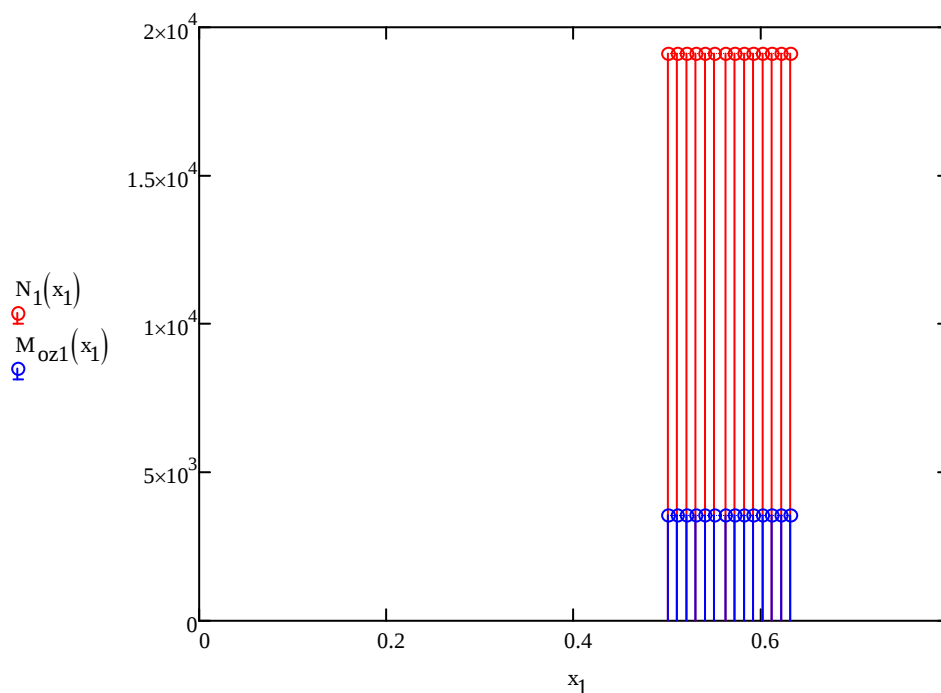
Doplňková síla přidaná do místa určování deformace upínací desky stolu: $F_d := 0$

$$N_1(x_1) := F_A + F_d$$

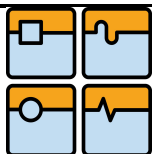
$$x_1 := x_O, x_O + 1\text{mm}, x_{SL} + x_O$$

$$M_{oz1}(x_1) := F_d \cdot \frac{D_S}{2} + F_r \cdot \frac{D_S}{2}$$

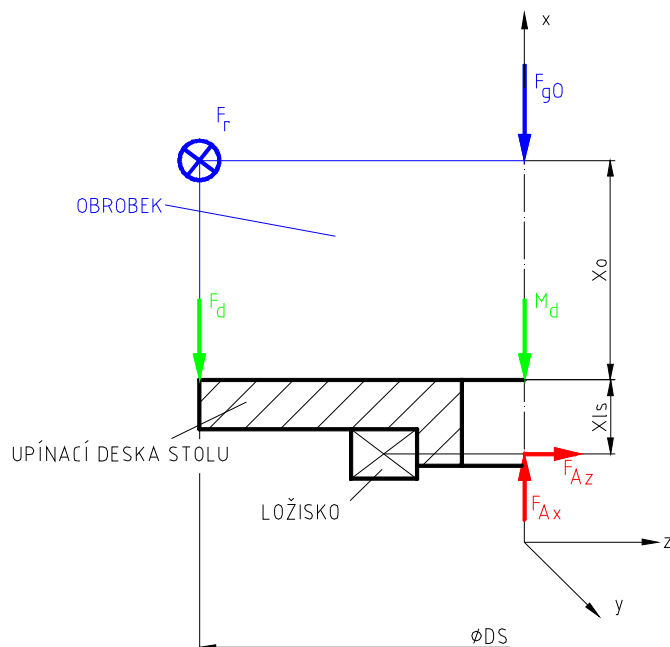
grafické zobrazení:



Obr. 6.2.1.2 Výsledné vnitřní účinky při axiálním obrábění



6.2.2. Obrábění v tečném směru:



Obr. 6.2.2.1 Schéma zatížení upínací desky stolu při tečném obrábění

Doplňkový kroutící moment přidáný do místa určování deformace upínací desky stolu: $M_{kd} := 0$

$$N_2(x_1) := F_{g0} + F_d$$

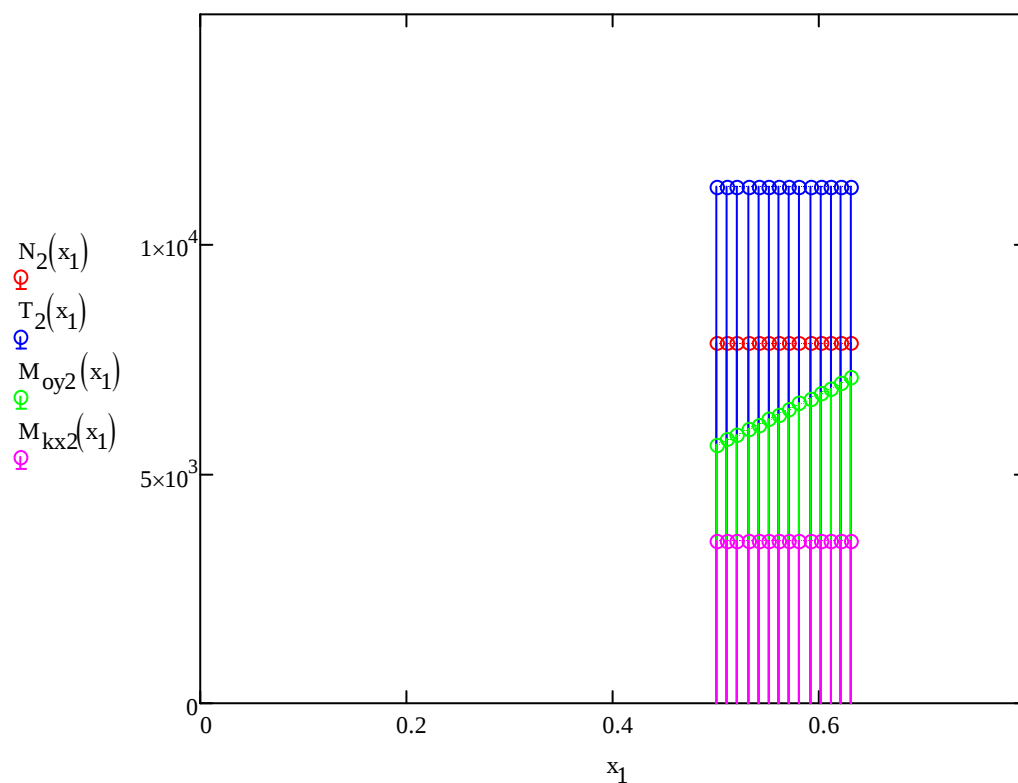
$$T_2(x_1) := F_r$$

$$M_{kx2}(x_1) := F_r \cdot \frac{D_S}{2}$$

$$M_{oy2}(x_1) := F_r \cdot x_1 + M_{kd}$$

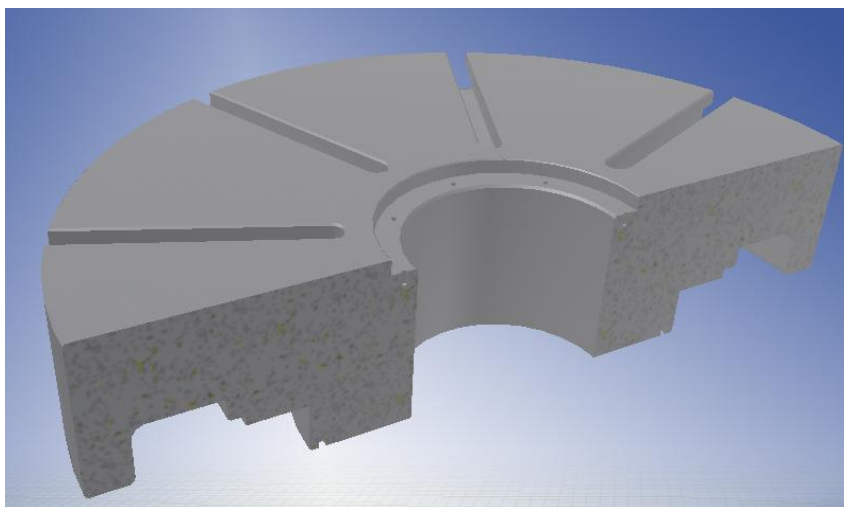


grafické zobrazení:

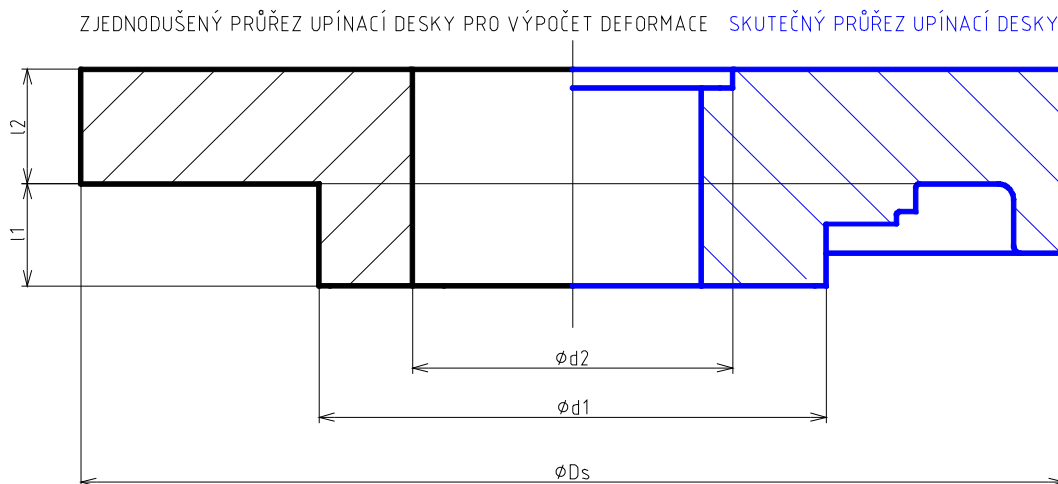
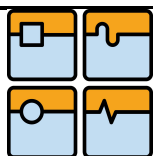


Obr. 6.2.2.2 Výsledné vnitřní účinky při tečném obrábění

6.4. Kontrola upínací desky stolu



Obr. 6.3.1 Upínací deska stolu



Obr. 6.3.2 Průřez upínací desky otočného stolu

6.3.1. Obrábění v axiálním směru:

6.3.1.1. Kontrola bezpečnosti upínací desky stolu:

Vzorce pro posouzení bezpečnosti podle [15] str. 10

Vzorce a koeficienty pro určení meze únavy podle [16] str. 19 - 22

Nebezpečné místo z výsledných vnitřních účinků z obr. 6.2.12: $x_1 := x_{SL} + x_O = 630 \text{ mm}$

Průřez v nebezpečném místě: mezikruží s průměry obr. 6.3.2: $d_1 := 325 \text{ mm}$

$d_2 := 165 \text{ mm}$

Maximální zatížení:

Maximální tlaková síla: $N_{.1} := N_1(x_1) = 1.91 \times 10^4 \text{ N}$ (6.3.1.1.1)

Maximální ohybový moment: $M_{o1} := M_{oz1}(x_1) = 3.544 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$ (6.3.1.1.2)

Maximální napětí:

Maximální napětí v tlaku:

Průřez v nebezpečném místě: $S_{T1} := \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) = 6.158 \times 10^4 \cdot \text{mm}^2$ (6.3.1.1.3)

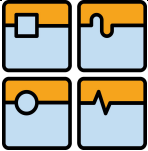
$\sigma_{Tmax1} := \frac{N_{.1}}{S_{T1}} = 0.31 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.4)

Maximální napětí v ohybu:

Modul průřezu v ohybu v nebezpečném místě:

$W_{o1} := \frac{\pi}{16} \cdot (d_1^3 - d_2^3) = 5.858 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$ (6.3.1.1.5)

$\sigma_{Omax1} := \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = 0.605 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.6)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

Minimální napětí:

Minimální napětí v tlaku: $\sigma_{Tmin1} := 0$

Minimální napětí v ohybu: $\sigma_{Omin1} := -\sigma_{Omax1} = -0.605 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.7)

Minimální napět v krutu: $\tau_{Kmin1} := 0$

Amplitudy napětí:

Amplituda napětí v tlaku: $\sigma_{Ta1} := \frac{\sigma_{Tmax1} - \sigma_{Tmin1}}{2} = 0.155 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.8)

Amplituda napětí v ohybu: $\sigma_{Oa1} := \frac{\sigma_{Omax1} - \sigma_{Omin1}}{2} = 0.605 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.9)

Střední napětí:

Střední napětí v tlaku: $\sigma_{Tm1} := \frac{\sigma_{Tmax1} + \sigma_{Tmin1}}{2} = 0.155 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.10)

Střední napětí v ohybu: $\sigma_{Om1} := \frac{\sigma_{Omax1} + \sigma_{Omin1}}{2} = 0 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.11)

Střední hodnota redukovaného napětí:

$\sigma_{mred1} := \sigma_{Om1} + \sigma_{Tm1} = 0.155 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.12)

Amplituda redukovaného napětí:

$\sigma_{ared1} := \sigma_{Oa1} + \sigma_{Ta1} = 0.76 \text{ MPa}$ (6.3.1.1.13)

Modifikované Goodmanova kritérium:

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Goodmanovu přímku:

$r_1 := \frac{\sigma_{ared1}}{\sigma_{mred1}} = 4.901$ (6.3.1.1.14)

Mez únavy materiálu desky stolu:

Součinitel povrchu:

Mez pevnosti materiálu desky stolu: $R_m := 600 \text{ MPa}$

součinitele: $a_{ka1} := 4.51$ $b_{ka1} := -0.265$ (6.3.1.1.15)

$k_{a1} := a_{ka1} \left(\frac{R_m}{\text{MPa}} \right)^{b_{ka1}} = 0.828$ (6.3.1.1.16)

Součinitel velikosti:

pro: $d_1 > 51 \text{ mm}$ $k_{b1} := 1.51 \left(\frac{d_1}{\text{mm}} \right)^{-0.157} = 0.609$ (6.3.1.1.17)

Součinitel zatížení:

-kombinace ohyb+krut $k_{C1} := 1$ (6.3.1.1.18)

Mez únavy vzorku: $\sigma_C := 140\text{MPa}$ podle [17] str.54

Mez únavy součásti: $\sigma'_C := k_{a1} \cdot k_{b1} \cdot k_{C1} \cdot \sigma_C = 70.584\text{MPa}$ (6.3.1.1.19)

$\sigma_{AGoodman1} := \frac{r_1 \cdot \sigma'_C \cdot R_m}{r_1 \cdot R_m + \sigma'_C} = 68.929\text{MPa}$ (6.3.1.1.20)

$\sigma_{MGoodman1} := \frac{\sigma_{AGoodman1}}{r_1} = 14.064\text{MPa}$ (6.3.1.1.21)

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Langerovu přímku - mezní stav pružnosti:

Mez kluzu materiálu desky stolu: $R_e := 295\text{MPa}$ podle [17] str.54

$\sigma_{ALanger1} := \frac{r_1 \cdot R_e}{1 + r_1} = 2.45 \times 10^8 \text{ Pa}$ (6.3.1.1.22)

$\sigma_{MLanger1} := \frac{R_e}{1 + r_1} = 49.99\text{MPa}$ (6.3.1.1.23)

bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti:

$S_{FGoodman1} := \frac{1}{\frac{\sigma_{ared1}}{\sigma'_C} + \frac{\sigma_{mred1}}{R_m}} = 90.7$ (6.3.1.1.24)

bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$S_{Y1} := \frac{\sigma_{ALanger1}}{\sigma_{ared1}} = 322.395$ (6.3.1.1.25)

6.3.1.2. Deformace na okraji stolu:

Deformace určena v místě působení síly F_d viz. Obr. 6.2.1.1 bez uvažování upínacích T-drážek.

Průhyb od napětí v ohybu:

modul pružnosti:

pro ocel: $E := 2.110^5 \text{ MPa}$

modul průřezu: $I_1 := \frac{\pi \cdot (D_S^4 - d_2^4)}{64} = 7.696 \times 10^9 \cdot \text{mm}^4$ (6.3.1.2.1)

$I_2 := \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)}{64} = 5.113 \times 10^8 \cdot \text{mm}^4$ (6.3.1.2.2)



vzdálenosti: $l_1 := 66\text{mm}$

$l_2 := 34\text{mm}$

$$w_1 = \int_0^{l_1} \frac{M_{oz1}(x_1)}{E \cdot I_1} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} M_{oz1}(x_1) \right) dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{M_{oz1}(x_2)}{E \cdot I_2} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} M_{oz1}(x_2) \right) dx_2 \quad (6.3.1.2.3)$$

$$w_1 := \int_0^{l_1} \frac{F_I \cdot x_1}{E \cdot I_1} \cdot x_1 dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{M_{oz1}(x_2 + l_1)}{E \cdot I_2} \cdot (x_2 + l_1) dx_2$$

$$w_1 = 9.381 \times 10^{-5} \cdot \text{mm}$$

posuv od napětí v tlaku:

$$\text{obsahy ploch: } S_2 := \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} = 6.158 \times 10^4 \cdot \text{mm}^2 \quad (6.3.1.2.4)$$

$$S_1 := \frac{\pi \cdot (D_S^2 - d_2^2)}{4} = 2.903 \times 10^5 \cdot \text{mm}^2 \quad (6.3.1.2.5)$$

$$u_1 = \int_0^{l_1} \frac{N_1}{E \cdot S_1} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} N_1 \right) dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{N_1}{E \cdot S_2} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} N_1 \right) dx_2 \quad (6.3.1.2.6)$$

$$u_1 := \int_0^{l_1} \frac{F_A}{E \cdot S_1} \cdot 1 dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{F_A}{E \cdot S_2} \cdot 1 dx_2$$

$$u_1 = 7.088 \times 10^{-5} \cdot \text{mm}$$

6.3.2. Obrábění v tečném směru:

6.3.2.1. Kontrola bezpečnosti upínací desky stolu:

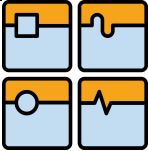
Vzorce pro posouzení bezpečnosti podle [15] str. 10

Nebezpečné místo stejné jako u obrábění v axiálním směru z obr. 6.2.2.1: $x_1 = 630\text{mm}$

Modul v průřezu v ohybu a průřez tlaku stejné, jako u obrábění v axiálním směru

Maximální zatížení:

$$\text{Maximální tlaková síla: } N_{2,2} := N_2(x_1) = 7.845 \times 10^3 \text{ N} \quad (6.3.2.1.1)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 51
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

Maximální ohybový moment: $M_{o2} := M_{oy2}(x_1) = 7.087 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$ (6.3.2.1.2)

Maximální krouticí moment: $M_{k2} := M_{MAX} = 3.95 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$ (6.3.2.1.3)

Maximální napětí:

Maximální napětí v tlaku: $\sigma_{Tmax2} := \frac{N_2}{S_{T1}} = 0.127 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.4)

Maximální napětí v ohybu: $\sigma_{Omax2} := \frac{M_{o2}}{W_{o1}} = 1.21 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.5)

Maximální napětí v krutu:

Modul průřezu v krutu v nebezpečném místě:

$$W_{k2} := \frac{\pi}{32} \cdot (d_1^3 - d_2^3) = 2.929 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3 \quad (6.3.2.1.6)$$

$$\tau_{Kmax2} := \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = 1.349 \text{ MPa} \quad (6.3.2.1.7)$$

Minimální napětí:

Minimální napětí v tlaku: $\sigma_{Tmin2} := 0$

Minimální napětí v ohybu: $\sigma_{Omin2} := -\sigma_{Omax2} = -1.21 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.8)

Minimální napětí v krutu: $\tau_{Kmin2} := 0$

Amplitudy napětí:

Amplituda napětí v tlaku: $\sigma_{Ta2} := \frac{\sigma_{Tmax2} - \sigma_{Tmin2}}{2} = 0.064 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.9)

Amplituda napětí v ohybu: $\sigma_{Oa2} := \frac{\sigma_{Omax2} - \sigma_{Omin2}}{2} = 1.21 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.10)

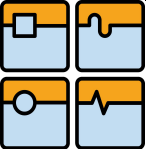
Amplituda napětí v krutu: $\tau_{Ka2} := \frac{\tau_{Kmax2} - \tau_{Kmin2}}{2} = 0.674 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.11)

Střední napětí:

Střední napětí v tlaku: $\sigma_{Tm2} := \frac{\sigma_{Tmax2} + \sigma_{Tmin2}}{2} = 0.064 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.12)

Střední napětí v ohybu: $\sigma_{Om2} := \frac{\sigma_{Omax2} + \sigma_{Omin2}}{2} = 0 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.13)

Střední napětí v krutu: $\tau_{Km2} := \frac{\tau_{Kmax2} + \tau_{Kmin2}}{2} = 0.674 \text{ MPa}$ (6.3.2.1.14)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

Střední hodnota redukováného napětí:

$$\sigma_{mred2} := \sqrt{\sigma_{Om2}^2 + \tau_{Km2}^2 + \sigma_{Tm2}^2} = 0.677 \text{ MPa} \quad (6.3.2.1.15)$$

Amplituda redukováného napětí:

$$\sigma_{ared2} := \sqrt{\sigma_{Oa2}^2 + \tau_{Ka2}^2 + \sigma_{Ta2}^2} = 1.386 \text{ MPa} \quad (6.3.2.1.16)$$

Modifikované Goodmanova kritérium:

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Goodmanovu přímku:

$$r_2 := \frac{\sigma_{ared2}}{\sigma_{mred2}} = 2.047 \quad (6.3.2.1.17)$$

$$\sigma_{AGoodman2} := \frac{r_2 \cdot \sigma'_C \cdot R_m}{r_2 \cdot R_m + \sigma'_C} = 66.748 \text{ MPa} \quad (6.3.2.1.18)$$

$$\sigma_{MGoodman2} := \frac{\sigma_{AGoodman2}}{r_2} = 32.605 \text{ MPa} \quad (6.3.2.1.19)$$

poloha bodu, kde zátěžná přímka protíná Langerovu přímku - mezní stav pružnosti:

$$\sigma_{ALanger2} := \frac{r_2 \cdot R_e}{1 + r_2} = 1.982 \times 10^8 \text{ Pa} \quad (6.3.2.1.20)$$

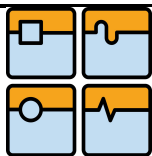
$$\sigma_{MLanger2} := \frac{R_e}{1 + r_2} = 96.81 \text{ MPa} \quad (6.3.2.1.21)$$

bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti:

$$S_{FGoodman2} := \frac{1}{\frac{\sigma_{ared2}}{\sigma'_C} + \frac{\sigma_{mred2}}{R_m}} = 48.142 \quad (6.3.2.1.22)$$

bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$S_{Y2} := \frac{\sigma_{ALanger2}}{\sigma_{ared2}} = 142.943 \quad (6.3.2.1.23)$$

**6.3.2.2. Deformace na okraji stolu:**

Deformace určena v místě působení síly F_d viz. Obr. 6.2.1.2 bez uvažování upínacích T-drážek.

Posuv od napětí v tlaku:

$$w_2 = \int_0^{l_1} \frac{M_{oz1}(x_1)}{E \cdot I_1} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} M_{oz2}(x_1) \right) dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{M_{oz1}(x_2)}{E \cdot I_2} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} M_{oz1}(x_2) \right) dx_2 \quad (6.3.2.2.1)$$

$$w_2 := \int_0^{l_1} \frac{F_r \cdot x_1}{E \cdot I_1} \cdot x_1 dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{M_{oz1}(x_2 + l_1)}{E \cdot I_2} \cdot (x_2 + l_1) dx_2$$

$$w_2 = 9.381 \times 10^{-5} \cdot \text{mm}$$

posuv od napětí v ohybu:

$$u_2 = \int_0^{l_1} \frac{N_1}{E \cdot S_1} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} N_1 \right) dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{N_1}{E \cdot S_2} \cdot \left(\frac{d}{dF_d} N_1 \right) dx_2 \quad (6.3.2.2.2)$$

$$u_2 := \int_0^{l_1} \frac{F_A}{E \cdot S_1} \cdot 1 dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{F_A}{E \cdot S_2} \cdot 1 dx_2$$

$$u_2 = 7.088 \times 10^{-5} \cdot \text{mm}$$

pootočení od napětí v krutu:

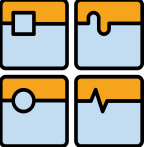
Poissonovo číslo pro ocel: $\mu := 0.3$

$$\text{modul pružnosti v krutu: } G := \frac{E}{2(1 + \mu)} = 8.077 \times 10^4 \cdot \text{MPa} \quad (6.3.2.2.3)$$

$$\phi_2 = \int_0^{l_1} \frac{M_{k2}}{G \cdot I_1} \cdot \left(\frac{d}{dM_{kd}} M_{k2} \right) dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{M_{k1}}{G \cdot I_2} \cdot \left(\frac{d}{dM_{kd}} M_{k1} \right) dx_2 \quad (6.3.2.2.4)$$

$$\phi_2 := \int_0^{l_1} \frac{M_{k2}}{G \cdot I_1} \cdot 1 dx_1 + \int_0^{l_2} \frac{M_{k2}}{G \cdot I_2} \cdot 1 dx_2$$

$$\phi_2 = 2.104 \times 10^{-4} \cdot \text{deg}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 54
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

6.4. Kontrola ložiska otočného stolu

Požadovaná trvanlivost ložiska:

pro nepřetržitý provoz obráběcího stroje:

Zatížení ložiska:

Axiální zatížení ložiska:

Radiální zatížení ložiska:

Únosnost ložiska:

Axiální dynamická únosnost ložiska:

Radiální dynamická únosnost ložiska:

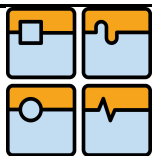
Axiální trvanlivost ložiska:

$$L_{ha} := \frac{10^6}{n_{MAX.MN}} \cdot \left(\frac{C_a}{F_A} \right)^{\frac{10}{3}} = 4.112 \times 10^5 \cdot \text{hr} \quad (6.4.1)$$

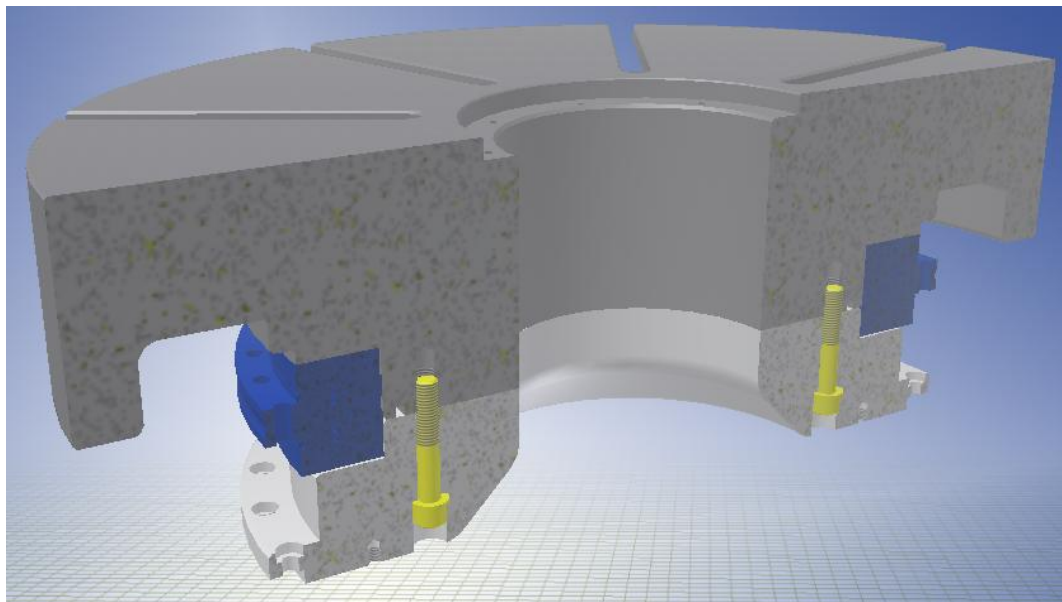
Radiální trvanlivost ložiska:

$$L_{hr} := \frac{10^6}{n_{MAX.MN}} \cdot \left(\frac{C_r}{F_A} \right)^{\frac{10}{3}} = 1.378 \times 10^5 \cdot \text{hr} \quad (6.4.2)$$

$L_{ha} > L_h$ $L_{hr} > L_h$ ložisko vyhovuje



6.5. Kontrola spojení upínací desky s rotorem stolu



Obr. 6.5.1 Spojení upínací desky s rotorem stolu pomocí šroubů

6.5.1 Volba typu spojení:

Parametry šroubu podle [21] str. 358

k přenosu kroutícího momentu dochází prostřednictvím tření mezi rotorem a deskou
pro spojení byl zvolen šroub: M12 DIN EN ISO 4762

parametry šroubu: velký průměr závitu: $d_{\text{šDR}} := 12\text{mm}$

střední průměr závitu: $d_{\text{š2DR}} := 10.76\text{mm}$

malý průměr závitu: $d_{\text{š3DR}} := 9.85\text{mm}$

stoupání závitu: $P_{\text{šDR}} := 1.75\text{mm}$

počet šroubů pro spojení: $i_{\text{šDR}} := 20$

Utahovací moment na šroubu: $M_{\text{UDR}} := 50\text{N}\cdot\text{m}$

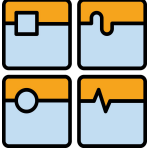
6.5.2. Kontrola bezpečnosti přenosu kroutícího momentu:

$$S_{\text{tDR}} \geq 1$$

Síla působící v ose šroubu od utahovacího momentu:

$$F_{\text{OšDRi}} := \frac{M_{\text{UDR}}}{0.2d_{\text{šDR}}} = 2.083 \times 10^4 \cdot \text{N} \quad (6.5.2.1)$$

$$\text{Osová síla od všech šroubů: } F_{\text{OšDR}} := F_{\text{OšDRi}} i_{\text{šDR}} = 4.167 \times 10^5 \cdot \text{N} \quad (6.5.2.2)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 56
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

Třecí síla vzniklá od utažení šroubů:

součinitel tření pro ocel-ocel nemazaná: $f := 0.1$

$$F_{TDR} := F_{O\check{s}DR} \cdot f = 4.167 \times 10^4 \text{ N} \quad (6.5.2.3)$$

Třecí síla potřebná pro přenos kroutícího momentu:

roztečný průměr šroubů: $D_{DR} := 275 \text{ mm}$

$$F_{TDRP} := \frac{2M_{k2}}{D_{DR}} = 2.873 \times 10^4 \text{ N} \quad (6.5.2.4)$$

Bezpečnost přenosu kroutícího momentu:

$$S_{tDR} := \frac{F_{TDR}}{F_{TDRP}} = 1.45 \quad (6.5.2.5)$$

$S_{tDR} > 1$ bezpečnost vyhovuje

6.5.3. Kontrola bezpečnosti šroubu:

Kontrola na tah:

$$S_{TDR} \geq 1$$

$$\text{nosný průřez šroubu: } S_{\check{s}DR} := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{\check{s}2DR} + d_{\check{s}3DR}}{2} \right)^2 = 83.404 \text{ mm}^2 \quad (6.5.3.1)$$

$$\text{napětí ve šroubu: } \sigma_{TDR} := \frac{F_{O\check{s}DRi}}{S_{\check{s}DR}} = 249.789 \text{ MPa} \quad (6.5.3.2)$$

pro pevnostní třídu materiálu šroubu 9.8:

mez pružnosti: $R_{e\check{s}DR} := 800 \text{ MPa}$

$$S_{TDR} := \frac{R_{e\check{s}DR}}{\sigma_{TDR}} = 3.203 \quad (6.5.3.3)$$

$S_{TDR} > 1$ šrouby vyhovují

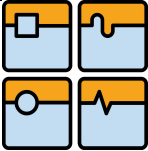
Kontrola na otláčení závitu:

$$S_{PDR} > 1$$

malý průměr závitu matice: $D_{\check{s}1DR} := 10.64 \text{ mm}$

hloubka zašroubování šroubu v matici: $h_{\check{s}DR} := 16 \text{ mm}$

$$\text{počet činných závitů šroubu: } i_{\check{s}zDR} := \frac{h_{\check{s}DR}}{P_{\check{s}DR}} = 9.143 \quad (6.5.3.4)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 57
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

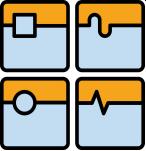
$$\text{nosný průřez závitu: } S_{\text{šDRP}} := \frac{\pi \cdot i_{\text{šDR}}}{4} \cdot \left(d_{\text{šDR}}^2 - D_{\text{š1DR}}^2 \right) = 221.099 \text{mm}^2 \quad (6.5.3.5)$$

$$\text{Dovolený tlak v závitu matice: } p_{\text{šDR}} := 210 \text{MPa} \quad \text{podle [21] str.54}$$

$$\text{napětí v tlaku: } \sigma_{\text{PDR}} := \frac{F_{\text{OšDRi}}}{S_{\text{šDRP}}} = 94.226 \text{MPa} \quad (6.5.3.6)$$

$$S_{\text{PDR}} := \frac{p_{\text{šDR}}}{\sigma_{\text{PDR}}} = 2.229 \quad (6.5.3.7)$$

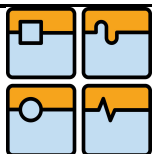
$S_{\text{PDR}} > 1$ šrouby vyhovují

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 58
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

7. ZÁVĚR

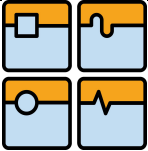
V původním návrhu otočného stolu byl použit nepřímý pohon realizován pomocí šnekového převodu a servomotoru z důvodu možnosti absence vodního okruhu pro přívod chladicí kapaliny. Tato výhoda, ale při postupném výpočtu šnekového soukolí, začala pomalu ztrácet význam, protože při zvětšujícím se převodovém čísle klesala účinnost šnekového převodu. Účinnost převodu se pohybovala v rozmezí od 38 do 60% v závislosti na optimálním řešení v podobě ideálního převodového čísla v závislosti na velikosti servomotoru pro snížení zástavbového prostoru. Výkon servomotoru se pohyboval od 10 do 20kW a při malé účinnosti šnekového převodu se značná část energie motoru přemění třením ve šnekovém převodu na teplo a při nepřetržitém provozu se zvyšující se teplotou by docházelo k tepelným dilatacím, které by vedly k zhoršení přesnosti obrábění. Zhoršily by se také mazací schopnosti oleje a to by vedlo ke zvýšení opotřebení šnekového soukolí a ke snížení životnosti celého stolu. Dalším důvodem pro použití přímého pohonu byla velikost zástavbového prostoru, která se použitím momentového motoru snížila přibližně na polovinu. Tuto výhodu využijeme např. při integraci otočného stolu do kolébky sklopného stolu, kdy při stejných maximálních parametrech obrábění dojde ke zmenšení kolébky, což povede ke snížení jejích setrvačných účinků a toto snížení bude mít příznivý vliv na přesnost a dynamiku celého stroje.

Pro uložení upínací desky stolu bylo použito axiálně-radiální ložisko do firmy Fag s integrovaným měřícím systémem. Integrovaní měřícího systému do ložiska vede ke zvýšení přesnosti polohování rotační osy, kdy nemohou vznikat chyby v odměřování vlivem nepřesnosti uložení jednotlivých komponent odměřovacího systému.



8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOVOSVIT MAS [online]. 2008 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<http://www.kovosvit.cz/2008/cs/technologie-frezovani/petiosa/mcv-1000-5ax/>>.
- [2] SoneTECH [online]. 2007 [cit. 2009-05-20]. Dostupný z WWW:
<<http://www.sonetech.cz/.2cam/seminar-5-ti-ose-frezovani-brno.html>>.
- [3] SoneTECH [online]. 2007 [cit. 2009-05-20]. Dostupný z WWW:
<<http://www.sonetech.cz/.2cam/seminar-5-ti-ose-frezovani-brno.html>>.
- [4] InventorCAM [online]. 2009 [cit. 2009-05-20]. Dostupný z WWW:
<<http://www.inventorcam.cz/article.asp?nArticleID=50&nDepartmentID=18&nLanguageID=1>>.
- [5] Siemens [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=19880af828&ctxp=home&PHPSESSID=9c21f793b8873e68501aa55e7cb30745>>.
- [6] Haas Automation, Inc [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<http://haascnc.com/lang/details.asp?ID=HRT160&intLanguageCode=1033&webid=ROTARY_TBL_SINGLE_SPINDLE#RotaryTreeModel>.
- [7] Haas Automation, Inc [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<http://haascnc.com/lang/details.asp?ID=HRT600&intLanguageCode=1033&webid=ROTARY_TBL_SINGLE_SPINDLE#RotaryTreeModel>.
- [8] Haas Automation, Inc [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<http://haascnc.com/lang/ROTARY/Rotary_Main.asp?intLanguageCode=1029#RotaryTreeModel>.
- [9] CONSORTA PRAHA [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<http://www.consorta.cz/index.php?akc=kirahpc30>>.
- [10] CZ MOOS TRADING s.r.o. [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<http://www.moostrading.cz/prislusenstvi-pro-obrabeci-stroje.html>>.
- [11] Haas Automation, Inc [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<http://www.haascnc.com/lang/details.asp?ID=TR210&intLanguageCode=1029&webid=ROTARY_5AXIS_TRUNNION>.
- [12] KOVOSVIT MAS [online]. 2008 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<http://www.kovosvit.cz/2008/cs/technologie-frezovani/petiosa/mcu-630v-5x/>>.
- [13] KOVOSVIT MAS [online]. 2008 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<http://www.kovosvit.cz/2008/cs/technologie-frezovani/petiosa/mcv-1000-5ax/>>.
- [14] TAJMAC - ZPS, a.s. [online]. 2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<http://www.tajmac-zps.cz/pdf/H_63_FIVE-AXIS_A4_CJ.pdf>.
- [15] TGS [online]. 2006 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<http://tgs.cz/cs/stroje/obrabeci-centra-vertikalni/kitamura/mytrunnion5.ep/>>.
- [17] GARANT příručka obrábění. s.l. : s.n., [2006]. 641 s.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

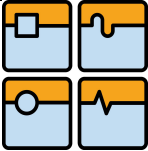
[17] Kříž, Rudolf Strojnické tabulky II : Pohony / Ostrava : Montanex, 1997. 213 s. ISBN 80-85780-51-8

[18] *E-LEARNING VUT* [online]. 2004-2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<https://www.vutbr.cz/elearning/file.php/79989/Cviceni/2.4.pdf>>

[19] *E-LEARNING VUT* [online]. 2004-2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<https://www.vutbr.cz/elearning/file.php/79975/prednasky/prednaska2.pdf>>.

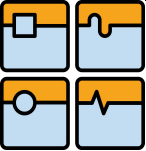
[20] *E-LEARNING VUT* [online]. 2004-2009 [cit. 2009-05-17]. Dostupný z WWW:
<<https://www.vutbr.cz/elearning/file.php/79975/cv3/Va03.pdf>>.

[21] Leinveber, Jan Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření / 1. vyd. Úvaly : ALBRA, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 61
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

9. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1	Sklopný stůl
Obr. 1.2	Obrábění nedostupných částí modelu
Obr. 1.3	Simulace obrábění modelu na Obr. 1.2
Obr. 1.4	Importovaný model obráběcího stroje do CAM modulu
Obr. 2.2.1	Momentový motor siemens 1FW3
Obr. 4.1.1	Otočný stůl Haas HRT160
Obr. 4.1.2	Otočný stůl Haas HRT600
Obr. 4.1.3	Provedení konstrukce otočného stolu Haas
Obr. 4.1.4	Otočný stůl Nikken CNC 200 A21
Obr. 4.1.5	Otočný stůl MRNC 255
Obr. 4.2.1	Sklopný stůl Haas TR210
Obr. 4.2.1	Sklopný stůl frézky MCU630
Obr. 4.2.2	Sklopný stůl frézky MCU10005AX
Obr. 4.2.3	Sklopný stůl obráběcího centra H63 FIVE AXIS
Obr. 4.2.4	Obráběcí centrum Mytrunnion5
Obr. 5.6.1	Pohled na šnekové soukolí s upínací deskou stolu
Obr. 5.7.1	Schéma silových poměrů na šnekovém soukolí
Obr. 5.9.1	Hřídel šneku s ložisky
Obr. 5.9.2.1	Schéma zatížení hřídele šneku
Obr. 5.10.1	Uložení upínací desky stolu
Obr. 5.10.1.1.1	Schéma zatížení upínací desky stolu
Obr. 6.2.1	Uložení upínací desky stolu
Obr. 6.2.1.1	Schéma zatížení upínací desky stolu při axiálním obrábění
Obr. 6.2.1.2	Výsledné vnitřní účinky při axiálním obrábění
Obr. 6.2.2.1	Schéma zatížení upínací desky stolu při tečném obrábění

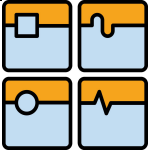
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

Obr. 6.2.2.2 Výsledné vnitřní účinky při tečném obrábění

Obr. 6.3.1 Upínací deska stolu

Obr. 6.3.2 Průřez upínací desky otočného stolu

Obr. 6.5.1 Spojení upínací desky s rotořem stolu pomocí šroubů

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 63
	Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje	

10. SEZNAM PŘÍLOH

10.1. Tištěné přílohy

Obr. p1 Zobrazení působení řezné síly v axiálním směru

Obr. p2 Zobrazení působení řezné síly v tečném směru

Obr. p3 Diagram statické zátěže pro axiálně-radiální ložisko FAG

Obr. p4 Zobrazení výsledných vnitřních účinků hřídele šneku

Obr. p5 Zobrazení výsledných vnitřních účinků upínací desky stolu pro axiální obrábění

10.2. Elektronické přílohy

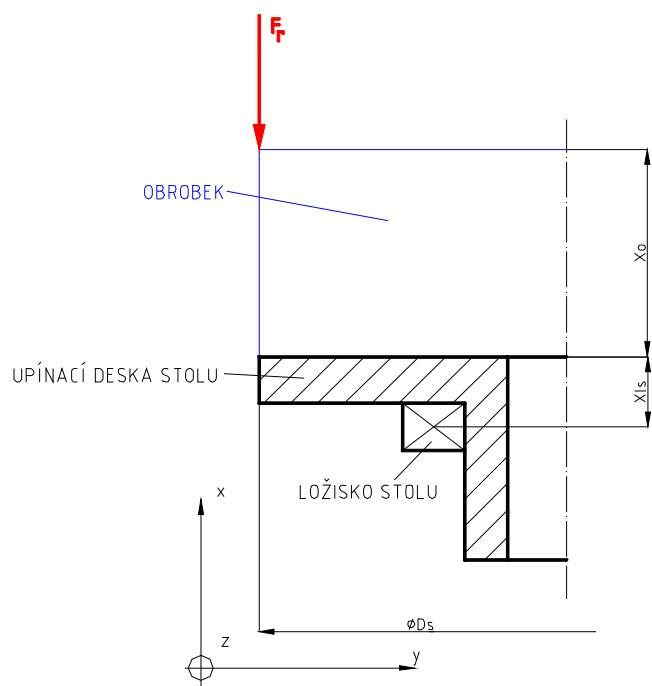
Model otočného stolu s nepřímým pohonem

Model otočného stolu s přímým pohonem

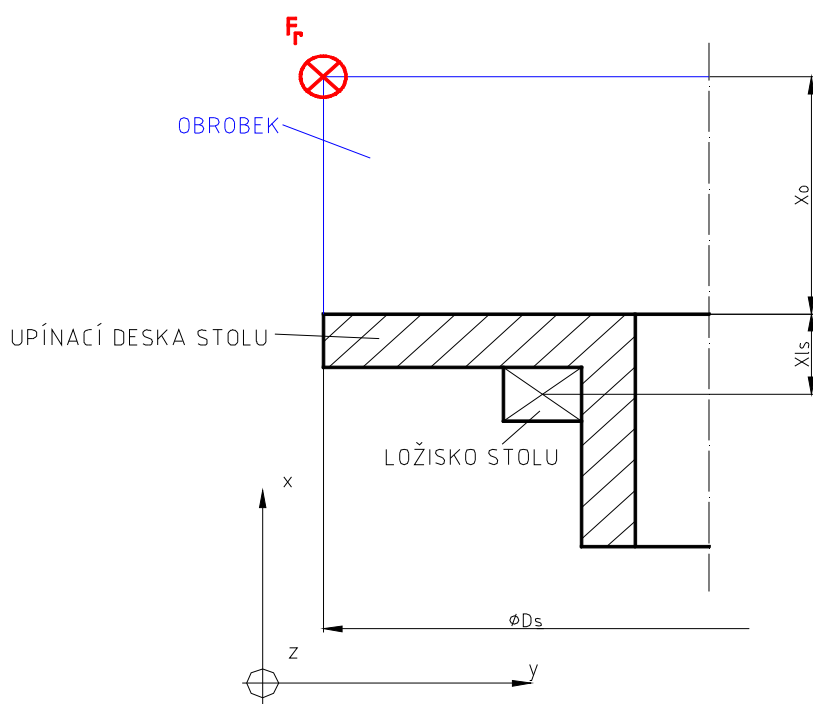


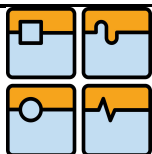
PŘÍLOHA

Obr. p1



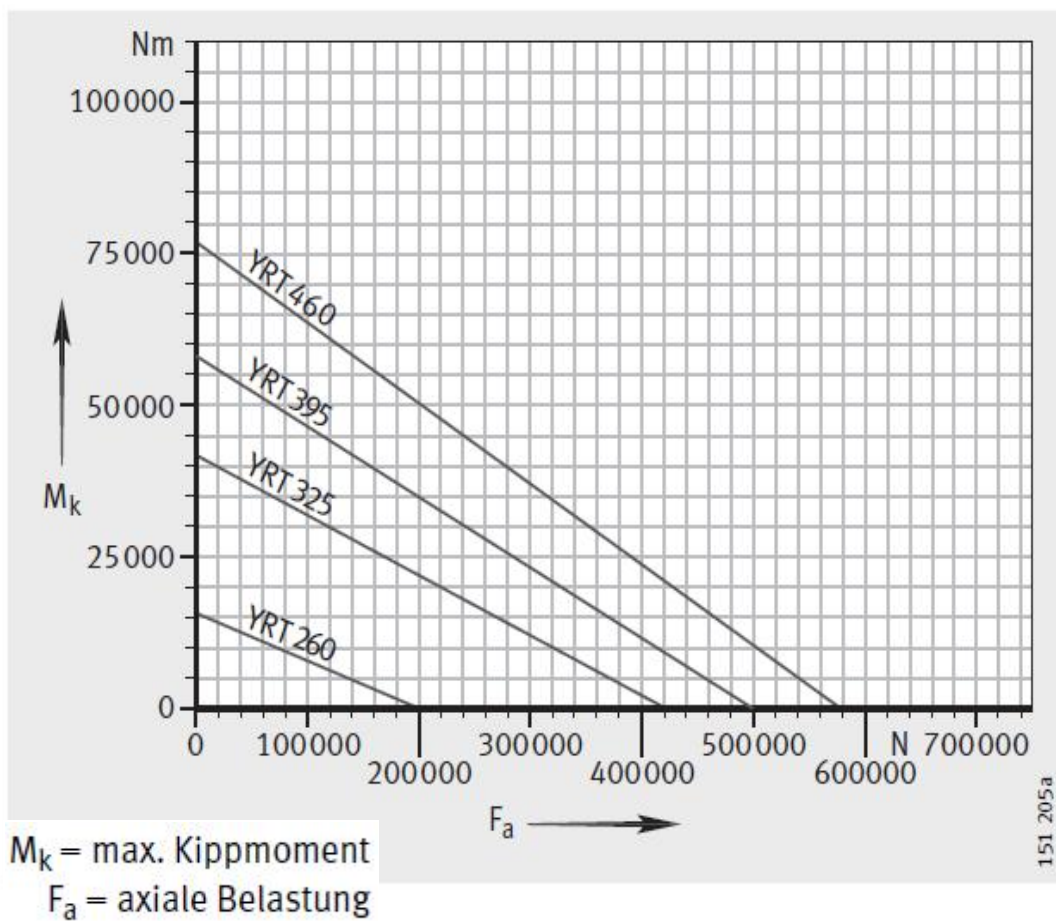
Obr. p2





Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje

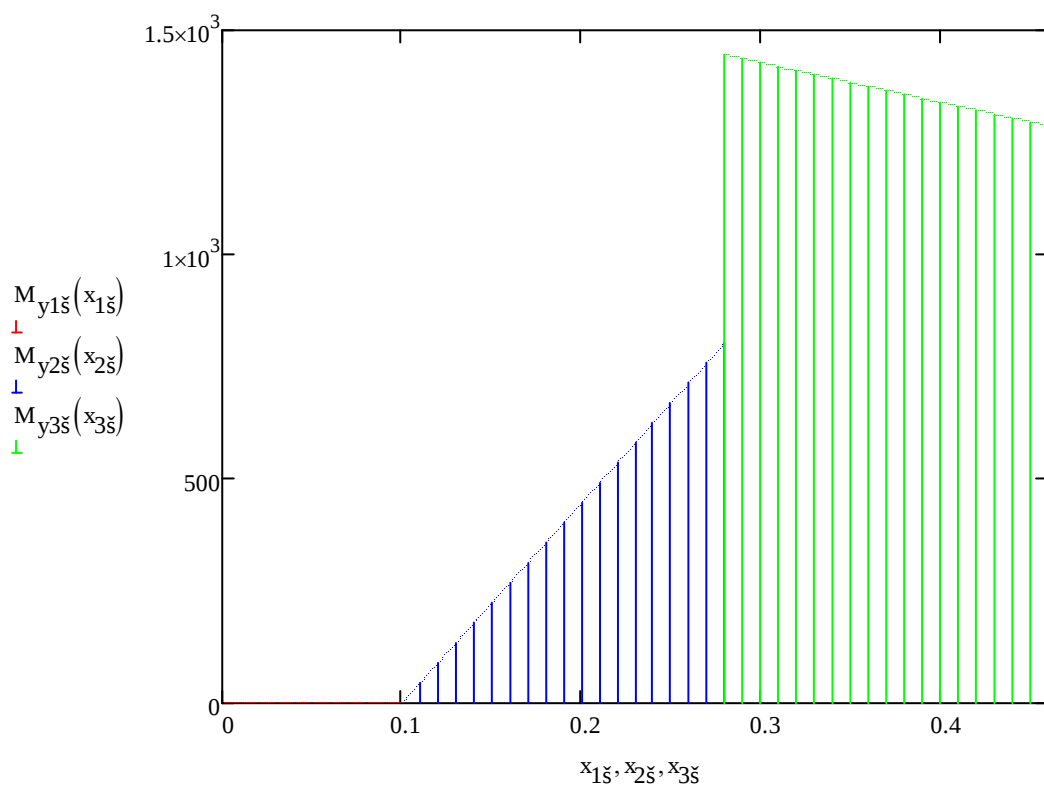
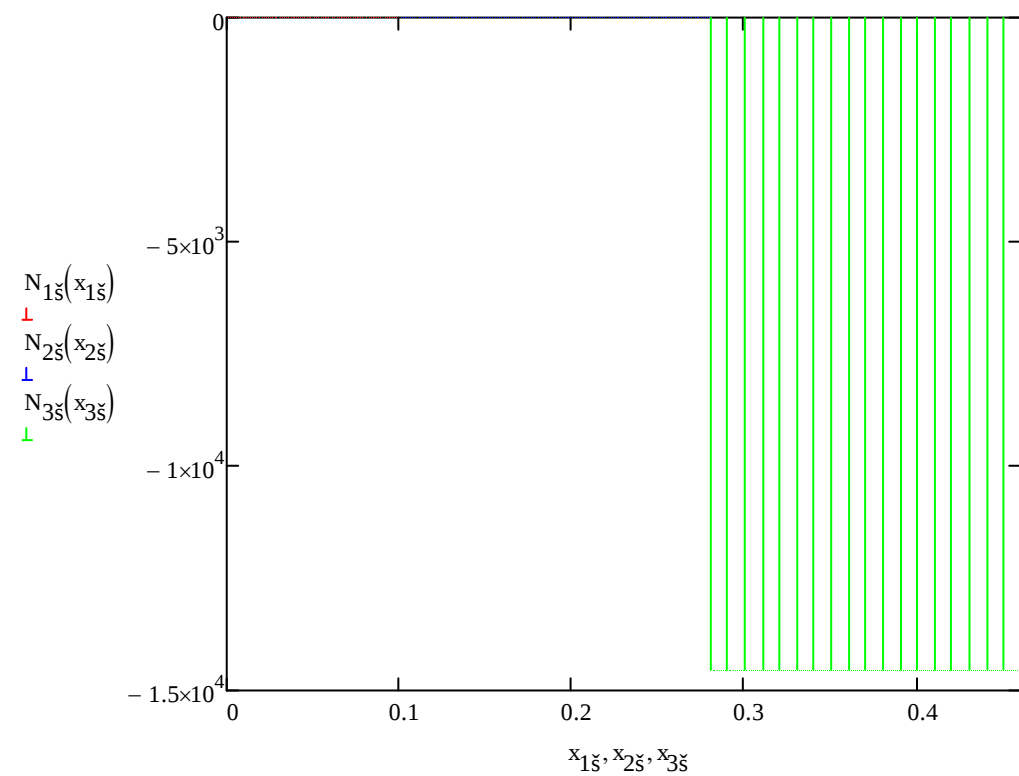
Obr. p3

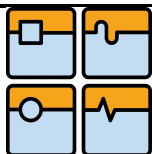




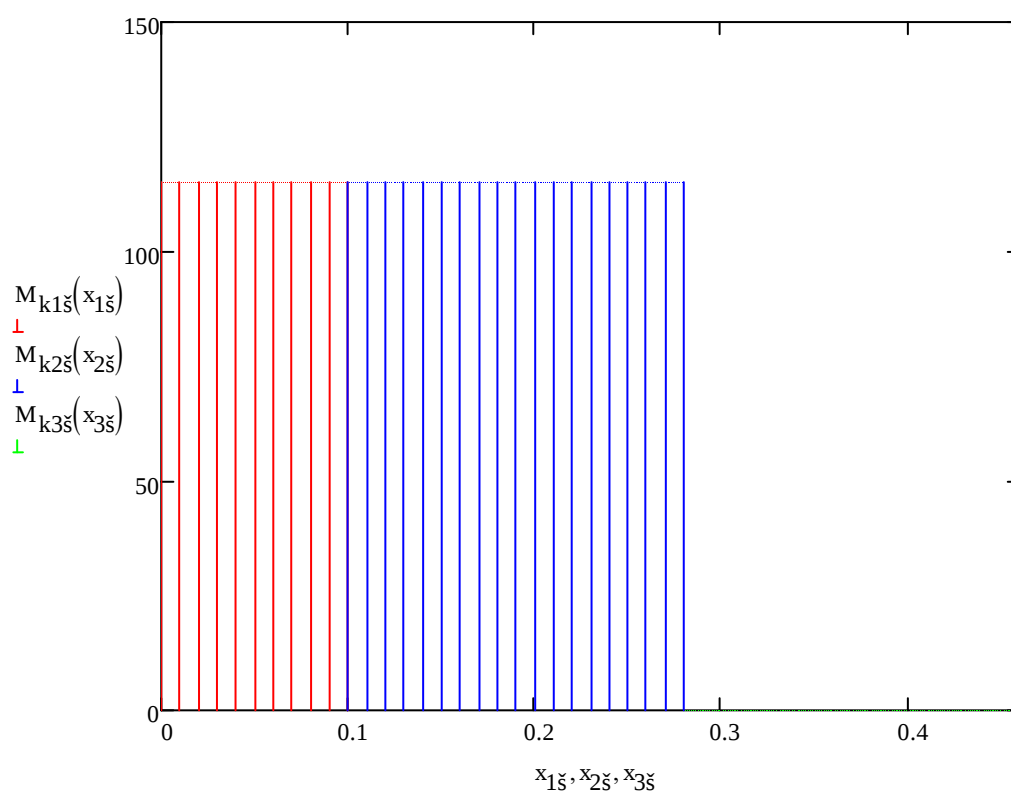
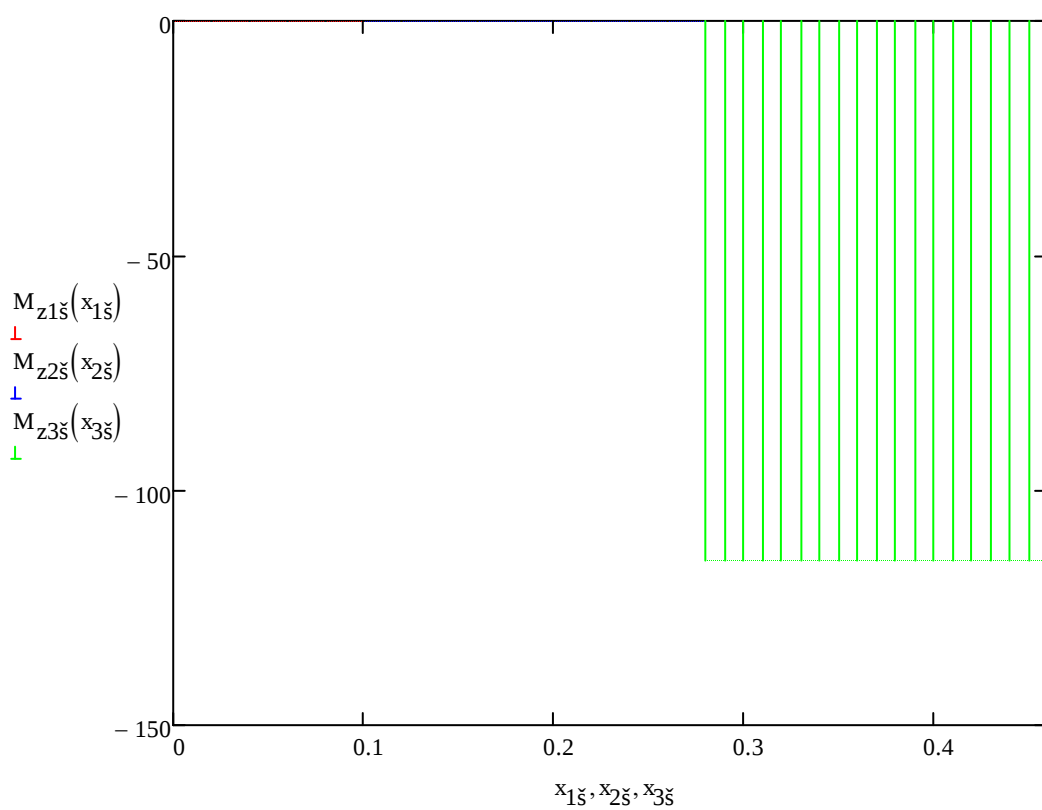
Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje

Obr. p4





Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje





Obr. p5

