



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

POHON VŘETEN PĚTIVŘETENOVÉHO **SOUSTRUŽNICKÉHO AUTOMATU**

DESIGN OF INDEPENDENT DRIVES FOR FIVE-SPINDLE AUTOMATIC LATHE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Bc. Radomil Pavelka

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

BRNO 2014

Abstrakt

Předmětem diplomové práce je konstrukce zkušebního zařízení pro testování nového konceptu pohonu pětivřetenového automatu nově vznikající řady MORI-SAY TMZ 520 CNC společnosti TAJMAC-ZPS. Práce představí zástupce výrobního programu TAJMAC-ZPS divize vícevřetenových automatů a stručně popíše jejich důležité konstrukční uzly. Konstrukční návrh zkušebního zařízení by se neobešel bez patřičných výpočtů, které jsou rovněž její součástí, stejně jako podrobný popis navržené konstrukce a výkresu hlavní sestavy zařízení. Zkušební zařízení je určeno pro interní potřeby společnosti TAJMAC-ZPS a je navrženo pro laboratorní provoz.

Klíčová slova

Vícevřetenové soustružnické automaty, TAJMAC-ZPS, návrh pohonu, výpočet ozubení, pevnostní kontrola, výpočet reakcí, výsledné vnitřní účinky, trvanlivost ložisek

Abstract

The subject of the thesis is design of independent spindle drive for multi-spindle automatic lathe MORI-SAY TMZ 520 CNC manufactured by TAJMAC-ZPS. The thesis will introduce the representatives of manufacturing program of TAJMAC-ZPS multi-spindle automatic lathes division and there will be a brief description of their main constructional parts. The main objective of the thesis is an engineering design of testing device which will be built for verification of the correct drive concept. There is also many calculations and detailed description of the engineering design. The testing device is made for internal needs of TAJMAC-ZPS.

Key words

Multi-spindle automatic lathe, TAJMAC-ZPS, drive design, gear calculation, strength check, reaction calculations, internal effects of load, bearing durability

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího konstrukce vícevřetenových automatů společnosti Tajmac-ZPS, a.s. Ing. Jaroslava ZEMÁNKA, vedoucího diplomové práce doc. Ing. Petra BLECHY, Ph.D. a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Brně dne 27.5.2014

.....
Radomil Pavelka

Poděkování

Své poděkování bych chtěl věnovat především panu Ing. Jaroslavu ZEMÁNKOVÍ za možnost práce na diplomovém projektu pod křídly společnosti Tajmac-ZPS, a.s. a jeho velmi cenné rady a pomoc při návrhu konstrukce zkušebního zařízení. Poděkování také patří Ing. Davidu IMRICHOVÍ za jeho pomoc a pravidelné konzultace ohledně projektu a v neposlední řadě také panu doc. Ing. Petru BLECHOVÍ, Ph.D. za jeho pomoc, cenné připomínky a rady, které vedly k dokončení diplomové práce.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radomil Pavelka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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 diplomové práce:

Pohon vřeten pětivřetenového soustružnického automatu

v anglickém jazyce:

Design of independent drives for five-spindle automatic lathe

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte nezávislé pohony pěti vřeten automatu TMZ520CNC pro práci z přesných tyčí o průměru 20mm. Pohon bude realizován externími asynchronními motory přes ozubená kola s vnitřním ozubením uložená vně vřetenového bubnu. Předpokládaný roztečný průměr bubnu 125-140mm. Cílem práce je realizace funkčního vzorku pohonu pro odzkoušení vlastností celé soustavy.

- předpokládaný výkon hlavního vřetene cca 5x4kW
- požadovaný krouticí moment na vřetenu 30Nm při jmenovitých otáčkách motoru
- maximální otáčky vřeten 8000 min⁻¹
- kleštinové upínání materiálů
- uložení vřeten v ložiscích s kosoúhlým stykem 15° řady 70, případně 719
- uložení vnějších ozubených kol na kuličkových ložiscích řady 618
- použité prvky: řídicí systém stroje FANUC 30i; pohony vřeten pomocí řízených AC motorů Fanuc; ložiska SKF; upínací kleštiny vřeten 9007E; podávací kleštiny 9255E; šípové ozubené řemeny Good-Year.

Cíle diplomové práce:

- Studie konstrukčního uspořádání
- Návrh a zdůvodnění volby motorů
- Návrh a zdůvodnění volby ložisek včetně doložení výpočtu trvanlivosti
- Výkres sestavy zařízení
- 3D model zařízení
- další potřebné výpočty v rozsahu 40-60 stran

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

www.stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 19.11.2013

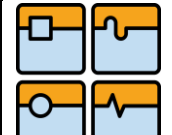
L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

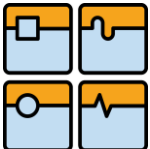
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Obsah

1. Úvod	3
2. Víceřetenové soustružnické automaty	4
2.1 Použitelnost víceřetenových automatů	4
2.2 Princip funkce víceřetenového automatu	5
2.3 Výrobní program Tajmac-ZPS	7
2.3.1 Konvenční (vačkově řízené) stroje	8
2.3.2 CNC řízené stroje	11
2.4 Vybrané konstrukční uzly	14
2.4.1 Základna	16
2.4.2 Skříň pohonů	17
2.4.3 Vřetenová skříň	18
2.3.4 Hlavní pohon vřeten	19
3. Výpočtová část	21
3.1 Návrh motoru pro pohon vřetene	21
3.1.1 Kinematické schéma zařízení	21
3.1.2 Zadané parametry a převodové poměry	22
3.1.3 Výpočet výkonnostních parametrů	22
3.1.4 Výpočet doby rozběhu vřetene	26
3.2 Návrh geometrie ozubení a jeho pevnostní kontrola	30
3.2.1 Parametry ozubení	30
3.2.2 Geometrie ozubených kol	31
3.2.3 Výpočet únosnosti boků zubů v ohybu	32
3.2.4 Výpočet napětí v dotyku a stanovení součinitele bezpečnosti vůči	35
únavovému poškození boků zubů	35
3.3 Pevnostní kontrola vřetene - statická neurčitost	36
3.3.1 Vstupní parametry	37
3.3.2 Podmínky statické rovnováhy a výsledné vnitřní účinky	38
3.3.3 Castiglianova věta a odstranění statické neurčitosti	41
3.3.4 Výpočet reakcí	43
3.3.5 Určení nebezpečného průřezu	43
3.3.6 Pevnostní kontrola vřetene	46
3.4 Návrh předlokové hřídele	47
3.4.1 Výpočet reakcí	48
3.4.2 Výsledné vnitřní účinky	49

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

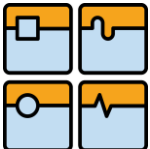
3.4.3 Výpočet minimálního průměru předlohové hřídele	51
3.5 Rovnice průhybové čáry předlohové hřídele	52
3.5.1 Rovnice ohybových momentů v rovině XZ	52
3.5.2 Rovnice průhybových čar v rovině XZ.....	53
3.5.3 Okrajové podmínky	54
3.6 Kontrola krouživého kmitání předlohové hřídele	56
3.7 Trvanlivosti ložisek	58
3.7.1 Trvanlivost ložisek předlohové hřídele	59
3.6.2 Trvanlivost ložisek vřetene	64
4. Popis konstrukce zkušebního zařízení	69
4.1 Určení zkušebního vzorku pohonu.....	69
4.2 Skříň.....	70
4.3 Vřetenový buben	71
4.3.1 Svařenec bubnu	71
4.3.2 Dvojkolo	72
4.3.3 Přední část bubnu	73
4.4 Vřeteno	74
4.5 Předlohová hřídel	76
4.6 Připojení motorů.....	79
5. Závěr	81
6. Literatura	82
7. Seznam obrázků.....	83
8. Seznam tabulek.....	85
9. Seznam použitých parametrů	86

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. Úvod

Diplomová práce pojednává o návrhu nového konceptu pohonu pro vícevřetenové automaty společnosti Tajmac-ZPS. Způsob, který společnost Tajmac-ZPS používá v poslední době je nezávislý pohon všech vřeten prostřednictvím koaxiální hřídele, vedené skrz celý stroj. Tento způsob je ověřený, avšak v některých případech (hlavně při menších rozměrech stroje) bylo použití koaxiální hřídele problematické, protože při vyšších provozních teplotách může docházet k takovým tepelným deformacím jednotlivých hřídelí, které mohou vést až k vymezení vůle a jejich nevratnému poškození. Tento problém je vyřešen speciálně navrženým materiálem koaxiálních hřídelí, který se vyznačuje vysokou pevností a teplotní stabilitou. Koncept pohonu, který bude představen touto prací, zmíněný problém také vylučuje a umožňuje výraznou úsporu zástavbového prostoru uvnitř stroje.

Práce je rozdělena na tři hlavní celky. V první části jsou obecně popsány vícevřetenové soustružnické automaty, jejich funkce a nejdůležitější konstrukční uzly, dle principů používaných společnostmi Tajmac-ZPS. Druhá část se týká výhradně všech konstrukčních a pevnostních výpočtů nutných ke správnému návrhu zařízení. Poslední část se věnuje podrobnému rozboru nového konstrukčního návrhu pohonu. Budou popsány všechny důležité součásti a konstrukční uzly a nebudou chybět některé technologické postupy výroby. Přílohy budou obsahovat výkres hlavní sestavy zařízení, 3D model ve formátu STEP a výpočtovou zprávu v programu MathCAD.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2. Víceřetenové soustružnické automaty

2.1 Použitelnost víceřetenových automatů

Požadavek zákazníků na dodávky velkého množství drobných rotačních součástí pro nejrozličnější odvětví průmyslu zapříčinil vývoj soustružnického stroje, který je bude schopen plnit v krátkých výrobních časech a v předepsané kvalitě. Z těchto základních požadavků vychází i konstrukce víceřetenových automatů. Jejím základem je otočně uložený řetenový buben, který umožňuje provádění několika nezávislých obráběcích operací současně na každém řetenu. Po dokončení všech operací zajistí pootočením přesun obrobku do další pracovní polohy. Na konci každého cyklu je hotový jeden obrobek.



Obr. 1 Víceřetenový automat TMZ842CNC [TAJMAC-ZPS]

Jak již bylo zmíněno, tento typ stroje je primárně určen pro hromadnou výrobu drobných rotačních součástek, jakými jsou kroužky do ložisek, šroubení pro trubky do hydraulických systémů, matice, šrouby, ventily apod. V dnešní době se díky přídavnému příslušenství, mezi které patří zařízení umožňující obrábění ze strany úpichu nebo frézování a vrtání v radiálním směru vzhledem k obrobku, jejich využitelnost mnohonásobně rozšiřuje.



Obr. 2 Víceřetenový automat TMZ 832 CNC [TAJMAC-ZPS]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Na následujícím obrázku budou ukázány příklady obrobků, které lze na těchto strojích vyrábět v hromadných sériích:



GG20 | délka 135,7 mm



95MnPb28K | Ø 59 mm | délka 32,1 mm



15MnPb30SW | Ø 9 mm | délka 67 mm



CuZn39Pb3 | Ø 20 mm | délka 38 mm



95MnPb28K | Ø 19 mm | délka 43 mm

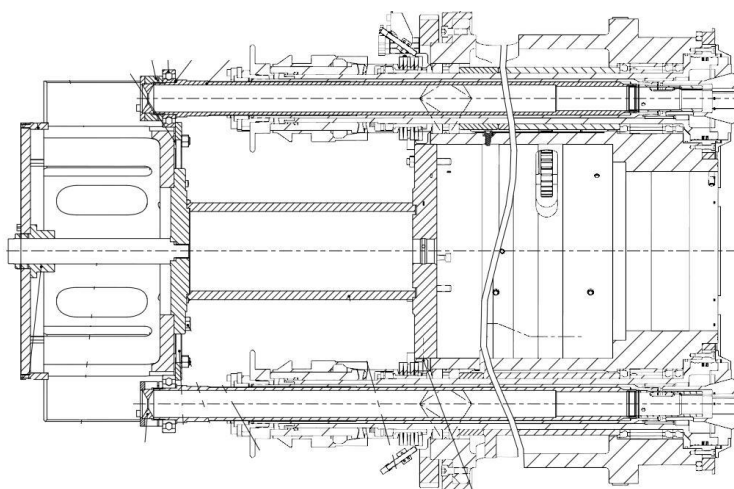


X5CrNiMo17-12-2 | Ø 13 mm | délka 35 mm

Obr. 3 Příklady obrobků [TAJMAC-ZPS]

2.2 Princip funkce vícevřetenového automatu

Vícevřetenový automat má horizontálně uložena pracovní vřetena. Automaty jsou primárně určeny pro výrobu z tyčových polotovarů, ale mohou zde být obráběny i přírubové součásti a přesné odlitky. Počet vřeten automatu je nejčastěji šest, osm nebo dvanáct a jsou rovnoměrně rozmístěny na roztečné kružnici uvnitř vřetenového



Obr. 4 Vřetenový buben [TAJMAC-ZPS]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

bubnu. Vřetenový buben umožňuje přetáčení vřeten do jednotlivých pracovních poloh. [2]



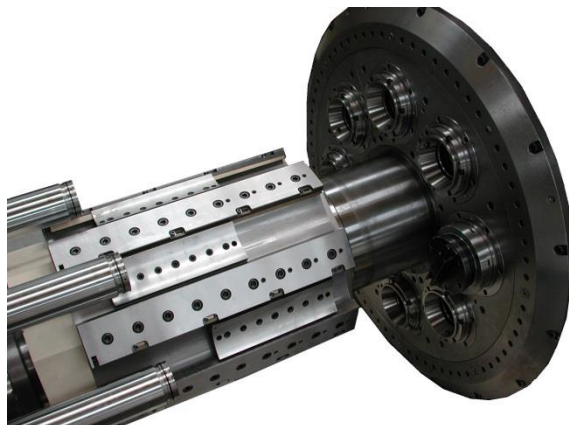
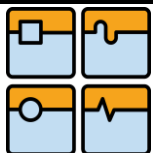
Obr. 5 Vřetenový buben - 6 poloh [TAJMAC-ZPS]

Obr. 6 Hirthovo ozubení pro zpevnění polohy bubnu [TAJMAC-ZPS]



Ve vřetenovém bubnu je kromě vřeten uložen upínač (nejčastěji kleštinový) a podavač materiálu. Zadní část bubnu nese ozubený věnec, který slouží pro jeho přetáčení. Přetáčení je většinou řešeno pomocí šnekového převodu. Mechanické zajištění bubnu v pracovní poloze je řešeno pomocí Hirthova ozubení na vnitřním a vnějším ozubeném věnci. Vnější věnec je pevně spojen se skříní stroje, vnitřní věnec je pevně spojen s čelem bubnu. Proti nim je postaven osově posuvný zpevňovací věnec, který přitlačením přesně zajistí pracovní polohu. [2]

Proti každému vřetenu jsou na centrálním suportu uloženy podélné suporty pro příslušenství nebo pro nástroje orientované čelem k obrobku. Jejich pohyb byl dříve řízen pomocí systému vaček, nyní je každý pohyb ovládán servopohony. Každé vřeteno má rovněž v příčném směru uloženy křížové suporty pro obrábění v radiálním směru. [2]



Obr. 7 Podélné suporto [TAJMAC-ZPS]



Obr. 8 Křížové suporto [TAJMAC-ZPS]

Pohon vřeten byl v dřívějších dobách řešen pomocí jednoho středního rozváděcího kola, což vylučovalo možnost rozdílných otáček vřeten. Moderní konstrukce vícevřetenových automatů umožňují mít pro každé vřeteno svůj servomotor, který je nezávisle řízen a velmi rozšiřuje technologické možnosti strojů. Tato koncepce vedla k využití CNC řízení.

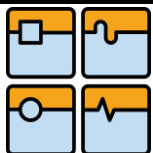
2.3 Výrobní program Tajmac-ZPS

Společnost Tajmac-ZPS má velmi bohatou historii. Nynější špičkový výrobce obráběcích center a vícevřetenových soustružnických automatů byl založen roku 1903, jako výrobce ševcovských strojů pro obuvnickou firmu Baťa. Název ZPS (Závody přesného strojírenství) vznikl v roce 1950 a od roku 2000 společnost vlastní firma TAJMAC – MTM, po níž přebírá malenovický výrobní závod název TAJMAC – ZPS, a.s.



Obr. 9 Areál výrobního závodu

Hlavní rozdělení výroby společnosti TAJMAC – ZPS je na divizi CNC obráběcích center a divizi vícevřetenových soustružnických automatů. Vzhledem k tématu této diplomové práce bude dále více představen výrobní program divize vícevřetenových automatů.



Vícevřetenové automaty z výrobního programu TAJMAC-ZPS lze rozdělit na dvě hlavní skupiny podle řízení stroje, a to:

1. Vačkově (mechanicky) řízené
2. CNC řízení

2.3.1 Konvenční (vačkově řízené) stroje

Vačkově řízené stroje jsou známé svojí přesností a stabilitou pracovního procesu. V porovnání s plně automatizovanými CNC řízenými stroji je výroba na těchto strojích stále rychlejší. Jsou vyráběny v šesti nebo osmivřetenové verzi, jejichž křížové suporty mohou být vybaveny CNC řízením, čímž vzniká stroj, který propojuje rychlost vačkových strojů a pružnost CNC strojů. Vzhledem k zajímavé finanční stránce vytváří toto řešení z konvenčních strojů produkt, který má na trhu s vícevřetenovými automaty stále své pevné místo.

Každý podélný a příčný suport je ovládán samostatnou vačkou s individuálním nastavením zdvihu pro konkrétní obráběcí proces. Vřeteno je možno v každé poloze obecně zastavit, což umožní další obrábění na nerotujícím obrobku. Stroje jsou zákazníkovi dodávány buďto seřízené na výrobu určité součásti po dohodě se zákazníkem nebo neseřízené s příslušenstvím dle přání zákazníka. Stroje se vyznačují vysokou tuhostí a přesností při obrábění. [3]



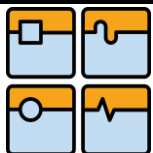
Obr. 10 Ilustrační foto [TAJMAC-ZPS]

MORI-SAY 620 AC

Šestivřetenový vačkový soustružnický automat vybavený šesti nezávislými podélnými suporty, šesti příčnými suporty a čtyřmi křížovými suporty. [3]



Obr. 11 MORI-SAY 620AC [TAJMAC-ZPS]



Technické parametry	MORI-SAY 620AC
Počet vřeten	6
Maximální průměr tyče	20 mm
Vrtání upínací trubky	28 mm
Maximální délka podávané tyče	100 mm
Maximální otáčky	500 - 6500 min ⁻¹
Hlavní motor	9 kW

Tab. 1 Technické parametry MORI-SAY 620AC [TAJMAC-ZPS]

MORI-SAY 632/642 AC

Nabízí inovace srovnatelné s automaty stejné velikosti nabízených na trhu. Je vybaven také šesti pracovními vřeten, šest podélných suportů a čtyři křížové suporty. [3]



Obr. 12 MORI-SAY 632AC [TAJMAC-ZPS]

Technické parametry	MORI-SAY 632AC	MORI-SAY 642AC
Počet vřeten	6	6
Maximální průměr tyče	32 mm	42 mm
Vrtání upínací trubky	43 mm	53 mm
Maximální délka podávané tyče	125 mm	125 mm
Maximální otáčky	250 - 4250 min ⁻¹	250 - 4250 min ⁻¹
Hlavní motor	22 kW	22 kW

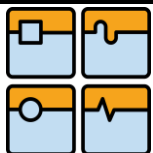
Tab. 2 Technické parametry MORI-SAY 632/642 AC [TAJMAC-ZPS]

MORI-SAY 657/667 AC

Stroj je vyráběn jako plně mechanický s regulačním posuvovým a vřetenovým motorem řízeným programovatelným automatem. Stroj je možno seřídit tak, aby pracoval jako dvakrát třívřetenový, čímž pádem je na něm možno vyrábět dvě různé



Obr. 13 MORI-SAY 657/667AC [TAJMAC-ZPS]



součástí. [3]

Technické parametry	MORI-SAY 657AC	MORI-SAY 667AC
Počet vřeten	6	6
Maximální průměr tyče	57 mm	67 mm
Vrtání upínací trubky	66 mm	78 mm
Maximální délka podávané tyče	160 mm	160 mm
Maximální otáčky	200 - 3200 min ⁻¹	200 - 3200 min ⁻¹
Hlavní motor	30 kW	30 kW

Tab. 3 Technické parametry MORI-SAY 657/667 AC [TAJMAC-ZPS]

MORI-SAY 832/842 AC

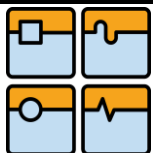
Je nejúspěšnějším zástupcem řady vačkových vícevřetenových automatů. Jeho charakteristikou je vysoká přesnost a tuhost při obrábění. [3]



Obr. 14 MORI-SAY 832/842 AC [TAJMAC-ZPS]

Technické parametry	MORI-SAY 832AC	MORI-SAY 842AC
Počet vřeten	8	8
Maximální průměr tyče	32 mm	32 mm
Vrtání upínací trubky	42 mm	53 mm
Maximální délka podávané tyče	125 mm	125 mm
Maximální otáčky	270 - 3750 min ⁻¹	270 - 3200 min ⁻¹
Hlavní motor	37 kW	37 kW

Tab. 4 Technické parametry MORI-SAY 832/842 AC [TAJMAC-ZPS]



2.3.2 CNC řízené stroje

Implementací CNC řízení do vícevřetenových automatů vzniká komplexní pružný výrobní stroj, schopný rychle reagovat na změnu výroby. Zvyšuje se ovšem náročnost pro řídicí systém. Jako řídicí systém je používán systém Siemens SINUMERIK 840D, který zajišťuje spolehlivé řízení až pro 32 hlavních os. CNC stroje spojují produktivitu vačkových strojů, ovšem v porovnání s nimi jsou seřizovací časy mnohem kratší. [8]

Každé vřeteno, příčný nebo podélný suport má svůj individuálně řízený pohon, což obrovsky rozšiřuje technologické možnosti strojů.



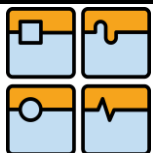
Obr. 15 Pracovní prostor stroje [TAJMAC-ZPS]

MORI-SAY TMZ625CNC

Šesti vřetenový soustružnický automat pro hromadnou výrobu dílců do průměru 25 mm pro různá odvětví průmyslu (automobilový, letecký). Stroj se vyznačuje vysokou tepelnou stabilitou a tuhostí srovnatelnou s vačkovými stroji. Stroj má celkem 31 řízených os. [4]



Obr. 16 MORI-SAY TMZ625CNC [TAJMAC-ZPS]



Technické parametry	MORI-SAY TMZ625CNC
Počet vřeten	6
Maximální průměr tyče	25 mm
Maximální délka podávané tyče	190 mm
Maximální otáčky	6000 min ⁻¹
Výkon motoru vřetene	7 kW
Jmenovitý krouticí moment vřetene	50 Nm

Tab. 5 Technické parametry TMZ625CNC [TAJMAC-ZPS]

MORI-SAY TMZ642CNC

Nezávislé řízení otáček každého vřetena a přesné rozdělení výkonu na každý pohon ze šesti vřeten v závislosti na obráběcí operaci, také možnost úplného zastavení nebo přesné orientace vřetene dělá z tohoto stroje plnohodnotné multifunkční obráběcí centrum. Dva

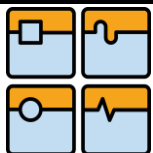


Obr. 17 MORI-SAY TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]

systémy Siemens SINUMERIK 840D zajišťují spolehlivé řízení pro 24 hlavních a 20 vedlejších os. [5]

Technické parametry	MORI-SAY TMZ642CNC
Počet vřeten	6
Maximální průměr tyče	42 mm
Maximální délka podávané tyče	150 mm
Maximální otáčky	5000 min ⁻¹
Výkon motoru vřetene	7 kW
Jmenovitý krouticí moment vřetene	67 Nm

Tab. 6 Technické parametry TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]

**MORI-SAY TMZ842CNC**

Osmivřetenový soustružnický automat pro hromadnou výrobu z přesných tyčí do průměru 42 mm. Vyznačuje se vysokou tepelnou stabilitou a tuhostí srovnatelnou s vačkovými stroji. Dva řídicí systémy Siemens SINUMERIK 840D zajišťuje řízení pro 32 hlavních a 24 přídatných os. [6]



Obr. 18 MORI-SAY TMZ842CNC [TAJMAC-ZPS]

Technické parametry	MORI-SAY TMZ842CNC
Počet vřeten	8
Maximální průměr tyče	42 mm
Maximální délka podávané tyče	180 mm
Maximální otáčky	4500 min ⁻¹
Výkon motoru vřetene	11 kW
Jmenovitý krouticí moment vřetene	66 Nm

Tab. 7 Technické parametry TMZ842CNC [TAJMAC-ZPS]

MORI-SAY TMZ867CNC

Osmivřetenový automat pro práci z přesných tyčí do průměru 67 mm. Stroj nabízí automatické, vysoce produktivní a komplexní obrábění převážně rotačních součástí z tyčového materiálu. Spojuje výhody vysoké produktivity vačkových automatů a pružnost CNC řízení. Nezávislé řízení všech



Obr. 19 MORI-SAY TMZ867CNC [TAJMAC-ZPS]

os vytváří ze stroje multifunkční obráběcí centrum při minimalizaci nároků na zastavenou plochu. Stroj může pracovat také v režimu jako dvakrát čtyřvřetenový, což umožňuje vyrábět dvě různé součásti zaráz. [7]

Technické parametry	MORI-SAY TMZ867CNC
Počet vřeten	8
Maximální průměr tyče	67 mm
Maximální délka podávané tyče	200 mm
Maximální otáčky	2500 min ⁻¹
Výkon motoru vřetene	30 kW
Jmenovitý krouticí moment vřetene	191 Nm

Tab. 8 Technické parametry TMZ867CNC [TAJMAC-ZPS]

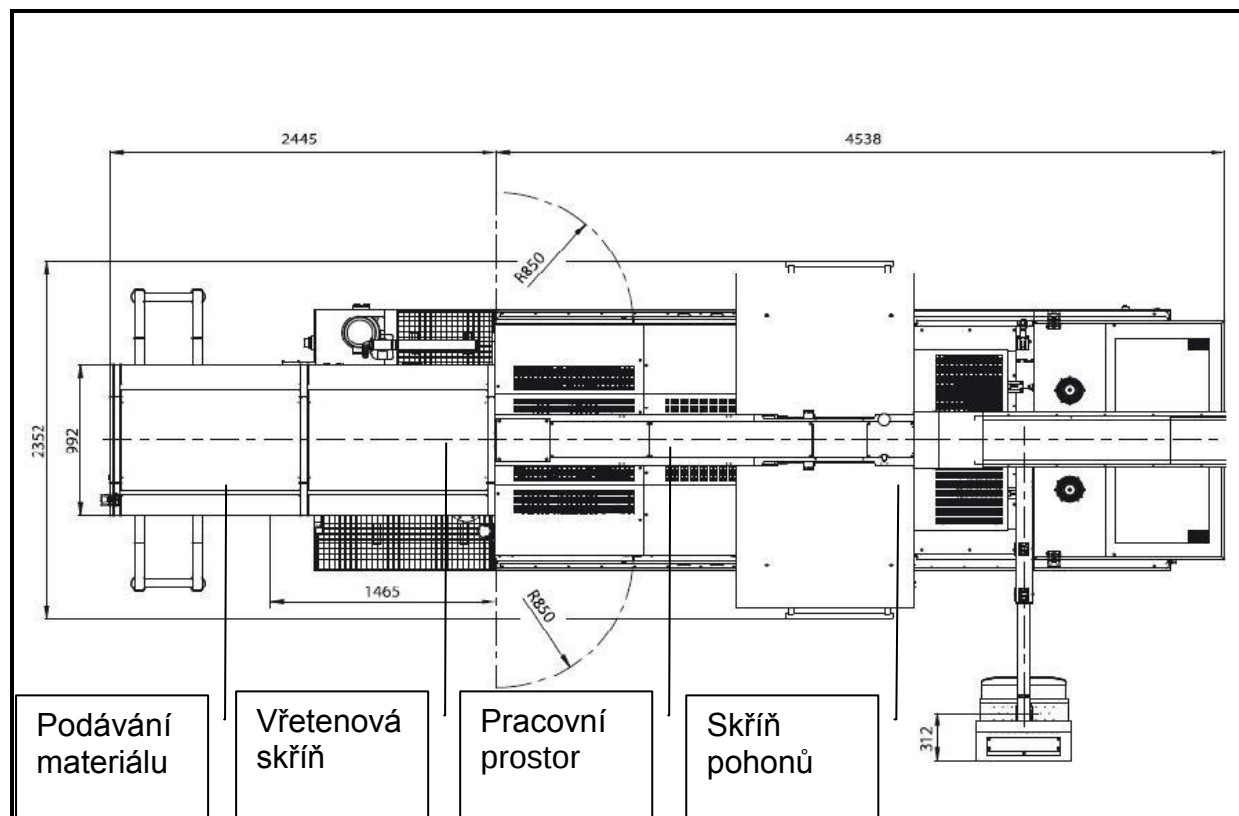
Všechny výše uvedené stroje mohou být navíc vybaveny několika druhy příslušenství, které velmi rozšiřují jejich technologické možnosti (úhlové frézky, vrtačky umožňující vrtání obrobku v radiálním směru). Jako opce může být použit odeběrač dílců nebo zařízení na obrábění ze strany úpichu. Pomocné funkce jsou ovládány hydraulicky nebo pneumaticky. Mají velký výběr flexibilních nástrojových držáků. Pracovní prostor nabízí dobrý přístup pro seřízení a pro spolehlivý odvod třísek a řezné kapaliny.

2.4 Vybrané konstrukční uzly

Podrobnější popis konstrukce jednotlivých konstrukčních uzlů vícevřetenových automatů ze stáje TAJMAC-ZPS bude proveden na stroji MORI-SAY TMZ867CNC. Konstrukce stroje sestává ze základny, skříně pohonů, vřetenové skříně a zadní konzoly. Základní koncepce stroje je následující:

Nepracovní pohyby stroje jako ovládání zajišťování vřetenového bubnu, upínání a podávání materiálu a doraz materiálu jsou ovládány hydraulicky, přetáčení bubnu je poháněno AC motorem, brzda vřeten, ovládání manipulátoru a ovládání volitelných příslušenství je řešeno pneumaticky.

Pracovní pohyby jsou řešeny CNC pohony. Všechny pracovní polohy jsou osazeny CNC křížovými suporty a nezávislými podélnými suporty. V každé pracovní poloze je také možná dodatečná montáž CNC protivřeten („pick-up“). Pohony jednotlivých lineárních os jsou řešeny standardními servomotory a kuličkovými šrouby.



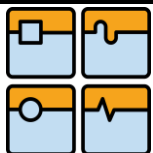
Obr. 20 Rozměrový náčrt stroje [TAJMAC-ZPS]

Vřetenová skříň obsahuje:

- CNC pohony křížových suportů
- CNC pohon nástrojového suportu PICK-UP a upichovacího suportu
- Vřetenový buben s pracovními vřeteny, upínačem a podavačem tyčového materiálu
- Zajišťování vřetenového bubnu
- Ovládání dorazu materiálu

Pracovní prostor stroje obsahuje:

- Křížové suporty
- Nástrojový suport
- Upichovací suport
- Doraz materiálu
- Centrální suport s osmi podélnými suporty

**Skříň pohonů obsahuje:**

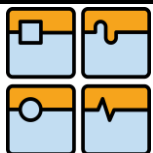
- CNC pohony posuvů podélných suportů
- CNC pohony volitelných opcí – rotační osy protivřeten, podélné zapichování
- Pohony os vřeten – na zadním čele skříně pohonů

[8]

2.4.1 Základna

Základna je vyrobena jako masivní litinový odlitek s broušenými připojovacími plochami pro připojení ostatních hlavních částí stroje. Zadní strana je otevřená a zasouvá se do ní dopravník třísek společně se sedimentační nádobou a čerpadlem chlazení. Pod skříní pohonů jsou vytvořeny dvě nádrže. Jedna slouží pro mazací olej z dávkovacího okruhu, druhá slouží pro sběr prosaků chladicí kapaliny a vrací ji do sedimentační nádoby. Na pravém čele základny je vytvořena nádrž mazacího oleje a mazací agregát dávkovacího oleje. Na levém čele základny je připevněna jednotka na úpravu stlačeného vzduchu. V podélných bočních stěnách jsou otvory pro vložení přepravních tyčí a ve spodní části jsou kapsy pro seřizovací šrouby určené k vyrovnání stroje na základu. [8]

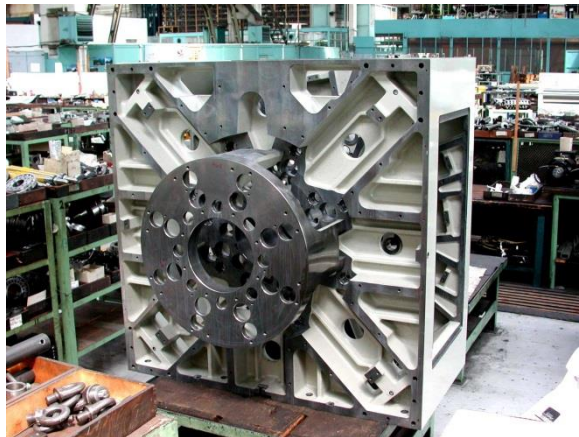
**Obr. 21 Odlitek základny [TAJMAC-ZPS]****Obr. 22 Odlitek základny [TAJMAC-ZPS]**



2.4.2 Skříň pohonů

Konstrukčně je řešena také jako masivní odlitek, který má obrobené plochy pro uložení dalších zařízení.

Je připevněna k základně stroje vpravo od místa obsluhy. Jsou v ní soustředěny pohony stroje. Uspořádání pohonů je řešeno ve třech sekcích:



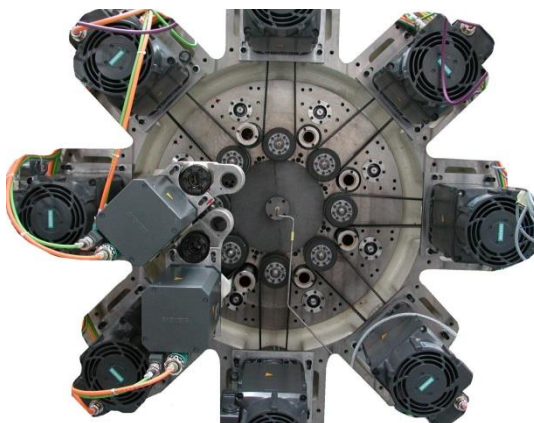
Obr. 23 Odlitek skříně pohonů [TAJMAC-ZPS]

1. Ve vnitřním prostoru skříně jsou uloženy CNC pohony posuvu podélných suportů (osy W1-W7, Z8) a CNC pohony podélného zapichování.

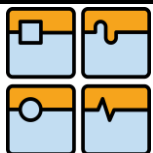


Obr. 24 Pohony podélných suportů [TAJMAC-ZPS]

2. Na zadním čele jsou uloženy pohony vřeten (SP1-SP8). Motory jsou uloženy na konzolách, díky kterým je možno napínat řemeny. Každý motor ovládá jedno vřeteno.



Obr. 25 Uložení motorů vřeten [TAJMAC-ZPS]



3. Na konzole na zadním čele skříně pohonů jsou také uloženy motory pro pohon rotačních osových nástrojů - protivřeten (volitelné opce). Také je zde možnost namontovat vysokotlaké chlazení nebo vyplachování rotačních nástrojů, případně jejich vyfukování.

[8]

2.4.3 Vřetenová skříň

Vřetenová skříň je připevněna na základně stroje vlevo od místa obsluhy. Uvnitř je uložen vřetenový buben a v přední části je mechanismus na zajišťování bubnu v pracovních polohách. Na přední stěně jsou přimontovány konzoly sedmi křížových suportů a upichovacího suportu.

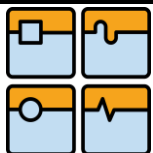


Obr. 26 Odlitek vřetenové skříně [TAJMAC-ZPS]



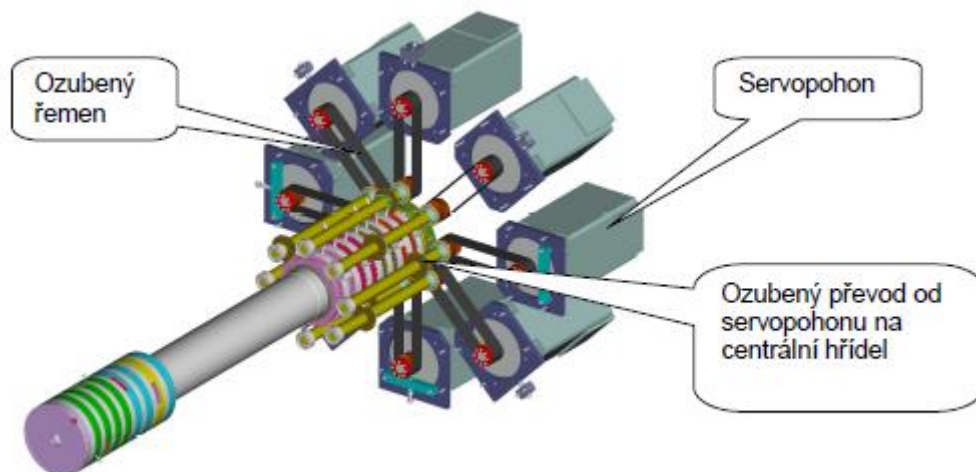
Obr. 27 Pohony křížových suportů
[TAJMAC-ZPS]

Ovládání podélné osy křížových suportů se nachází uvnitř vřetenové skříně včetně servomotorů. Na přední stěně je připevněna konzola s hydraulickým ovládáním dorazu tyčového materiálu v první pracovní poloze. U zadní stěny skříně je uloženo ozubené kolo, které je v záběru s ozubeným věncem bubnu a je součástí mechanismu jeho přetáčení. [8]



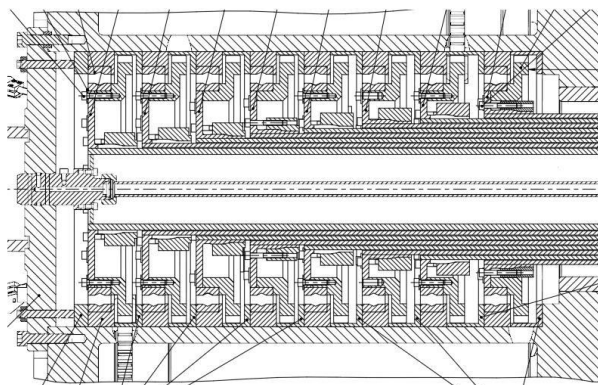
2.3.4 Hlavní pohon vřeten

Jak již bylo několikrát zmíněno, každé vřeteno je pro potřebu rozdílných technologických požadavků vybaveno svým nezávislým pohonem. Nezávislé řízení otáček zvyšuje technologické využití stroje včetně operací, které vyžadují úplné zastavení nebo úhlovou orientaci vřeten.



Obr. 28 Uspořádání pohonů pracovních vřeten [TAJMAC-ZPS]

Krouticí moment je z motorů přes ozubený řemenový převod převáděn na předlohovou hřídel, kde je přes předlohová kola rozváděn na každé z ozubených kol centrální koaxiální hřídele. Každé ozubené kolo je uloženo na trubkové hřídeli, která vede skrz celý stroj centrální trubkou.

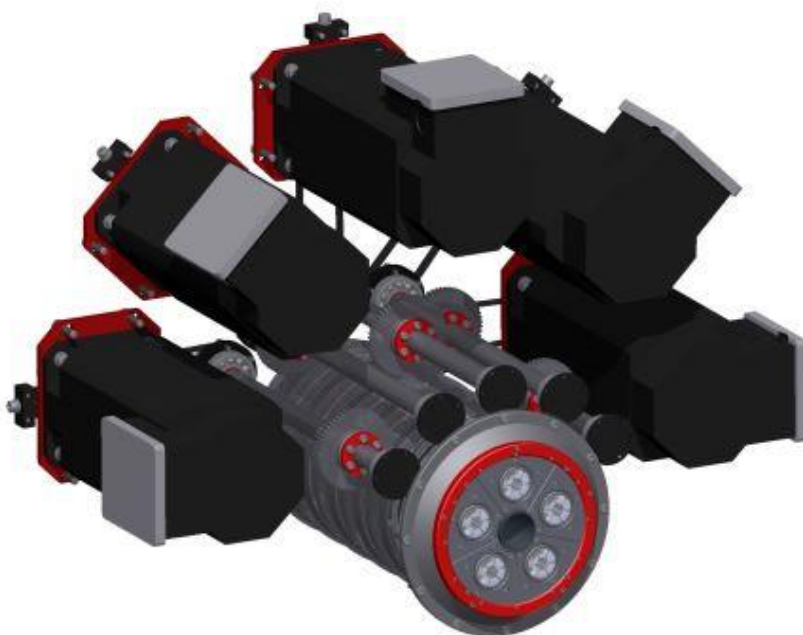


Obr. 29 Řez koaxiální hřídelí [TAJMAC-ZPS]

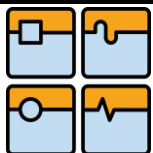
Hřídele jsou uloženy koaxiálně, na druhém konci mají další ozubené kolo, které převádí krouticí moment na vřetenová kola. Tímto je moment převáděn na každé vřeteno zvlášť. Tento koncept pohonu je používán u všech automatů TAJMAC-ZPS.

Při větších rozměrech strojů je tento koncept naprosto bezproblémový, u menších rozměrů nastávaly potíže v důsledku velkých teplotních deformací koaxiálních hřídelů. Byly proto řešeny různé materiálové alternativy (kompozitní materiály s vysokou pevností a teplotní stabilitou), které deformace vyřešily. [8]

Pro pohon automatů nově vznikající řady strojů TMZ520CNC byl navržen koncept nového uspořádání, který nevychází z převodu výkonu koaxiální hřídelí, ale motory vřeten jsou uloženy přímo na vřetenové skříni. Konstrukce zkušebního zařízení nového konceptu je předmětem této diplomové práce a bude podrobně popsána.



Obr. 30 Konstrukční uspořádání pohonu přes ozubené dvojkolo



3. Výpočtová část

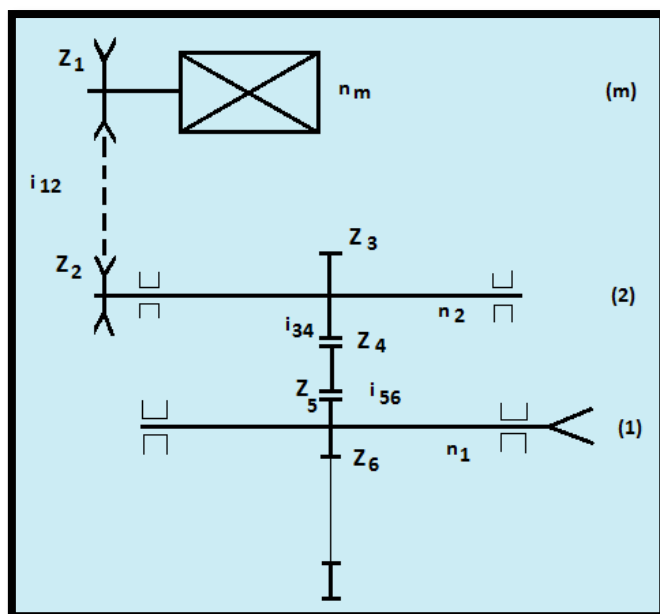
Veškeré výpočty byly provedeny ve výpočtovém prostředí MathCAD.

3.1 Návrh motoru pro pohon vřetene

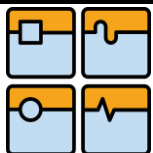
Výpočet motoru bude proveden prvně ze zadaných parametrů, následně bude zvolen motor jím odpovídající a z jeho skutečných parametrů budou přepočítány výkonnostní charakteristiky mechanismu. Předmětem výpočtu je i dynamická analýza doby rozběhu mechanismu na jmenovité otáčky vřetene.

3.1.1 Kinematické schéma zařízení

Mechanismus nezávislého pohonu vřeten (Obr. 31) začíná u motoru a řemenového převodu. Hnací moment je dále převáděn na předlohovou hřídel (2) a přes předlohové kolo je poháněno kolo s vnitřním a vnějším ozubením (i_{34}). Vnitřní ozubení (i_{56}) nahání vřetenové kolo, které přenáší výkon na samotné vřeteno.



Obr. 31 Kinematické schéma mechanismu



3.1.2 Zadané parametry a převodové poměry

Předpokládaný výkon vřetene	4	kW
Krouticí moment (při jmenovitých otáčkách motoru)	30	Nm
Maximální otáčky	8000	min ⁻¹

Tab. 9 Zadané parametry

Volba převodových poměrů a s tím souvisejících počtů zubů jednotlivých ozubených kol byla provedena na základě požadavku, aby byl celkový převodový poměr mechanismu roven 1.

Z ₁	20
Z ₂	24
Z ₃	54
Z ₄	130
Z ₅	98
Z ₆	34

Tab. 10 Volba počtu zubů

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{24}{20} \cdot \frac{130}{54} \cdot \frac{34}{98} = 1 \quad (1)$$

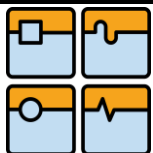
3.1.3 Výpočet výkonnostních parametrů

Výpočet výkonnostních parametrů v jednotlivých částech mechanismu vychází z maximálního krouticího momentu na vřetenu při jmenovitých otáčkách motoru. Vřeteno je uloženo na třech kuličkových a jednom jehlovém ložisku, jejichž účinnosti jsou: $\eta_K = 0.99$ pro kuličkové ložisko a $\eta_V = 0.96$ pro ložisko válečkové, účinnost ozubeného převodu je $\eta_o = 0.96$, účinnost řemenového převodu je $\eta_{\dot{\gamma}} = 0.99$.

(Hodnoty vypočtené dle zadání jsou označeny indexem V, hodnoty vypočtené dle zvoleného motoru indexem S)

Dle zadání je krouticí moment na vřetenu roven:

$$M_{k1V} = 30 \text{ Nm} \quad (2)$$



Krouticí moment na předlokové hřídeli je pak dán rovnicí:

$$M_{k2V} = \frac{M_{k1V}}{i_{34} \cdot i_{56} \cdot \eta_K^3 \cdot \eta_V \cdot \eta_o^2} = 42.28 \text{ Nm} \quad (3)$$

Následně pro potřebný moment na motoru platí vztah:

$$M_{kmV} = \frac{M_{k2V}}{i_{12} \cdot \eta_K^2 \cdot \eta_{\dot{\tau}}} = 36.31 \text{ Nm} \quad (4)$$

Pro vřeteno je při jmenovitých otáčkách požadován výkon:

$$P_{1V} = 4 \text{ kW} \quad (5)$$

Celková mechanická účinnost mechanismu:

$$\eta_{celk} = \eta_K^5 \cdot \eta_V \cdot \eta_o^2 \cdot \eta_{\dot{\tau}} = 0.824 \quad (6)$$

Potřebný výkon na motoru je tedy roven:

$$P_{mV} = \frac{P_{1V}}{\eta_{celk}} = \frac{4}{0.824} = 4.853 \text{ kW} \quad (7)$$

Z předchozích vypočtených hodnot je tedy možné určit jmenovité otáčky na motoru vztahem:

$$n_{JMm} = \frac{P_{mV}}{2 \cdot \pi \cdot M_{kmV}} = \frac{4.853}{2 \cdot \pi \cdot 36.31} = 1276 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

[2]

Vzhledem k předchozím vypočteným parametrům byl navržen motor od společnosti FANUC, konkrétně model A06B – 1505B13. V tabulce (Obr. 32) jsou uvedeny jeho parametry a podle nich bude následně proveden přepočet výkonnostních parametrů pro všechny členy mechanismu (předloková hřídel, vřeteno).

Technical Data			(Default)
Item	Symbol	Unit	Value
Supply Voltage	U	VAC	400
Cooling Method	-	-	Exhaust Rear
Rated Output	P_r	kW	3.7
Rated Speed	n_r	min^{-1}	1500
Rated Torque (at stall) ¹⁾	T_s	Nm	23.55
Short Time Output ¹⁾	P_s	kW	5.5
Maximum Speed	$n_{\max}$	min^{-1}	10000
Maximum Output	$P_{\max}$	kW	6.6
Rotor Inertia	J_m	kgm^2	0.0148
Weight	m	kg	61

Obr. 32 Technické parametry navrženého motoru [10]

Dle zadání budeme dodržovat maximální otáčky $n_{Smax} = 8000 \text{min}^{-1}$ a vypočítáme zbylé hodnoty v celém mechanismu.

Krouticí moment na motoru při jmenovitých otáčkách je roven:

$$M_{Sk m} = 23.55 \text{ Nm} \quad (9)$$

Pro předlohouovou hřídel pak platí vztah:

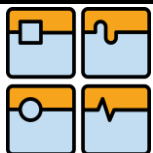
$$M_{Sk 2} = M_{Sk m} \cdot i_{12} \cdot \eta_K^2 \cdot \eta_{\check{r}} = 27.42 \text{ Nm} \quad (10)$$

Vřeteno pak bude mít při jmenovitých otáčkách motoru krouticí moment:

$$M_{Sk 1} = M_{Sk 2} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot \eta_K^3 \cdot \eta_V \cdot \eta_o^2 = 19.46 \text{ Nm} \quad (11)$$

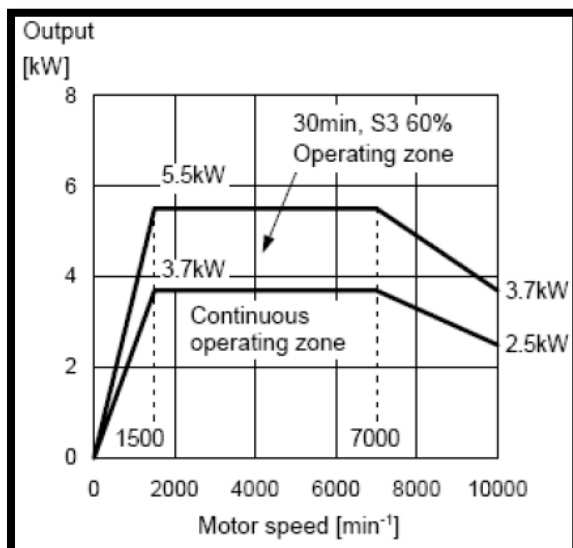
Výkon vřetene při jmenovitých otáčkách ($n_{1jm} = n_{Sjm} \cdot i_c = 1500 \cdot 1 = 1500 \text{min}^{-1}$) je při jmenovitém výkonu motoru $P_{Sjm} = 3.7 \text{ kW}$ dán rovnicí:

$$P_{S1} = P_{Sjm} \cdot \eta_{celk} = 3,7 \cdot 0,824 = 3.05 \text{ kW} \quad (12)$$

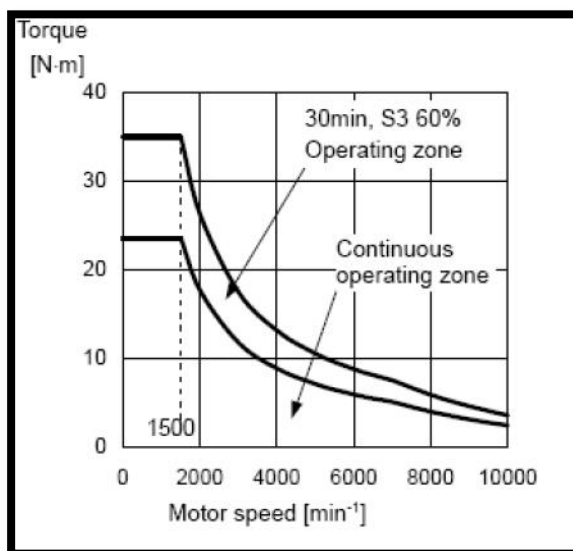


DIPLOMOVÁ PRÁCE

Na následujících obrázcích budou uvedeny momentové a výkonové charakteristiky navrženého motoru.



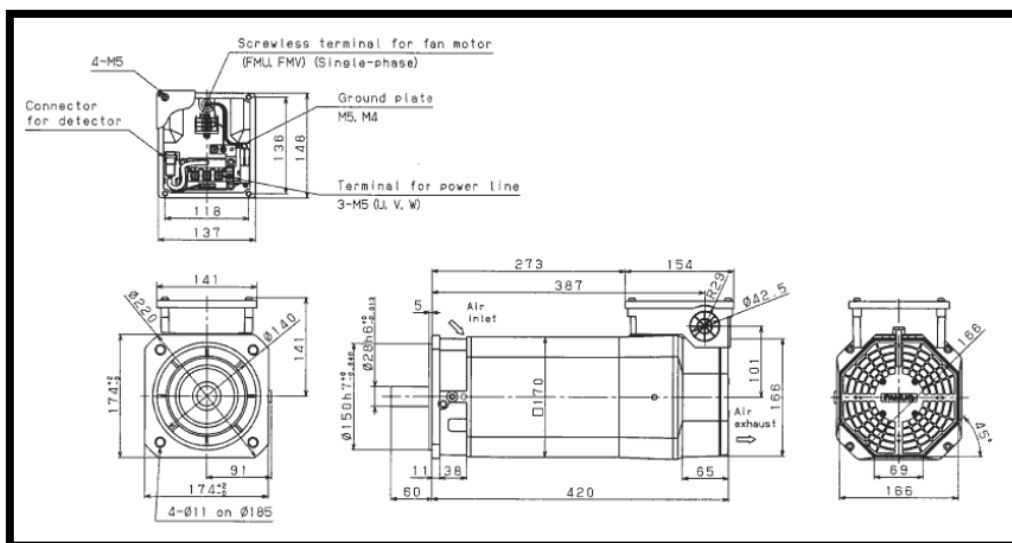
Obr. 33 Výkonová charakteristika motoru [10]



Obr. 34 Momentová charakteristika motoru [10]



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 35 Rozměrový náčrtek motoru [10]

3.1.4 Výpočet doby rozběhu vřetene

V následujících výpočtech bude stanovena doba rozběhu vřetene na maximální otáčky $n_{1max} = 8000 \text{ min}^{-1}$. V tabulce (Tab. 11) jsou uvedeny jednotlivé momenty setrvačnosti prvků mechanismu, jejichž hodnoty byly získány prostřednictvím CAD softwaru Autodesk Inventor. Moment setrvačnosti charakterizuje rozložení hmotnosti tělesa v prostoru. Při rozbíhání mechanismu je nutné, aby pohon urychlil všechny tyto hmoty. [2]

Řemenice motoru	J_1	76,2	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Řemenice předlohy	J_2	157,37	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Předlohové kolo	J_3	893,34	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Dvojkolo	J_4	71573,4	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Vřetenové kolo	J_5	155,87	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Motor	J_{mot}	14800	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Vřeteno	J_{vr}	69,6	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Předlohová hřídel	J_{ph}	299,37	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$

Tab. 11 Momenty setrvačnosti jednotlivých členů mechanismu

Všechny tyto momenty budou pro výpočet redukovány na hřídel motoru. Pro tuto redukci platí následující rovnice:

$$J_{red} = J_{mot} + J_1 + \frac{J_2 + J_{ph} + J_3}{i_{12}} + \frac{J_4}{i_{12} \cdot i_{34}} + \frac{J_5 + J_{vr}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56}} = 0.041 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (13)$$

Doba rozběhu vřetene se musí podle momentové charakteristiky motoru (Obr. 34) rozdělit na dvě části a to:

- Rozběh vřetene na jmenovité otáčky při konstantním momentu
- Rozběh vřetene ze jmenovitých otáček na maximální při momentu, který pro zjednodušení získáme jako aritmetický průměr mezi hodnotami momentů při těchto otáčkách

Doba rozběhu bude stanovena jak pro normální režim motoru, tak pro režim přetížení motoru S3.

Rozběh motoru na jmenovité otáčky v normálním režimu

Jmenovité otáčky motoru $n_{jm} = 1200 \text{ min}^{-1}$ při momentu $M_{SkM} = 23.55 \text{ Nm}$.

Úhlové zrychlení vřetene v tomto režimu:

$$\epsilon_m = \frac{\eta_{celk} \cdot M_{SkM}}{J_{red}} = 473,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (14)$$

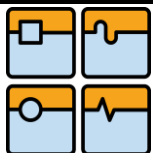
Doba rozběhu na jmenovité otáčky:

$$t_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{jm}}{\epsilon_m} \cdot i_{celk} = 0,26 \text{ s} \quad (15)$$

Při přetíženém režimu motoru S3 je hodnota momentu $M_{SkMP} = 35 \text{ Nm}$.

Úhlové zrychlení vřetene v tomto režimu:

$$\epsilon_{mP} = \frac{\eta_{celk} \cdot M_{SkMP}}{J_{red}} = 703,63 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (16)$$



Doba rozběhu na jmenovité otáčky při přetížení motoru:

$$t_{rP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Smax}}{\epsilon_{mP}} \cdot i_{celk} = 0,18 \text{ s} \quad (17)$$

Určení doby rozběhu ze jmenovitých na maximální otáčky

Nejdříve musíme vyjádřit hodnotu průměrného rozběhového momentu. Pro zjednodušení si představíme momentovou charakteristiku jako lineární závislost mezi otáčkami a momentem, proto nám pro průměrný moment postačí aritmetický průměr.

Moment při jmenovitých otáčkách a normálním provozním režimu motoru je $M_{SkM} = 23,55 \text{ Nm}$, moment při maximálních otáčkách je $M_{max} = 4 \text{ Nm}$. Průměrný rozběhový moment:

$$M_{Avr} = \frac{M_{SkM} - M_{max}}{2} = 9,8 \text{ Nm} \quad (18)$$

Otáčky, kterých musíme dosáhnout tímto momentem, stanovíme jako rozdíl mezi maximálním a jmenovitými otáčkami:

$$n_{Avr} = n_{max} - n_{jm} = 6800 \text{ min}^{-1}$$

Úhlové zrychlení pro tento režim:

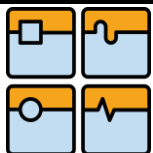
$$\epsilon_{mM} = \frac{\eta_{celk} \cdot M_{Avr}}{J_{red}} = 195,51 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (19)$$

Doba rozběhu při tomto režimu:

$$t_{rM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Avr}}{\epsilon_{mM}} \cdot i_{celk} = 3,63 \text{ s} \quad (20)$$

Moment při jmenovitých otáčkách a přetíženém režimu motoru S3 je $M_{SkMP} = 35 \text{ Nm}$, moment při maximálních otáčkách je $M_{maxP} = 6 \text{ Nm}$. Průměrný rozběhový moment:

$$M_{AvrP} = \frac{M_{SkMP} - M_{maxP}}{2} = 14,5 \text{ Nm} \quad (21)$$



Úhlové zrychlení pro tento režim:

$$\epsilon_{mMP} = \frac{\eta_{celk} \cdot M_{AvrP}}{J_{red}} = 291,51 \frac{rad}{s^2} \quad (19)$$

Doba rozběhu při tomto režimu:

$$t_{rMP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Avr}}{\epsilon_{mMP}} \cdot i_{celk} = 2,45 s \quad (20)$$

Stanovení celkové doby rozběhu vřetene při normálním režimu motoru

$$t_{Celk} = t_r + t_{rM} = 3,89 s \quad (21)$$

Stanovení celkové doby rozběhu vřetene při přetěžovacím režimu motoru

$$t_{CelkP} = t_{rP} + t_{rMP} = 2,63 s \quad (22)$$

3.2 Návrh geometrie ozubení a jeho pevnostní kontrola

3.2.1 Parametry ozubení

Jako druh ozubení pro převodový mechanismus bylo zvoleno čelní ozubení s přímými zuby. Pro normálový modul $m_n = 2 \text{ mm}$ a úhel záběru $\alpha_z = 20^\circ$ byly dle následujících vztahů navrženy základní parametry ozubení:

Výška hlavy zubu
$$h_a = m_n = 2 \text{ mm} \quad (23)$$

Výška paty zubu
$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 2,5 \text{ mm} \quad (24)$$

Výška zubu
$$h = h_a + h_f = 4,5 \text{ mm} \quad (25)$$

Rozteč zubů
$$p = \pi \cdot m_n = 6,283 \text{ mm} \quad (26)$$

Šířka zubové mezery
$$s = \frac{p}{2} = 3,142 \text{ mm} \quad (27)$$

Hlavová vůle
$$c = h_f - h_a = 0,5 \text{ mm} \quad (28)$$

Poloměr křivosti přechodové křivky
$$\rho_f = 0,38 \cdot m_n = 0,76 \text{ mm} \quad (29)$$

Na základě výše uvedených vztahů je možné stanovit základní návrh geometrie jednotlivých ozubených kol. Dolní indexy odpovídají číslování dle kinematického schématu (viz Obr. 31). [1]

3.2.2 Geometrie ozubených kol

3.2.2.1 Vřetenové kolo

Počet zubů	$z_6 = 34$	(30)
------------	------------	------

Průměr roztečné kružnice	$d_6 = z_6 \cdot m_n = 68 \text{ mm}$	(31)
--------------------------	---------------------------------------	------

Průměr patní kružnice	$d_{a6} = d_6 - 2 \cdot h_a = 64 \text{ mm}$	(32)
-----------------------	--	------

Průměr hlavové kružnice	$d_{f6} = d_6 + 2 \cdot h_f = 73 \text{ mm}$	(33)
-------------------------	--	------

3.2.2.2 Vnitřní ozubení dvojkola

Počet zubů	$z_5 = 98$	(34)
------------	------------	------

Průměr roztečné kružnice	$d_5 = z_5 \cdot m_n = 196 \text{ mm}$	(35)
--------------------------	--	------

Průměr patní kružnice	$d_{a5} = d_5 - 2 \cdot h_a = 192 \text{ mm}$	(36)
-----------------------	---	------

Průměr hlavové kružnice	$d_{f5} = d_5 + 2 \cdot h_f = 201 \text{ mm}$	(37)
-------------------------	---	------

3.2.2.3 Vnější ozubení dvojkola

Počet zubů	$z_4 = 130$	(38)
------------	-------------	------

Průměr roztečné kružnice	$d_4 = z_4 \cdot m_n = 260 \text{ mm}$	(39)
--------------------------	--	------

Průměr patní kružnice	$d_{a4} = d_4 - 2 \cdot h_a = 256 \text{ mm}$	(40)
-----------------------	---	------

Průměr hlavové kružnice	$d_{f4} = d_4 + 2 \cdot h_f = 265 \text{ mm}$	(41)
-------------------------	---	------

3.2.2.4 Předloňové kolo

Počet zubů	$z_3 = 54$	(42)
------------	------------	------

Průměr roztečné kružnice	$d_3 = z_3 \cdot m_n = 108 \text{ mm}$	(43)
--------------------------	--	------

Průměr patní kružnice	$d_{a3} = d_3 - 2 \cdot h_a = 104 \text{ mm}$	(44)
-----------------------	---	------

Průměr hlavové kružnice

$$d_{f3} = d_3 + 2 \cdot h_f = 113 \text{ mm} \quad (45)$$

V závislosti na maximálních otáčkách motoru $n_{Smax} = 8000 \text{ min}^{-1}$ a jednotlivých převodových poměrech budou stanoveny otáčky jednotlivých kol, které budou následně využity pro další výpočty.

Otáčky předlohového kola

$$n_3 = \frac{n_{Smax}}{i_{21}} = 6667 \text{ min}^{-1} \quad (46)$$

Otáčky dvojkola

$$n_{45} = \frac{n_3}{i_{34}} = 2769 \text{ min}^{-1} \quad (47)$$

Otáčky vřetenového kola

$$n_6 = \frac{n_{45}}{i_{34} \cdot i_{56}} = 7982 \text{ min}^{-1} \quad (48)$$

[1]

3.2.3 Výpočet únosnosti boků zubů v ohybu

V důsledku otáčení ozubených kol dochází k cyklickému namáhání jejich zubů na ohyb, které po jisté době může vést k únavovému lomu v patě zubu. Kritériem tohoto procesu je napětí v ohybu v patě zubu. Při klasickém výpočtu únosnosti zubu v ohybu podle Lewise se vychází z představy zubu jako vetknutého nosníku zatíženého osamělou silou F vyjadřující silové působení mezi boky zubů spoluzabírajících kol. Při tomto výpočtu se vychází z následujících předpokladů:

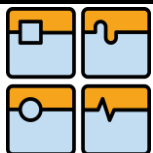
- Síla F působící na špičku zubu,
- Zatížení přenáší pouze jeden pár zubů,
- Uvažuje se pouze ohybové namáhání zubu od obvodové síly F_t
- Vliv koncentrace napětí v patě zubu se nebere v úvahu

Pro čelní ozubené kolo s přímými zuby je napětí v ohybu v patě zubu podle Lewise

$$\sigma_F = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6 \cdot F_t \cdot h_F}{b \cdot s_{Fn}^2},$$

kde F_t je obvodová síla, h_F rameno obvodové síly, b je šířka ozubení a s_{Fn} tloušťka nebezpečného průřezu paty zubu. V literatuře se Lewisův vztah uvádí ve tvaru

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n \cdot Y},$$



Kde Y je upravený Lewisův součinitel tvaru pro základní profil ozubení.

Při středních a vyšších frekvencích otáčení ozubených kol dochází ke vzniku vnitřních dynamických sil, které způsobují vznik vibrací ve všech částech ozubeného převodu, zvyšují hlučnost a namáhání zubů. Tato skutečnost je při výpočtu ozubených kol respektována *součinitelem vnitřních dynamických sil*. Ozubená kola použita v navrhovaném mechanismu byla vyrobena frézováním a obrážením, proto pro součinitel vnitřních dynamických sil platí vztah:

$$K_V = \frac{3,56 + \sqrt{v}}{3,56} ,$$

kde v je obvodová rychlost.

Po uvážení vnitřních dynamických sil v ozubení má Lewisova rovnice tvar:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \frac{K_V}{Y} .$$

[1]

3.2.3.1 Volba materiálu ozubených kol

Jako materiál pro výrobu ozubených kol byla zvolena ocel dle ČSN 14 220, kola budou cementována do vrstvy 0,3 mm a výsledná tvrdost povrchu dle Vickerse bude 630 +/- 40 HV.

Mechanické vlastnosti: $R_m = 785 \text{ MPa}$, $R_e = 590 \text{ MPa}$

$E = 210000 \text{ MPa}$, $\mu = 0,292$

3.2.3.2 Bezpečnost v ohybu zubu mezi vřetenovým kolem a dvojkolem

Obvodová rychlost	$v_{56} = \pi \cdot n_6 \cdot d_6 = 28,419 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	(49)
-------------------	---	------

Krouticí moment vřetene	$M_{Sk1} = 19,46 \text{ Nm}$	(50)
-------------------------	------------------------------	------

Nominální obvodová síla	$F_{t56} = \frac{2 \cdot M_{Sk1}}{d_6} = 572,35 \text{ N}$	(51)
-------------------------	--	------

Šířka ozubení	$b = 15 \text{ mm}$	(52)
---------------	---------------------	------

Součinitel tvaru $Y_{56} = 0,371$ (53)

Součinitel dynamických sil $K_{V56} = \frac{3,56 + \sqrt{v_{56}}}{3,56} = 2,497$ (54)

Napětí v ohybu dle Lewise $\sigma_{F56} = \frac{F_{t56}}{b \cdot m_n} \frac{K_{V56}}{Y_{56}} = 128,43 \text{ MPa}$ (55)

Bezpečnost zubu v ohybu $k_{o56} = \frac{R_e}{\sigma_{F56}} = 4,595$ (56)

Návrh ozubení vyhovuje danému zatížení.

[1]

3.2.3.3 Bezpečnost v ohybu zubu mezi předlohovým kolem a dvojkolem

Obvodová rychlost $v_{34} = \pi \cdot n_3 \cdot d_3 = 37,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (57)

Krouticí moment předlohy $M_{Sk2} = 27,42 \text{ Nm}$ (58)

Nominální obvodová síla $F_{t34} = \frac{2 \cdot M_{Sk2}}{d_3} = 507,78 \text{ N}$ (59)

Šířka ozubení $b = 15 \text{ mm}$ (60)

Součinitel tvaru (viz tab.) $Y_{34} = 0,415$ (61)

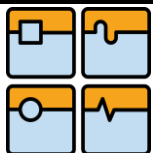
Součinitel dynamických sil $K_{V34} = \frac{3,56 + \sqrt{v_{34}}}{3,56} = 2,725$ (62)

Napětí v ohybu dle Lewise $\sigma_{F34} = \frac{F_{t34}}{b \cdot m_n} \frac{K_{V34}}{Y_{34}} = 111,13 \text{ MPa}$ (63)

Bezpečnost zubu v ohybu $k_{o34} = \frac{R_e}{\sigma_{F34}} = 5,31$ (64)

Návrh ozubení vyhovuje danému zatížení.

[1]



3.2.4 Výpočet napětí v dotyku a stanovení součinitele bezpečnosti vůči únavovému poškození boků zubů

Při kontaktu boků zubů dochází po jisté době ke kontaktní únavě, která se projevuje odlamováním částic od aktivních ploch vedoucím ke vzniku rozptýlených jamek. Tento proces se označuje jako pitting a jeho kritériem je Hertzovo napětí. [1]

Při výpočtu únosnosti čelního ozubení s přímými zuby se dotyk boků zubů nahrazuje dotykem dvou nepohybujících se válců s rovnoběžnými osami, jejichž poloměr je roven poloměru křivosti evolvent v bodě dotyku. [1]

3.2.4.1 Společné parametry obou navrhovaných soukolí

Modul pružnosti $E = 210\,000\text{ MPa}$

Poissonovo číslo $\mu = 0,292$

Součinitel mechanických vlastností materiálů spoluzabírajících kol

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu^2}{E}\right)}} = 191,15 \sqrt{\text{MPa}} \quad (65)$$

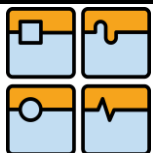
Pro cementovanou ocel k zušlechťování a stupně kvality ML je:

$$\sigma_{Hlim} = 1500\text{ MPa} \quad [1]$$

3.2.4.2 Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození zubů mezi vřetenovým kolem a dvojkolem

Napětí v dotyku ve valivém bodě

$$\sigma_{H1} = Z_E \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_z)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha_z)}} \cdot \sqrt{\frac{K_{V56} \cdot F_{t56}}{d_6 \cdot b} \cdot \frac{\frac{d_5}{d_6} + 1}{\frac{d_5}{d_6}}} = 655,12\text{ MPa} \quad (66)$$



Součinitel bezpečnosti

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_{H1}} = 2,29 \quad (67)$$

[1]

3.2.4.3 Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození zubů mezi předlohovým kolem a dvojkolem

Napětí v dotyku ve valivém bodě

$$\sigma_{H2} = Z_E \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_z)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha_z)}} \cdot \sqrt{\frac{K_{V34} \cdot F_{t34}}{d_3 \cdot b} \cdot \frac{\frac{d_3}{d_4} + 1}{\frac{d_3}{d_4}}} = 813,43 \text{ MPa} \quad (68)$$

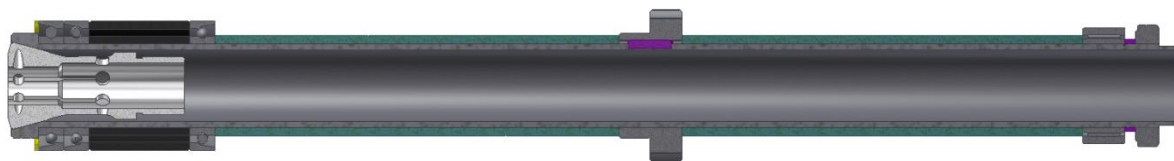
Součinitel bezpečnosti

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_{H1}} = 1,84 \quad (69)$$

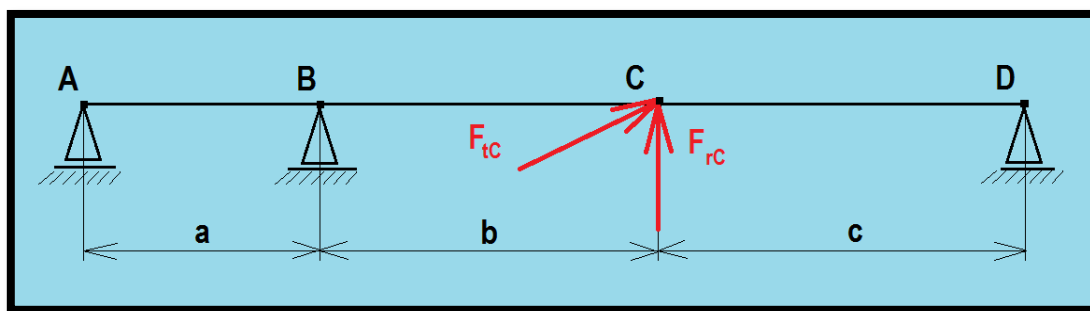
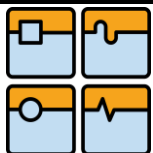
V obou případech je zatížení boků zubů přípustné vůči mechanickým vlastnostem materiálu a tepelnému zpracování. [1]

3.3 Pevnostní kontrola vřetene - statická neurčitost

Těleso vřetene je dutý válec uložený v přední části pomocí kosoúhlých ložisek, v zadní části je použito ložisko jehlové. Rozměry a , b , c byly voleny v závislosti na rozměrech konstrukce a pevnostní kontrolou bude dokázána jejich správnost. Pro výpočet bylo zvoleno vřeteno s hnacím kolem umístěným v největší vzdálenosti od obou uložení, protože bude nejvíc namáháno.



Obr. 36 Model vřetene



Obr. 37 Výpočtový model vřetene

Z obrázku výpočtového modelu vřetene je patrné, že se jedná o staticky neurčitou úlohu. Míra statické neurčitosti je rovna 1. Vazby v ložiscích jsou pro účel výpočtu modelovány jako běžné podpory, protože od zatížení ozubeným kolem s přímými zuby nevzniká žádná axiální síla.

3.3.1 Vstupní parametry

Velký průměr vřetene $D = 40 \text{ mm}$, průměr dutiny $d = 34 \text{ mm}$.

Výpočtová vzdálenost mezi předními kosoúhlými ložisky byla stanovena s ohledem na úhel styku kuliček 15° .

$a = 78,5 \text{ mm}$, $b = 220,5 \text{ mm}$, $c = 208,5 \text{ mm}$

Zatěžující síly byly vypočteny na základě znalosti krouticího momentu na vřetenu z předchozích výpočtů a geometrie ozubeného kola.

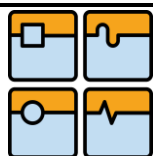
$$\begin{aligned}\alpha_n &= 20^\circ \\ d_6 &= 68 \text{ mm} \\ M_{Sk1} &= 19.46 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Potom vztah pro tečnou sílu platí:

$$F_{tc} = \frac{2 \cdot M_{Sk1}}{d_6} = 572,4 \text{ N} \quad (70)$$

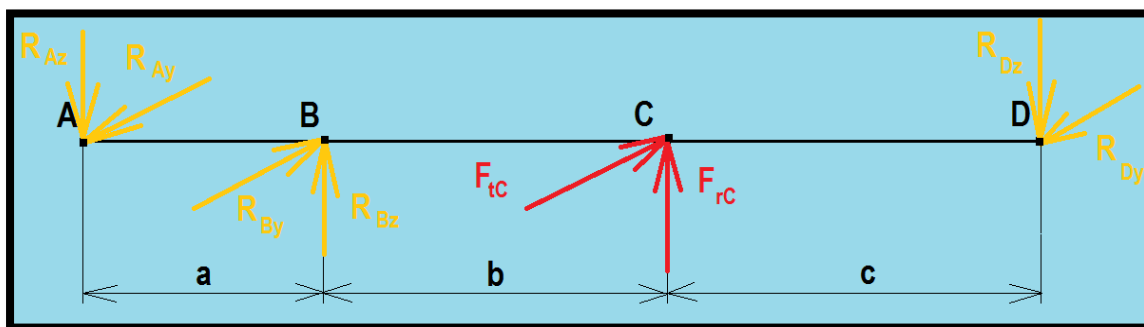
Pro radiální sílu platí:

$$F_{rc} = F_{tc} \cdot \tan(\alpha_n) = 208,3 \text{ N} \quad (71) \quad [1]$$



3.3.2 Podmínky statické rovnováhy a výsledné vnitřní účinky

3.3.2.1 Uvolnění



Obr. 38 Uvolnění vřetene

3.3.2.2 Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 \quad (72)$$

$$\sum F_y = -R_{Ay} + R_{By} + F_{rc} - R_{Dy} = 0 \quad (73)$$

$$\sum F_z = -R_{Az} + R_{Bz} + F_{tc} - R_{Dz} = 0 \quad (74)$$

$$\sum M_x = 0 \quad (75)$$

$$\sum M_{yB} = -R_{Az} \cdot a + F_{rc} \cdot (a + b) - R_{Dz} \cdot (a + b + c) \quad (76)$$

$$\sum M_{zB} = -R_{Ay} \cdot a + F_{tc} \cdot (a + b) - R_{Dy} \cdot (a + b + c) \quad (77)$$

3.3.2.3 Výsledné vnitřní účinky pro rovinu XZ

$$x \in (0; a)$$

$$N^I(x) = 0 \quad (78)$$

$$T^I(x) = R_{Az} \quad (79)$$

$$M_{oy}^I(x) = -R_{Az} \cdot x \quad (80)$$

$$x \in (a; a + b)$$

$$N^{II}(x) = 0 \quad (81)$$

$$T^{II}(x) = R_{Az} - R_{Bz} \quad (82)$$

$$M_{oy}^{II}(x) = -R_{Az} \cdot x + R_{Bz} \cdot (x - a) \quad (83)$$

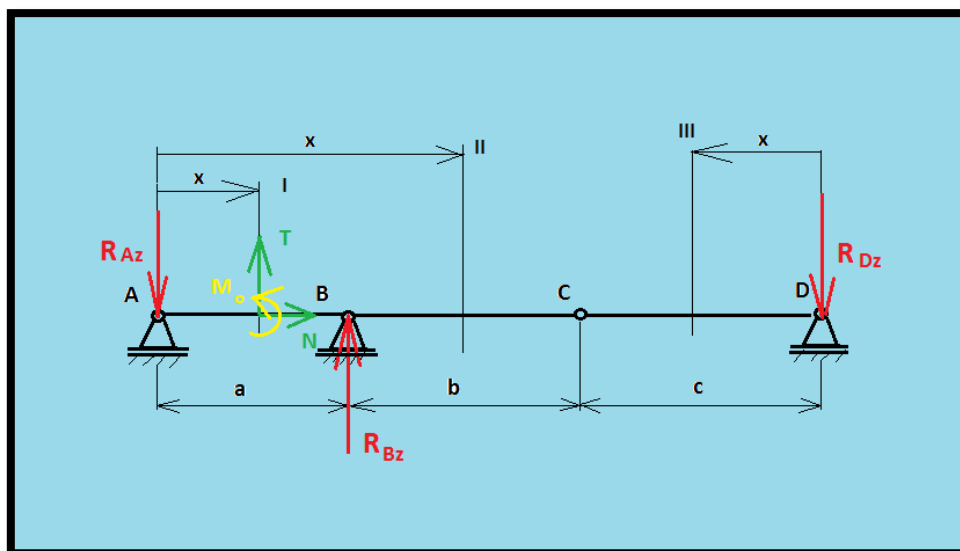


$$x \in (0; c)$$

$$N^{III}(x) = 0 \quad (84)$$

$$T^{III}(x) = -R_{Dz} \quad (85)$$

$$M_{oy}^{III}(x) = -R_{Dz} \cdot x \quad (86)$$



Obr. 39 Výsledné vnitřní účinky vřetene v rovině XZ

3.3.2.4 Výsledné vnitřní účinky pro rovinu XY

$$x \in (0; a)$$

$$N^I(x) = 0 \quad (87)$$

$$T^I(x) = R_{Ay} \quad (88)$$

$$M_{oz}^I(x) = -R_{Ay} \cdot x \quad (89)$$

$$x \in (0; a + b)$$

$$N^{II}(x) = 0 \quad (90)$$

$$T^{II}(x) = R_{Ay} - R_{By} \quad (91)$$

$$M_{oz}^{II}(x) = -R_{Ay} \cdot x + R_{By} \cdot (x - a) \quad (92)$$

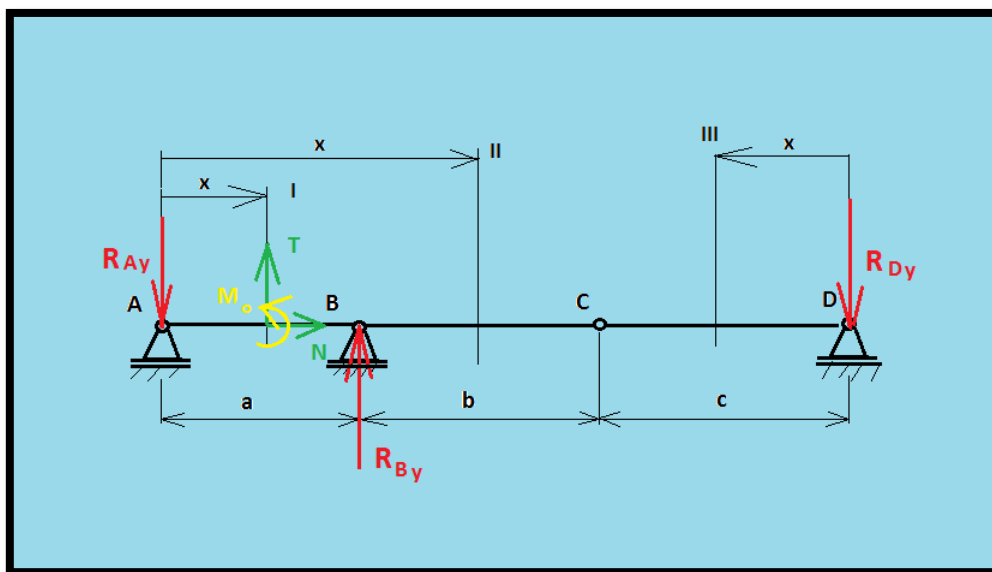


$$x \in (0; c)$$

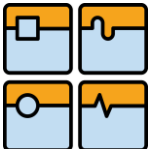
$$N^{III}(x) = 0 \quad (93)$$

$$T^{III}(x) = -R_{Dy} \quad (94)$$

$$M_{oz}^{III}(x) = -R_{Dy} \cdot x \quad (95)$$



Obr. 40 Výsledné vnitřní účinky vřetene v rovině XY

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 41
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.3.3 Castiglianova věta a odstranění statické neurčitosti

Jedná se o energetickou metodu pro stanovení posuvů a natočení nosníků a používá se i pro výpočet vazbových reakcí u staticky neurčitých soustav. Definice Castiglianovi věty:

„Působí-li osamělé síly na lineárně pružnou soustavu, jejíž deformace jsou malé, pak posuv působíště libovolné síly po její nositelce je roven parciální derivaci celkové energie napjatosti podle této síly.“

Matematické vyjádření definice:

$$u_i = \frac{\partial W}{\partial F_i}$$

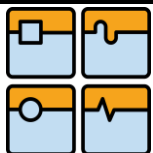
kde u_i je posuv působíště síly F_i ve směru této síly. Pro naši aplikaci byla Castiglianova věta využita v podobě obecné rovnice pro určení celkového průhybu ve vazbě B:

$$w_B = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \sum_{i=1}^3 \int M_o^i \cdot \frac{\partial M_o^i}{\partial R_B} dx$$

Protože v našem případě je vřeteno namáháno ve dvou osách, rozložíme rovnici (číslo) do těchto os. Celkový průhyb v místě vazby B bude nakonec určen superpozicí.

Počáteční podmínky výpočtu vycházejí z náhrady vazby s ložiskem v místě B osamělou silou R_B , jejíž velikost musí být právě tak velká, aby průhyb v místě B byl roven nule, čili $w_B = 0$.

[1]

**3.3.3.1 Určení z-ové složky reakce ve vazbě B**

$$\frac{\partial M_{oy}^I}{\partial R_{Bz}} = 0 \quad (96); \quad \frac{\partial M_{oy}^{II}}{\partial R_{Bz}} = x - a \quad (97); \quad \frac{\partial M_{oy}^{III}}{\partial R_{Bz}} = 0 \quad (98)$$

$$w_{Bz} = \frac{1}{E \cdot I_z} \left[\int_0^a M_{oy}^I \cdot \frac{\partial M_{oy}^I}{\partial R_{Bz}} \cdot dx + \int_a^{a+b} M_{oy}^{II} \cdot \frac{\partial M_{oy}^{II}}{\partial R_{Bz}} \cdot dx + \int_0^c M_{oy}^{III} \cdot \frac{\partial M_{oy}^{III}}{\partial R_{Bz}} \cdot dx + \right] = 0 \quad (92)$$

Dosazení do rovnice energie napjatosti

$$w_{Bz} = \frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \int_a^{a+b} [-R_{Az} \cdot x + R_{Bz} \cdot (x - a)] \cdot (x - a) \cdot dx = 0 \quad (99)$$

Z podmínek statické rovnováhy platí vztah pro sílu R_{Az} rovnice:

$$R_{Az} = \frac{R_{Bz} \cdot (b + c) + F_{tc} \cdot c}{a + b + c} \quad (100)$$

Po následném dosazení do rovnice (93) a patřičných algebraických úpravách získáme hodnotu $R_{Bz} = 80,9 \text{ N}$. [1]

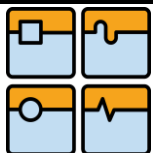
3.3.3.2 Určení y-ové složky reakce ve vazbě B

$$\frac{\partial M_{oz}^I}{\partial R_{By}} = 0 \quad (101); \quad \frac{\partial M_{oz}^{II}}{\partial R_{By}} = x - a \quad (102); \quad \frac{\partial M_{oz}^{III}}{\partial R_{By}} = 0 \quad (103)$$

$$w_{By} = \frac{1}{E \cdot I_z} \left[\int_0^a M_{oz}^I \cdot \frac{\partial M_{oz}^I}{\partial R_{By}} \cdot dx + \int_a^{a+b} M_{oz}^{II} \cdot \frac{\partial M_{oz}^{II}}{\partial R_{By}} \cdot dx + \int_0^c M_{oz}^{III} \cdot \frac{\partial M_{oz}^{III}}{\partial R_{By}} \cdot dx + \right] = 0 \quad (104)$$

Dosazení do rovnice energie napjatosti

$$w_{By} = \frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \int_a^{a+b} [-R_{Ay} \cdot x + R_{By} \cdot (x - a)] \cdot (x - a) \cdot dx = 0 \quad (105)$$



Z podmínek statické rovnováhy platí vztah pro sílu R_{Ay} rovnice:

$$R_{Ay} = \frac{R_{By} \cdot (b + c) + F_{rC} \cdot c}{a + b + c} \quad (106)$$

Po následném dosazení do rovnice (99) a algebraických úpravách získáme hodnotu $R_{By} = 222,9 \text{ N}$. [1]

3.3.4 Výpočet reakcí

Nyní máme odstraněnou statickou neurčitost a můžeme na základě podmínek statické rovnováhy vyjádřit zbylé vazbové reakce.

$$R_{Az} = \frac{R_{Bz} \cdot (b + c) + F_{rC} \cdot c}{a + b + c} = 153,8 \text{ N} \quad (107)$$

$$R_{Ay} = \frac{R_{By} \cdot (b + c) + F_{tC} \cdot c}{a + b + c} = 422,5 \text{ N} \quad (108)$$

$$R_{Dz} = \frac{R_{Bz} \cdot a + F_{rC} \cdot (a + b)}{a + b + c} = 135,4 \text{ N} \quad (109)$$

$$R_{Dy} = \frac{R_{By} \cdot a + F_{tC} \cdot (a + b)}{a + b + c} = 371,9 \text{ N} \quad (110)$$

3.3.5 Určení nebezpečného průřezu

Nebezpečný průřez zjistíme na základě průběhů výsledných vnitřních účinků po délce vřetene. Vyjdeme z rovnic pro VVÚ ohybového momentu z kap. 3.3.2 a dosadíme do nich okrajové hodnoty zvolených délkových intervalů. Vzhledem ke dvouosému namáhání bude výpočet opět rozdělen do příslušných rovin a výsledná hodnota ohybového momentu pak bude dána superpozicí. [1]



3.3.5.1 Průběh ohybového momentu pro rovinu XZ

$$x \in (0; a)$$

$$M_{oy}^I(x) = -R_{Az} \cdot x \quad (111)$$

$$M_{oy}^I(0) = -R_{Az} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (112)$$

$$M_{oy}^I(a) = -R_{Az} \cdot a = -12,15 \text{ Nm} \quad (113)$$

$$x \in (a; a + b)$$

$$M_{oy}^{II}(x) = -R_{Az} \cdot x + R_{Bz} \cdot (x - a) \quad (114)$$

$$M_{oy}^{II}(a) = -R_{Az} \cdot a + R_{Bz} \cdot (a - a) = -R_{Az} \cdot a = -12,15 \text{ Nm} \quad (115)$$

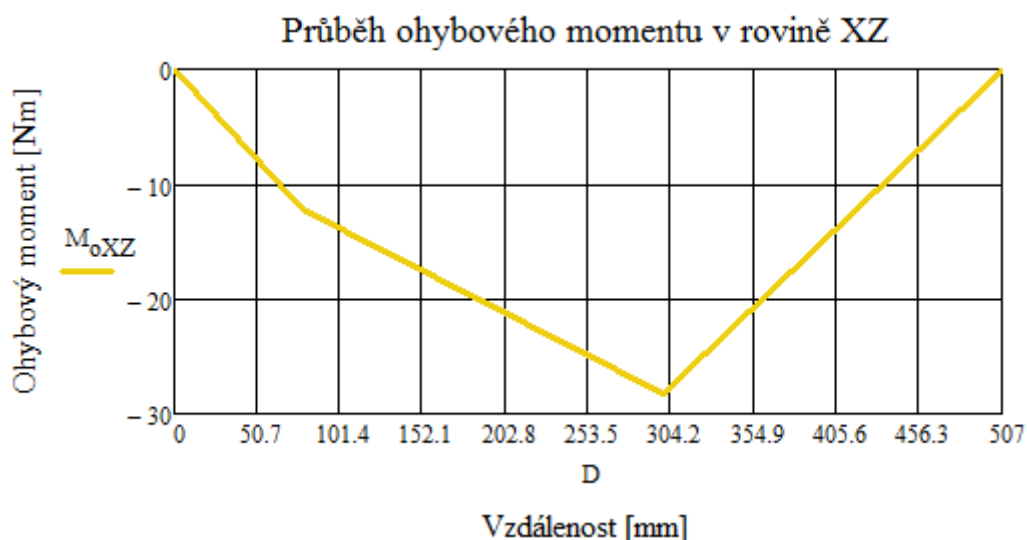
$$M_{oy}^{II}(a + b) = -R_{Az} \cdot (a + b) + R_{Bz} \cdot b = -28,2 \text{ Nm} \quad (116)$$

$$x \in (0; c)$$

$$M_{oy}^{III}(x) = -R_{Dz} \cdot x \quad (117)$$

$$M_{oy}^{III}(0) = -R_{Dz} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (118)$$

$$M_{oy}^{III}(c) = -R_{Dz} \cdot c = -28,2 \text{ Nm} \quad (119)$$



Obr. 41 Průběh ohybového momentu v rovině XZ

**3.3.5.2 Průběh ohybového momentu pro rovinu XY**

$$x \in (0; a)$$

$$M_{oz}^I(x) = -R_{Ay} \cdot x \quad (120)$$

$$M_{oz}^I(0) = -R_{Ay} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (121)$$

$$M_{oz}^I(a) = -R_{Ay} \cdot a = -33,4 \text{ Nm} \quad (122)$$

$$x \in (a; a + b)$$

$$M_{oz}^{II}(x) = -R_{Ay} \cdot x + R_{By} \cdot (x - a) \quad (123)$$

$$M_{oz}^{II}(a) = -R_{Ay} \cdot a + R_{By} \cdot (a - a) = -R_{Ay} \cdot a = -33,4 \text{ Nm} \quad (124)$$

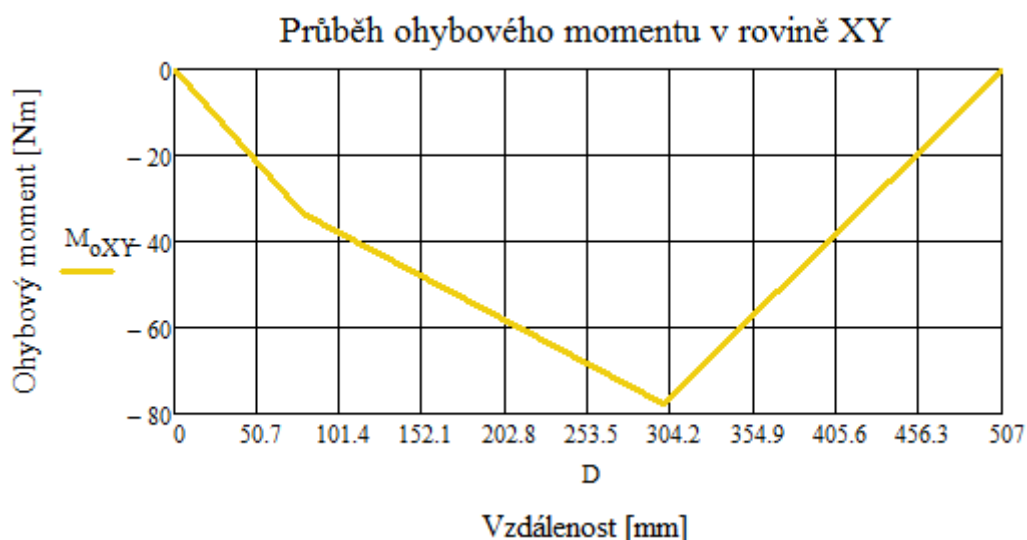
$$M_{oz}^{II}(a + b) = -R_{Ay} \cdot (a + b) + R_{By} \cdot b = -77,6 \text{ Nm} \quad (125)$$

$$x \in (0; c)$$

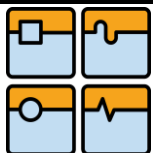
$$M_{oz}^{III}(x) = -R_{Dy} \cdot x \quad (126)$$

$$M_{oz}^{III}(0) = -R_{Dy} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (127)$$

$$M_{oz}^{III}(c) = -R_{Dy} \cdot c = -77,6 \text{ Nm} \quad (128)$$



Obr. 42 Průběh ohybového momentu v rovině XY



Po předchozí analýze je tedy nebezpečný průřez v místě uložení hnacího ozubeného kola. Hodnota ohybového momentu v tomto místě činí:

$$M_{oMAX} = \sqrt{(M_{oy}^{II})^2 + (M_{oz}^{II})^2} = 82,5 \text{ Nm} \quad (129)$$

[1]

3.3.6 Pevnostní kontrola vřetene

Z předešlých výpočtů máme definováno zatížení vřetene v nebezpečném průřezu. Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti bude stanovena teorií sdružených smykových napětí (teorie HMM). Jako materiál vřetene byla zvolena ocel 12 020.1, u které je možnost cementování. Mechanické vlastnosti:

$$R_e = 235 \text{ MPa}$$

$$R_m = 380 \text{ MPa}$$

V nebezpečném průřezu je kombinované namáhání krutem a ohybem, proto pro určení bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti musí být nejdříve vyjádřeno redukované napětí.

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{oMAX}}{W_o}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{SK1}}{W_k}\right)^2} \quad (130)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = 3003 \text{ mm}^3 \quad (131)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} = 6007 \text{ mm}^3 \quad (132)$$

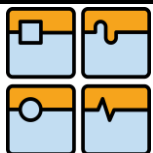
Po dosazení do rovnice pro redukované napětí dostaneme hodnotu:

$$\sigma_{Red} = 38,9 \text{ MPa} \quad (133)$$

Následně bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{Red}} = 6,03 \quad (134)$$

Geometrie vřetene byla tedy navržena s dostatečnou rezervou vzhledem k jeho maximálnímu zatížení. [1]



3.4 Návrh předlokové hřídele

Předloková hřídel je uložena na dvou ložiscích (statická určitost) a mezi ložisky je uloženo předlokové kolo. Přední ložisko bylo zvoleno radiální kuličkové, ložisko zadní pak radiální dvouřadé naklápěcí z důvodu předpokládaných deformací předlokové hřídele.

Zatěžující síly od krouticího momentu předlokového kola se stanoví na základě znalosti jeho základní geometrie.

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$d_3 = 108 \text{ mm}$$

$$M_{Sk2} = 19.46 \text{ Nm}$$

Potom vztah pro tečnou sílu platí:

$$F_{tB} = \frac{2 \cdot M_{Sk2}}{d_3} = 507,8 \text{ N} \quad (135)$$

Pro radiální sílu platí:

$$F_{rB} = F_{tB} \cdot \tan(\alpha_n) = 184,9 \text{ N} \quad (136)$$

Následuje stanovení zatěžujících sil od hnací řemenice:

$$\theta = \arctan\left(\frac{\frac{d_2}{2} - \frac{d_1}{2}}{a_{os}}\right) = 1,26^\circ \quad (137)$$

$$F_{rD1} = \frac{2 \cdot M_{Sk2}}{d_2} = 917,85 \text{ N} \quad (138)$$

$$F_{rD2} = 0,15 \cdot F_{rD1} = 137,68 \text{ N} \quad (139)$$

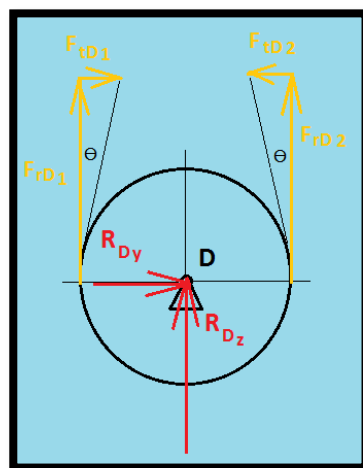
$$F_{tD1} = \tan \theta \cdot F_{rD1} = 20,29 \text{ N} \quad (140)$$

$$F_{tD2} = \tan \theta \cdot F_{rD2} = 3,04 \text{ N} \quad (141)$$

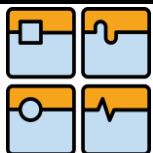
$$R_{Dz} = F_{rD1} + F_{rD2} = 1056 \text{ N} \quad (142)$$

$$R_{Dy} = F_{tD1} - F_{tD2} = 17,25 \text{ N} \quad (143)$$

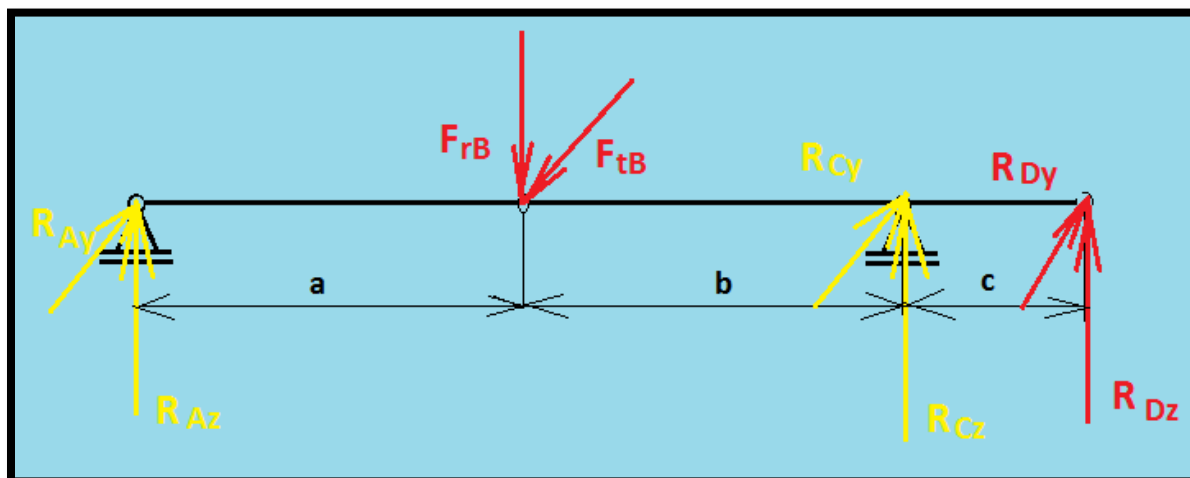
[1]



Obr. 43 Uvolnění řemenice na předlokové hřídeli



3.4.1 Výpočet reakcí



Obr. 45 Uvolnění předlohoové hřídele

3.4.1.1 Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 \quad (144)$$

$$\sum F_y = -R_{Ay} + F_{tB} - R_{Cy} - R_{tDy} = 0 \quad (145)$$

$$\sum F_z = R_{Az} - F_{rB} - R_{Cz} + R_{rDz} = 0 \quad (146)$$

$$\sum M_x = -M_{K1} + M_{K2} = 0 \quad (147)$$

$$\sum M_{yC} = -R_{Az} \cdot (a + b) + F_{rB} \cdot b + R_{rDz} \cdot c \quad (148)$$

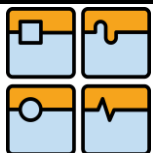
$$\sum M_{zC} = -R_{Ay} \cdot (a + b) + F_{tB} \cdot b + R_{tDy} \cdot c \quad (149)$$

$$R_{Az} = \frac{F_{rB} \cdot b + R_{Dz} \cdot c}{a + b} = 212,62 \text{ N} \quad (150)$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{tB} \cdot b + R_{Dy} \cdot c}{a + b} = 226,14 \text{ N} \quad (151)$$

$$R_{Cz} = R_{Az} - F_{rB} + R_{Dz} = 1083 \text{ N} \quad (152)$$

$$R_{Cy} = -R_{Ay} + F_{tB} - F_{tD} = 264,41 \text{ N} \quad (153)$$



3.4.2 Výsledné vnitřní účinky

3.4.2.1 Výsledné vnitřní účinky v rovině XZ

$$x \in (0; a)$$

$$M_{oy}^I(x) = R_{Az} \cdot x \quad (154)$$

$$M_{oy}^I(0) = R_{Az} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (155)$$

$$M_{oy}^I(a) = R_{Az} \cdot a = 55,49 \text{ Nm} \quad (156)$$

$$x \in (a; a + b)$$

$$M_{oy}^{II}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{rB} \cdot (x - a) \quad (157)$$

$$M_{oy}^{II}(a) = R_{Az} \cdot a - F_{rB} \cdot (a - a) = R_{Az} \cdot a = 55,49 \text{ Nm} \quad (158)$$

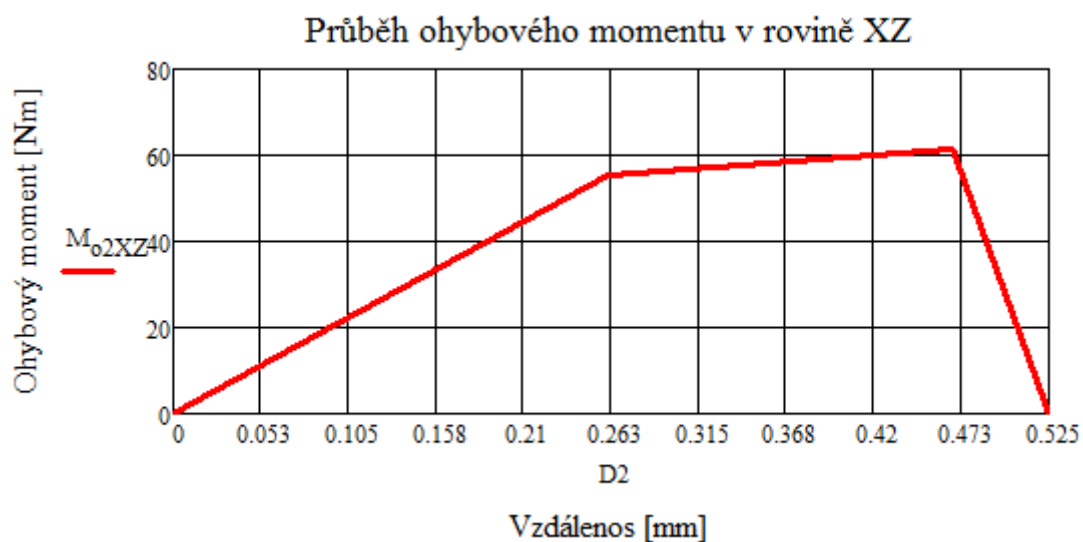
$$M_{oy}^{II}(a + b) = R_{Az} \cdot (a + b) - F_{rB} \cdot b = 61,22 \text{ Nm} \quad (159)$$

$$x \in (0; c)$$

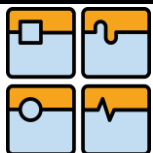
$$M_{oy}^{III}(x) = R_{Dz} \cdot x \quad (160)$$

$$M_{oy}^{III}(0) = R_{Dz} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (161)$$

$$M_{oy}^{III}(c) = R_{Dz} \cdot c = 61,22 \text{ Nm} \quad (162)$$



Obr. 46 Ohybový moment v rovině XZ



3.4.2.2 Výsledné vnitřní účinky v rovině XY

$$x \in (0; a)$$

$$M_{oz}^I(x) = R_{Ay} \cdot x \quad (163)$$

$$M_{oz}^I(0) = R_{Ay} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (164)$$

$$M_{oz}^I(a) = R_{Ay} \cdot a = 59,02 \text{ Nm} \quad (165)$$

$$x \in (a; a + b)$$

$$M_{oz}^{II}(x) = R_{Ay} \cdot x - F_{tB} \cdot (x - a) \quad (166)$$

$$M_{oz}^{II}(a) = R_{Ay} \cdot a - F_{tB} \cdot (a - a) = R_{Ay} \cdot a = 59,02 \text{ Nm} \quad (167)$$

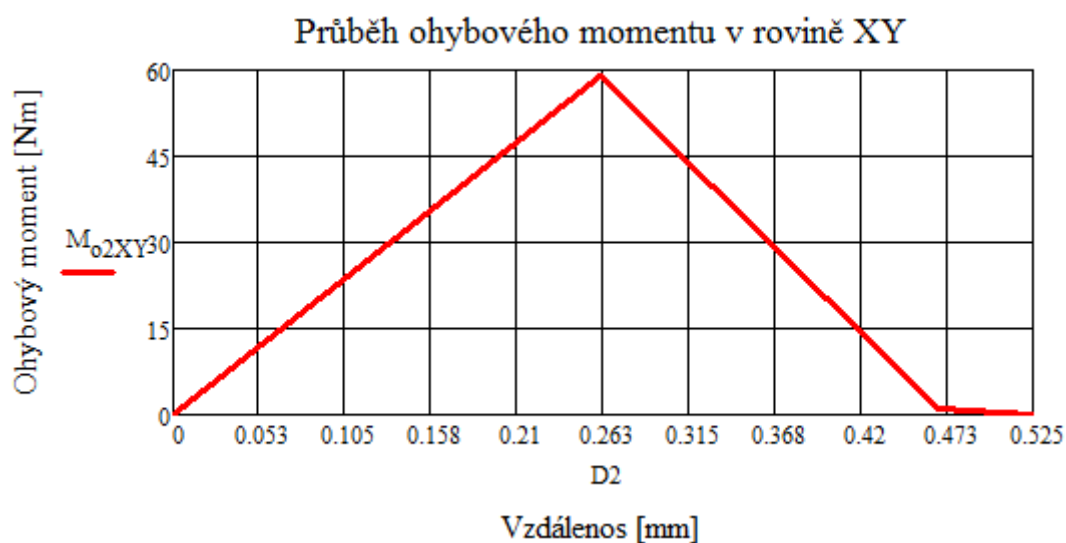
$$M_{oz}^{II}(a + b) = R_{Ay} \cdot (a + b) - F_{tB} \cdot b = 1 \text{ Nm} \quad (168)$$

$$x \in (0; c)$$

$$M_{oz}^{III}(x) = R_{Dy} \cdot x \quad (169)$$

$$M_{oz}^{III}(0) = R_{Dy} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (170)$$

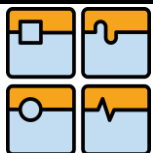
$$M_{oz}^{III}(c) = R_{Dy} \cdot c = 1 \text{ Nm} \quad (171)$$



Obr. 47 Ohybový moment v rovině XY

Vzhledem k výsledkům průběhu VVÚ je nebezpečný průřez na předlohovém hřídeli v místě B. Hodnota ohybového momentu v tomto místě je vyjádřena superpozicí:

$$M_{oMAX} = \sqrt{(M_{oy}^{II})^2 + (M_{oz}^{II})^2} = 81,01 \text{ Nm} \quad (172)$$



3.4.3 Výpočet minimálního průměru předlokové hřídele

Jako materiál předlokové hřídele byla zvolena ocel 12 060.1, jejíž základní mechanické vlastnosti jsou následující:

$$R_e = 400 \text{ MPa}$$

$$R_m = 380 \text{ MPa}$$

Návrhový součinitel pro výpočet minimálního průměru hřídele byl zvolen $n = 2$.

Dovolené napětí:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{n} = 200 \text{ MPa} \quad (173)$$

V důsledku kombinovaného namáhání v nebezpečném průřezu pro návrh geometrie hřídele bude využita teorie HMH a výpočet redukovaného napětí dle vztahu:

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (174)$$

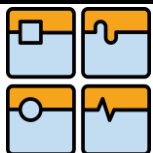
Po dosazení:

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\left(\frac{M_{oMAX}}{W_o}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{SK1}}{W_k}\right)^2} \quad (175)$$

Dosadíme vztahy pro výpočet modulu v krutu, ohybu a vyjádříme vztah pro výpočet minimálního průměru:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \sqrt{4 \cdot M_{oMAX}^2 + 3 \cdot M_{SK1}^2}}{\sigma_D \cdot \pi}} = 16,26 \text{ mm} \quad (176)$$

V nebezpečném průřezu je hodnota průměru $d = 30 \text{ mm}$, což zaručuje bezpečný provoz hřídele i při přetížení motoru. [1]



3.5 Rovnice průhybové čáry předlohové hřídele

Pro modelování průhybu předlohového hřídele bude použita diferenciální rovnice průhybové čáry. Základní tvar této rovnice je dán vztahem

$$v(x)'' = -\frac{M(x)}{E \cdot J_z}$$

$M(x)$ je vnitřní ohybový moment

E je modul pružnosti v tahu materiálu

J_z je kvadratický moment průřezu k neutrální ose

Rovnici průhybové čáry dostaneme postupnou integrací diferenciální rovnice. První integrace vyjadřuje vztah pro natočení průřezu, druhá integrace vyjadřuje průhyb. Po dosazení okrajových podmínek dostaneme konkrétní rovnici průhybové čáry po daný případ. [10]

Z důvodu zjednodušení modelování průhybové čáry byl vypočítán náhradní průměr, který je vyjádřen jako vážený průměr všech průřezů po střednici hřídele. V jednotlivých výpočtových intervalech potom bude vystupovat konstantní kvadratický moment průřezu. Váha započtených průměrů je dána jejich délkou dle následující rovnice, kde l_c je celková délka hřídele a koeficienty $l_1 \dots l_5$ jsou jednotlivé délkové úseky daných průměru $d_1 \dots d_5$.

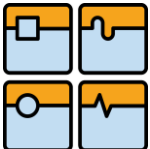
$$d_n = \sum_{i=1}^5 \frac{l_i}{l_c} \cdot d_i = \frac{l_1}{l_c} \cdot d_1 + \frac{l_2}{l_c} \cdot d_2 + \frac{l_3}{l_c} \cdot d_3 + \frac{l_4}{l_c} \cdot d_4 + \frac{l_5}{l_c} \cdot d_5 = 28,3 \text{ mm} \quad (177)$$

3.5.1 Rovnice ohybových momentů v rovině XZ

Pro výpočet je nejprve nutné stanovit rovnice ohybových momentů v jednotlivých úsecích, podobně jako tomu bylo při určování výsledných vnitřních účinků. V našem případě je ohybový moment vyjádřen rovnicemi:

$$x \in (0; a)$$

$$M_{o1}(x) = R_{Az} \cdot x \quad (178)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 53
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$x \in (a; a + b)$$

$$M_{o2}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{rB} \cdot (x - a) \quad (179)$$

$$x \in (a + b; a + b + c)$$

$$M_{o3}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{rB} \cdot (x - a) - R_{Cz} \cdot (x - (a + b)) \quad (180)$$

Pro zjednodušení výpočtu zavedeme následující substituce pro určení integračních mezí:

$$a + b = h \quad (181)$$

$$a + b + c = g \quad (181)$$

Substituce dosadíme do výše uvedených rovnic:

$$x \in (0; a)$$

$$M_{o1}(x) = R_{Az} \cdot x \quad (182)$$

$$x \in (a; h)$$

$$M_{o2}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{rB} \cdot (x - a) \quad (183)$$

$$x \in (h; g)$$

$$M_{o3}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{rB} \cdot (x - a) - R_{Cz} \cdot (x - g) \quad (184)$$

3.5.2 Rovnice průhybových čar v rovině XZ

Průhybová čára bude popsána třemi diferenciálními rovnicemi. Řešením rovnic metodou separace proměnných, tj. přímou integrací, dostaneme postupně v jednotlivých úsecích:

$$x \in (0; a)$$

$$w_1^{II}(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot (-R_{Az} \cdot x) \quad (185)$$

$$w_1^I(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot x^2}{2} + C_1 \right) \quad (186)$$

$$w_1(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot x^3}{6} + C_1 \cdot x + C_2 \right) \quad (187)$$



$$x \in (a; h)$$

$$w_2^{II}(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot (-R_{Az} \cdot x + F_{rB} \cdot (x - a)) \quad (188)$$

$$w_2^I(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot x^2}{2} + \frac{F_{rB} \cdot x^2}{2} - F_{rB} \cdot a \cdot x + D_1 \right) \quad (189)$$

$$w_2(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot x^3}{6} + \frac{F_{rB} \cdot x^3}{6} - \frac{F_{rB} \cdot a \cdot x^2}{2} + D_1 \cdot x + D_2 \right) \quad (190)$$

$$x \in (h; g)$$

$$w_3^{II}(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot (-R_{Az} \cdot x + F_{rB} \cdot (x - a) + R_{Cz} \cdot (x - h)) \quad (191)$$

$$w_3^I(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot x^2}{2} + \frac{F_{rB} \cdot x^2}{2} - F_{rB} \cdot a \cdot x + \frac{R_{Cz} \cdot x^2}{2} - R_{Cz} \cdot h \cdot x + E_1 \right) \quad (192)$$

$$w_3(x) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot x^3}{6} + \frac{F_{rB} \cdot x^3}{6} - \frac{F_{rB} \cdot a \cdot x^2}{2} + \frac{R_{Cz} \cdot x^3}{6} - \frac{R_{Cz} \cdot h \cdot x^2}{2} + E_1 \cdot x + E_2 \right) \quad (193)$$

3.5.3 Okrajové podmínky

Úloha má šest neznámých hodnot, tj. integračních konstanty, $C_1, C_2, D_1, D_2, E_1, E_2$. Aby tedy byla úloha řešitelná, je třeba zvolit 6 okrajových podmínek. Vznikne tedy soustava šesti rovnic o šesti neznámých, výstupem řešení budou konkrétní hodnoty integračních konstant, které po dosazení do rovnic (182, 185, 188) dají konečný tvar průhybových čar.

$$w_1(0) = 0$$

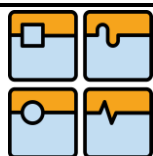
$$w_1(a) = w_2(a)$$

$$w_1^I(a) = w_2^I(a)$$

$$w_2(h) = 0$$

$$w_3(h) = 0$$

$$w_2^I(h) = w_3^I(h)$$



Jednotlivé rovnice okrajových podmínek:

$$w_1(0) = 0$$

$$-\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot 0^3}{6} + C_1 \cdot 0 + C_2 \right) = 0 \quad (194)$$

$$w_1(a) = w_2(a)$$

$$-\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot a^3}{6} + C_1 \cdot a + C_2 \right) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot a^3}{6} + \frac{F_{rB} \cdot a^3}{6} - \frac{F_{rB} \cdot a^3}{2} + D_1 \cdot a + D_2 \right) \quad (195)$$

$$w_1^I(a) = w_2^I(a)$$

$$-\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot a^2}{2} + C_1 \right) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot a^2}{2} + \frac{F_{rB} \cdot a^2}{2} - F_{rB} \cdot a^2 + D_1 \right) \quad (196)$$

$$w_2(h) = 0$$

$$-\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot h^3}{6} + \frac{F_{rB} \cdot h^3}{6} - \frac{F_{rB} \cdot a \cdot h^2}{2} + D_1 \cdot h + D_2 \right) = 0 \quad (197)$$

$$w_3(h) = 0$$

$$-\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot h^3}{6} + \frac{F_{rB} \cdot h^3}{6} - \frac{F_{rB} \cdot a \cdot h^2}{2} + \frac{R_{Cz} \cdot h^3}{6} - \frac{R_{Cz} \cdot h^3}{2} + E_1 \cdot h + E_2 \right) \quad (198)$$

$$w_2^I(h) = w_3^I(h)$$

$$-\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot h^2}{2} + \frac{F_{rB} \cdot h^2}{2} - F_{rB} \cdot a \cdot h + D_1 \right) = -\frac{1}{E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{R_{Az} \cdot h^2}{2} + \frac{F_{rB} \cdot h^2}{2} - F_{rB} \cdot a \cdot h + \frac{R_{Cz} \cdot h^2}{2} - R_{Cz} \cdot h^2 + E_1 \right) \quad (199)$$

Řešením výše popsané soustavy rovnic jsou jednotlivé integrační konstanty:

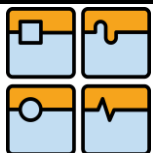
$$C_1 = -\frac{F_{rB} \cdot a^2}{2} + \frac{F_{rB} \cdot a^3}{6 \cdot h} + \frac{R_{Az} \cdot h^2}{6} - \frac{F_{rB} \cdot h^2}{6} + \frac{F_{rB} \cdot h \cdot a}{2} \quad (200)$$

$$C_2 = 0 \quad (196)$$

$$D_1 = \frac{R_{Az} \cdot h^2}{6} - \frac{F_{rB} \cdot h^2}{6} + \frac{F_{rB} \cdot h \cdot a}{2} + \frac{F_{rB} \cdot a^3}{6 \cdot h} \quad (201)$$

$$D_2 = -\frac{F_{rB} \cdot a^3}{6} \quad (198)$$

$$E_1 = \frac{R_{Cz} \cdot h^2}{2} + \frac{R_{Az} \cdot h^2}{6} - \frac{F_{rB} \cdot h^2}{6} + \frac{F_{rB} \cdot h \cdot a}{2} + \frac{F_{rB} \cdot a^3}{6 \cdot h} \quad (202)$$

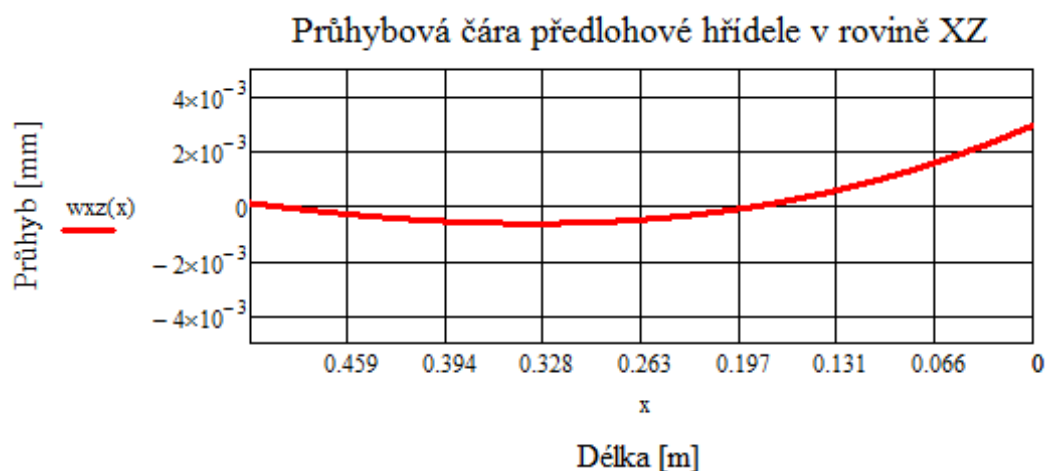


$$E_2 = -\frac{R_{CZ} \cdot h^3}{6} - \frac{F_{rB} \cdot a^3}{6} \quad (203)$$

Tyto konstanty po dosazení do rovnic průhybových čar dají její konečný tvar v každém intervalu. Celková rovnice průhybové čáry v rovině XZ je pak dána jejich součtem:

$$w_{xz}(x) = w_{1xz}(x) + w_{2xz}(x) + w_{3xz}(x) \quad (204)$$

Dle vykresleného průhybu můžeme konstatovat, že největší hodnota průhybu bude na jejím volném konci, v místě uložení řemenice.



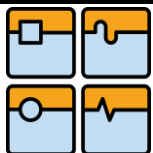
Obr. 48 Průhybová čára předlokové hřídele

[1]

3.6 Kontrola krouživého kmitání předlokové hřídele

Při otáčení zatížené hřídele vlivem odstředivé síly vzniká průhyb, který způsobuje krouživé kmitání. Důležité je, aby při chodu hřídele nedošlo k otáčení takovou frekvencí, která je shodná s kritickou úhlovou rychlostí. V takovém případě dochází k rezonanci, vzniku velkého průhybu, doprovázeném hlučením, neklidným chodem a chvěním v uložení. První nejnižší kritická úhlová rychlost je dána vztahem:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_y}{S \cdot \rho}}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

E ...modul pružnosti oceli

J ...kvadratický moment průřezu

S ...plocha průřezu hřídele

ρ ...hustota materiálu

l ...délka hřídele

Vstupní parametry pro výpočet první kritické úhlové rychlosti:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

$$d_n = 28,3 \text{ mm}$$

$$l = 542 \text{ mm}$$

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

Kvadratický moment průřezu:

$$J_y = \frac{\pi \cdot d_n^4}{64} = 31\,570 \text{ mm}^4 \quad (205)$$

Plocha průřezu:

$$S_H = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = 629,81 \text{ mm}^2 \quad (206)$$

První kritická úhlová rychlost:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l_H}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_y}{S_H \cdot \rho}} = 219,11 \text{ s}^{-1} \quad (207)$$

Přepočet na kritické otáčky:

$$n_1 = \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 2092 \text{ min}^{-1} \quad (208)$$

Vzhledem k výsledku rovnice (č.) bude doporučeno otáčky motoru $n_m = n_1 \cdot i_{12} = 2025 \cdot 1,2 = 2430 \text{ min}^{-1}$ nenastavovat pro pracovní cyklus. [1]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 58
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.7 Trvanlivosti ložisek

V rámci kontroly správného návrhu celého mechanismu nesmíme opomenout, zda ložiska navržená pro uložení hřídelů a vřeten, byla zvolena správně. Proto bude každé uložení zvlášť zkontrolováno výpočtem základní výpočtové trvanlivosti. Jako kritérium pro správný návrh bude zvolena hodnota trvanlivosti $L_S = 15\,000\,hod.$ K této hodnotě budou vyjádřeny bezpečnosti, jako podíl mezi zvolenou a vypočítanou hodnotou trvanlivosti.

Při zatížení a otáčení ložiska vzniká na plochách mezi klecí a valivými elementy kontaktní napětí. Při správném namontování, mazání a provozu je toto napětí jedinou příčinou poruch ložisek. Trvanlivost se vyjadřuje buď prostřednictvím počtu otáček, nebo častěji počtem provozních hodin. Trvanlivost je statistickou veličinou. Kontaktní únava ložisek se na jejich plochách projevuje tzv. pittingem, tj. odlupováním materiálu na valivých plochách.

Při výpočtech výrobci valivých ložisek používají *základní výpočtovou trvanlivost*, což je veličina založená na základní dynamické únosnosti s 90% spolehlivostí.

Pro naši aplikaci bude použito výpočtu trvanlivosti podle společnosti SKF. Vztah pro základní dynamickou únosnost je následující:

$$C = F_D \cdot \left(\frac{L_D \cdot n_D \cdot 60}{L_R \cdot n_R \cdot 60} \right)^{\frac{1}{a}}$$

C ...základní dynamická únosnost (kN)

L_R ...základní výpočtová trvanlivost (h)

n_R ...jmenovitá frekvence otáčení (min^{-1})

F_D ...požadované radiální zatížení

L_D ...požadovaná základní trvanlivost

n_D ...požadovaná frekvence otáčení

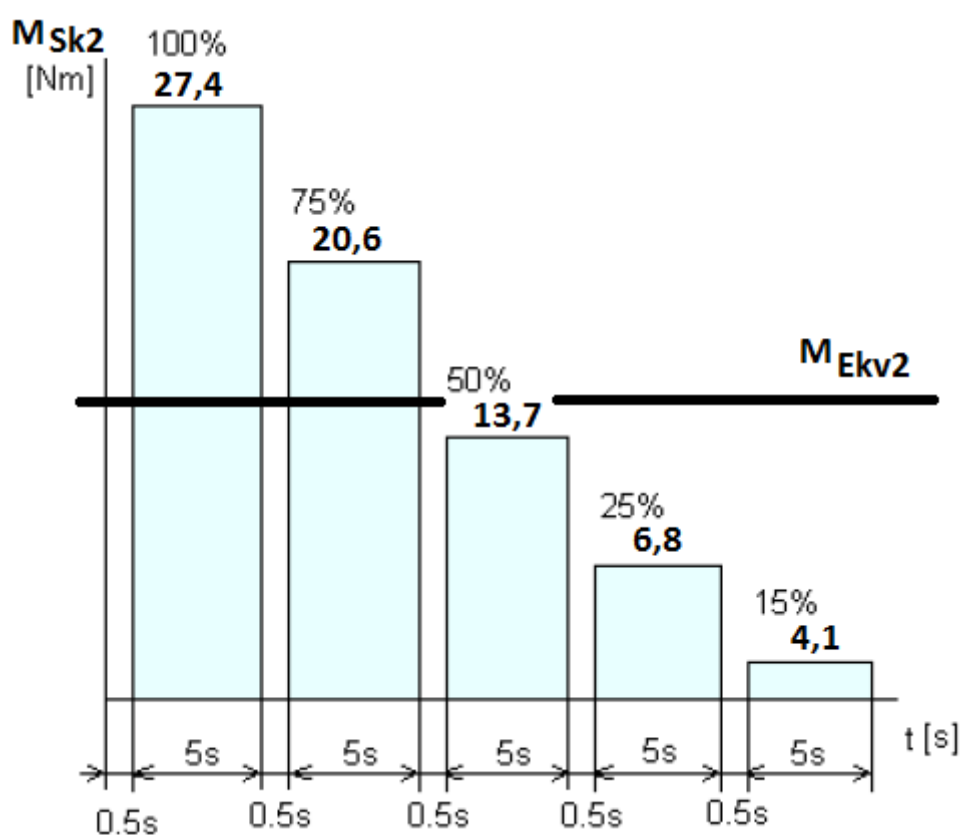
Společnost SKF stanovila pro svá ložiska základní výpočtovou trvanlivost $L_{10} = L_R \cdot n_R \cdot 60 = 10^6\,ot.$ [1]



3.7.1 Trvanlivost ložisek předlohové hřídele

3.7.1.1 Ekvivalentní zatížení

Předlohová hřídel je v přední části uložena na dvouřadém radiálním kuličkovém ložisku, pro zadní část bylo zvoleno ložisko kuličkové dvouřadé naklápěcí s upínacím pouzdem. Síly zatěžující ložiska budou přepočítány dle provozního diagramu, ze kterého bude vypočten ekvivalentní zatěžující moment a ekvivalentní provozní otáčky. Diagram je uveden na následujícím obrázku:



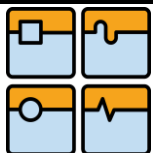
Obr. 49 Stanovení ekvivalentního zátěžného momentu předlohové hřídele

Největší zátěžný moment předlohové hřídele:

$$M_{sk2} = 27,4 \text{ Nm}$$

Jednotlivé podíly pro dobu zatížení dle zkušebního diagramu:

$$q_1 = \frac{100}{100} (209), q_2 = \frac{75}{100} (210), q_3 = \frac{50}{100} (211), q_4 = \frac{25}{100} (213), q_5 = \frac{15}{100} (212)$$



Výpočet ekvivalentního momentu:

$$M_{k2e1} = M_{Sk2} \cdot q_1 = 27,4 \text{ Nm} \quad (213)$$

$$M_{k2e2} = M_{Sk2} \cdot q_2 = 20,6 \text{ Nm} \quad (214)$$

$$M_{k2e3} = M_{Sk2} \cdot q_3 = 13,7 \text{ Nm} \quad (215)$$

$$M_{k2e4} = M_{Sk2} \cdot q_4 = 6,8 \text{ Nm} \quad (216)$$

$$M_{k2e5} = M_{Sk2} \cdot q_5 = 4,1 \text{ Nm} \quad (217)$$

$$M_{Ekv2} = \frac{M_{k2e1} + M_{k2e2} + M_{k2e3} + M_{k2e4} + M_{k2e5}}{5} = 14,5 \text{ Nm} \quad (218)$$

K této hodnotě ekvivalentního zátěžného momentu budou přepočítány reakční síly v ložiscích, které budou použity pro výpočet trvanlivosti. [2]

3.7.1.2 Reakční síly při ekvivalentním momentu

Zatížení od ozubeného kola:

$$F_{tBE} = \frac{2 \cdot M_{Ekv2}}{d_3} = 269,13 \text{ N} \quad (219)$$

$$F_{rBE} = F_{tBE} \cdot \tan(\alpha_n) = 97,95 \text{ N} \quad (220)$$

Zatížení od řemenice:

$$\theta = \arctan\left(\frac{\frac{d_2 - d_1}{2}}{a_{os}}\right) = 1,26^\circ \quad (221)$$

$$F_{rD1E} = \frac{2 \cdot M_{Ekv2}}{d_2} = 486,46 \text{ N} \quad (222)$$

$$F_{rD2E} = 0,15 \cdot F_{rD1E} = 137,68 \text{ N} \quad (223)$$

$$F_{tD1E} = \tan \theta \cdot F_{rD1E} = 10,73 \text{ N} \quad (224)$$

$$F_{tD2E} = \tan \theta \cdot F_{rD2E} = 3,043 \text{ N} \quad (225)$$

$$R_{DzE} = F_{rD1E} + F_{rD2E} = 624,14 \text{ N} \quad (226)$$

$$R_{DyE} = F_{tD1E} - F_{tD2E} = 7,71 \text{ N} \quad (227)$$

Zbylé reakční síly

$$R_{AzE} = \frac{F_{rBE} \cdot b + R_{DzE} \cdot c}{a+b} = 212,62 \text{ N} \quad (228)$$

$$R_{AyE} = \frac{F_{tBE} \cdot b + R_{DyE} \cdot c}{a+b} = 226,14 \text{ N} \quad (229)$$

$$R_{CzE} = R_{AzE} - F_{rBE} + R_{DzE} = 1083 \text{ N} \quad (230)$$

$$R_{CyE} = R_{AyE} - F_{tBE} + F_{tDE} = -264,41 \text{ N} \quad (231)$$



Zatížení ložiska v místě A:

$$R_{A2E} = \sqrt{R_{AZE}^2 + R_{AZE}^2} = 169,99 \text{ N} \quad (232)$$

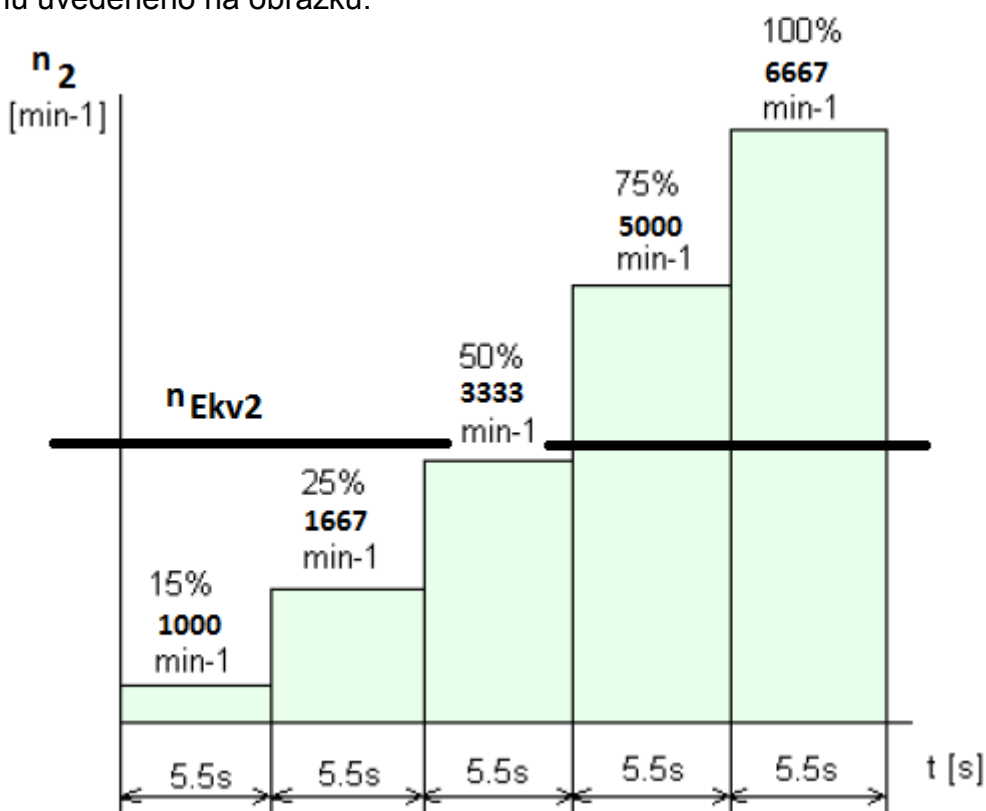
Zatížení ložiska v místě C:

$$R_{C2E} = \sqrt{R_{CZE}^2 + R_{CZE}^2} = 662,25 \text{ N} \quad (233)$$

[2]

3.7.1.3 Stanovení ekvivalentních provozních otáček

Ekvivalentní otáčky budou stanoveny, podobně jako zátěžný moment, ze zátěžného diagramu uvedeného na obrázku:



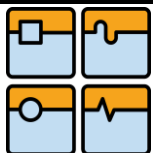
Obr. 50 Ekvivalentní otáčky předlokové hřídele

Maximální provozní otáčky předlokové hřídele:

$$n_2 = 6667 \text{ min}^{-1}$$

Podíly jednotlivých otáček dle zkušební diagramu:

$$e_1 = \frac{100}{100} \text{ (234)}, e_2 = \frac{75}{100} \text{ (235)}, e_3 = \frac{50}{100} \text{ (236)}, e_4 = \frac{25}{100} \text{ (237)}, e_5 = \frac{15}{100} \text{ (238)}$$



Výpočet ekvivalentních otáček:

$$n_{2e1} = n_2 \cdot e_1 = 6667 \text{ min}^{-1} \text{ (239)}$$

$$n_{2e2} = n_2 \cdot e_2 = 5000 \text{ min}^{-1} \text{ (240)}$$

$$n_{2e3} = n_2 \cdot e_3 = 3333 \text{ min}^{-1} \text{ (241)}$$

$$n_{2e4} = n_2 \cdot e_4 = 1667 \text{ min}^{-1} \text{ (242)}$$

$$n_{2e5} = n_2 \cdot e_5 = 1000 \text{ min}^{-1} \text{ (243)}$$

$$n_{Ekv2} = \frac{n_{2e1} + n_{2e2} + n_{2e3} + n_{2e4} + n_{2e5}}{5} = 3533 \text{ min}^{-1} \text{ (244)}$$

[2]

3.7.1.4 Trvanlivost předního ložiska

Typ ložiska:

DIN 628 3205 SKF

Základní dynamická únosnost:

$$C_{Z1} = 26,1 \text{ kN}$$

Kuličkové ložisko:

$$a_1 = 3$$

Největší reakční síla působící na ložisko:

$$R_{A2E} = 169,99 \text{ N}$$

Vztah pro výpočet trvanlivosti:

$$L_{D1} = \left(\frac{C_{Z1}}{R_{A2E}} \right)^{a_1} \cdot \frac{L_{10}}{n_{Ekv2} \cdot 60} = 161\,300 \text{ hod (245)}$$

Bezpečnost návrhu ke zvolené minimální trvanlivosti:

$$k_1 = \frac{L_{D1}}{L_S} = \frac{161\,300}{15\,000} = 10,75 \text{ (246)}$$

3.7.1.5 Trvanlivost zadního ložiska

Typ ložiska:

DIN 630 2306 SKF

Základní dynamická únosnost:

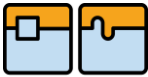
$$C_{Z2} = 38,2 \text{ kN}$$

Kuličkové ložisko:

$$a_2 = 3$$

Největší reakční síla působící na ložisko:

$$R_{C2E} = 662,25 \text{ N}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 63
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

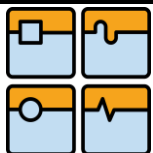
Vztah pro výpočet trvanlivosti:

$$L_{D2} = \left(\frac{C_{Z2}}{R_{C2E}} \right)^{a_2} \cdot \frac{L_{10}}{n_{Ekv2} \cdot 60} = 15\,090 \text{ hod (247)}$$

Bezpečnost návrhu ke zvolené minimální trvanlivosti:

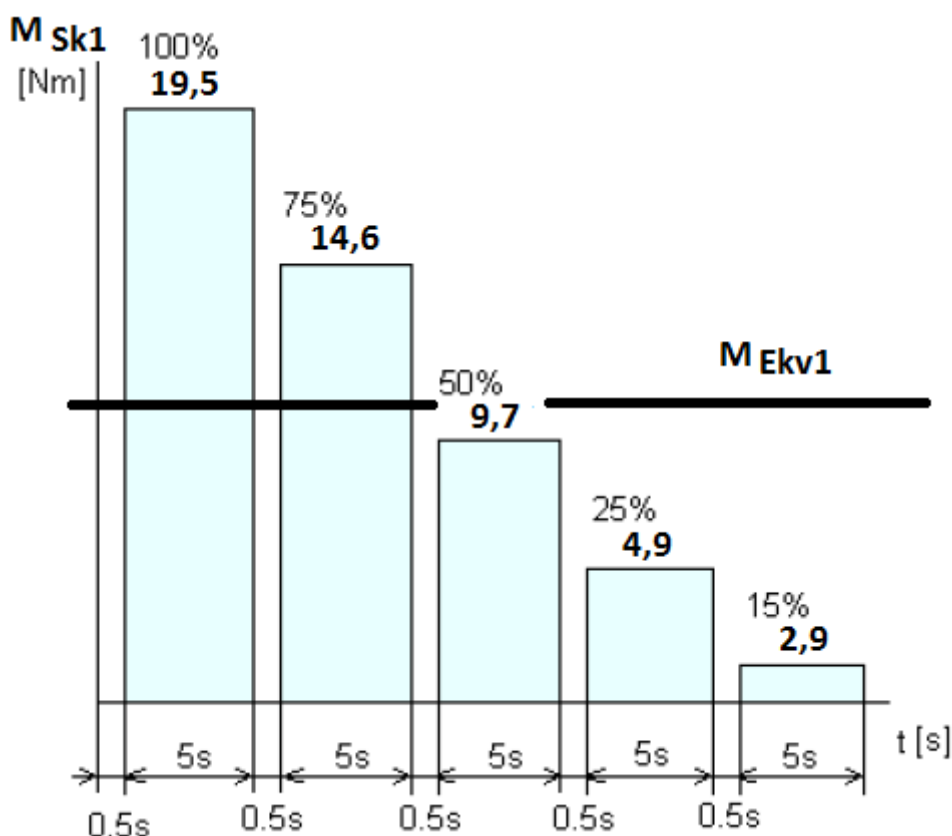
$$k_2 = \frac{L_{D2}}{L_S} = \frac{15\,090}{15\,000} = 1,006 \text{ (248)}$$

Ložiska předlohové hřídele jsou navrženy s dostatečnou rezervou pro bezproblémový provoz. [2]



3.6.2 Trvanlivost ložisek vřetene

Vřeteno je v přední části uloženo na radiálních kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem uspořádaným do „O“, pro zadní část bylo zvoleno ložisko jehlové. Síly zatěžující ložiska budou přepočítány dle provozního diagramu, ze kterého bude vypočten ekvivalentní zatěžující moment a ekvivalentní provozní otáčky. Diagram je uveden na následujícím obrázku:



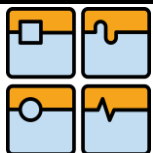
Obr. 51 Stanovení ekvivalentního momentového zatížení vřetene

Největší zátěžný moment vřetene:

$$M_{Sk1} = 19,5 \text{ Nm}$$

Jednotlivé podíly pro dobu zatížení dle zkušební diagramu:

$$q_1 = \frac{100}{100} (249), q_2 = \frac{75}{100} (250), q_3 = \frac{50}{100} (251), q_4 = \frac{25}{100} (252), q_5 = \frac{15}{100} (253)$$



Výpočet ekvivalentního momentu:

$$M_{k1e1} = M_{Sk1} \cdot q_1 = 19,5 \text{ Nm} \quad (254)$$

$$M_{k1e2} = M_{Sk1} \cdot q_2 = 14,6 \text{ Nm} \quad (255)$$

$$M_{k1e3} = M_{Sk1} \cdot q_3 = 9,7 \text{ Nm} \quad (256)$$

$$M_{k1e4} = M_{Sk1} \cdot q_4 = 4,9 \text{ Nm} \quad (257)$$

$$M_{k1e5} = M_{Sk1} \cdot q_5 = 2,9 \text{ Nm} \quad (258)$$

$$M_{Ekv1} = \frac{M_{k1e1} + M_{k1e2} + M_{k1e3} + M_{k1e4} + M_{k1e5}}{5} = 10,3 \text{ Nm} \quad (259)$$

K této hodnotě ekvivalentního zátěžného momentu budou přepočítány reakční síly v ložiscích, které budou použity pro výpočet trvanlivosti. [2]

3.7.2.2 Reakční síly při ekvivalentním momentu

Zatěžující síly od ozubeného kola:

$$F_{tCE} = \frac{2 \cdot M_{Ekv1}}{d_6} = 303,3 \text{ N} \quad (260)$$

$$F_{rCE} = F_{tCE} \cdot \tan(\alpha_n) = 110,4 \text{ N} \quad (261)$$

Reakce v ložiscích:

$$R_{AzE} = \frac{R_{BzE} \cdot (b+c) + F_{rCE} \cdot c}{a+b+c} = 81,5 \text{ N} \quad (262)$$

$$R_{AyE} = \frac{R_{ByE} \cdot (b+c) + F_{tCE} \cdot c}{a+b+c} = 223,9 \text{ N} \quad (263)$$

$$R_{DzE} = \frac{R_{BzE} \cdot a + F_{rCE} \cdot (a+b)}{a+b+c} = 71,8 \text{ N} \quad (264)$$

$$R_{DyE} = \frac{R_{ByE} \cdot a + F_{tCE} \cdot (a+b)}{a+b+c} = 197,1 \text{ N} \quad (265)$$

$$R_{BzE} = 42,8 \text{ N} \quad (266)$$

$$R_{ByE} = 117,7 \text{ N} \quad (267)$$

Zatížení ložiska v místě A:

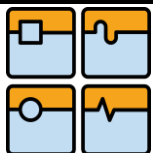
$$R_{A1E} = \sqrt{R_{AzE}^2 + R_{AyE}^2} = 238,3 \text{ N} \quad (268)$$

Zatížení ložiska v místě B:

$$R_{B1E} = \sqrt{R_{BzE}^2 + R_{ByE}^2} = 125,3 \text{ N} \quad (269)$$

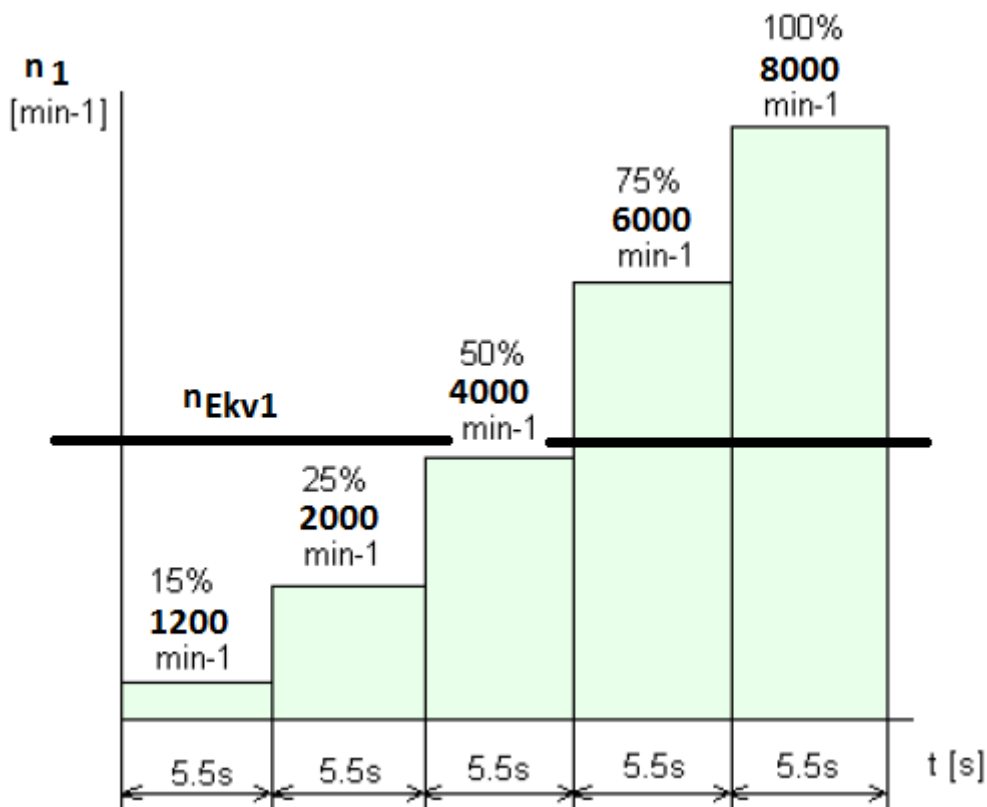
Zatížení ložiska v místě D:

$$R_{D1E} = \sqrt{R_{DzE}^2 + R_{DyE}^2} = 209,8 \text{ N} \quad (270)$$



3.7.2.3 Stanovení ekvivalentních provozních otáček

Ekvivalentní otáčky budou stanoveny, podobně jako zátěžný moment, ze zátěžného diagramu uvedeného na obrázku:



Obr. 52 Ekvivalentní otáčky vřetene

Maximální provozní otáčky vřetene:

$$n_1 = 8000 \text{ min}^{-1}$$

Podíly jednotlivých otáček dle zkušební diagramu:

$$e_1 = \frac{100}{100} (271), e_2 = \frac{75}{100} (272), e_3 = \frac{50}{100} (273), e_4 = \frac{25}{100} (274), e_5 = \frac{15}{100} (275)$$

Výpočet ekvivalentních otáček:

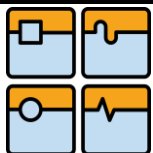
$$n_{1e1} = n_1 \cdot e_1 = 8000 \text{ min}^{-1} (276)$$

$$n_{1e2} = n_1 \cdot e_2 = 6000 \text{ min}^{-1} (277)$$

$$n_{1e3} = n_1 \cdot e_3 = 4000 \text{ min}^{-1} (278)$$

$$n_{1e4} = n_1 \cdot e_4 = 2000 \text{ min}^{-1} (279)$$

$$n_{1e5} = n_1 \cdot e_5 = 1200 \text{ min}^{-1} (280)$$



$$n_{Ekv1} = \frac{n_{1e1} + n_{1e2} + n_{1e3} + n_{1e4} + n_{1e5}}{5} = 4230 \text{ min}^{-1} \quad (281)$$

[2]

3.7.2.4 Trvanlivost předních ložisek

Typ ložiska: 71908 SKF

Základní dynamická únosnost: $C_{Z3} = 12,4 \text{ kN}$

Kuličkové ložisko: $a_3 = 3$

Největší reakční síla působící na ložisko: $R_{B1E} = 125,3 \text{ N}$

Vztah pro výpočet trvanlivosti:

$$L_{D3} = \left(\frac{C_{Z1}}{R_{B1E}} \right)^{a_3} \cdot \frac{L_{10}}{n_{Ekv1} \cdot 60} = 63\,710 \text{ hod} \quad (282)$$

Bezpečnost návrhu ke zvolené minimální trvanlivosti:

$$k_3 = \frac{L_{D3}}{L_S} = \frac{63\,710}{15\,000} = 4,24 \quad (283)$$

3.7.1.5 Trvanlivost zadního ložiska

Typ ložiska: DIN 617 NKI 40/20 SKF

Základní dynamická únosnost: $C_{Z4} = 31,4 \text{ kN}$

Kuličkové ložisko: $a_4 = 10/3$

Největší reakční síla působící na ložisko: $R_{D1E} = 209,8 \text{ N}$

Vztah pro výpočet trvanlivosti:

$$L_{D4} = \left(\frac{C_{Z4}}{R_{D1E}} \right)^{a_4} \cdot \frac{L_{10}}{n_{Ekv1} \cdot 60} = 1\,170\,000 \text{ hod} \quad (284)$$

Bezpečnost návrhu ke zvolené minimální trvanlivosti:

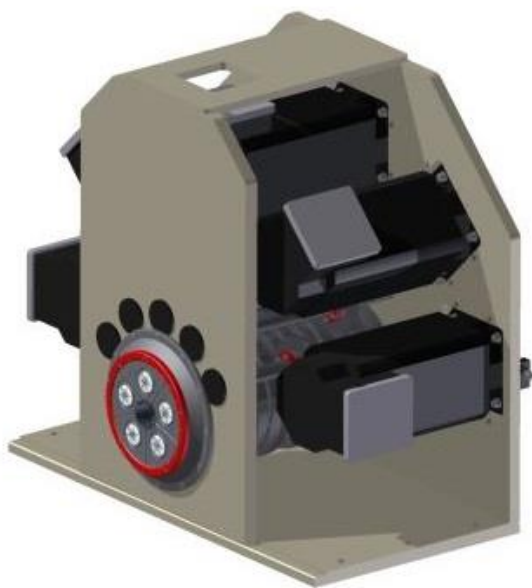
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 68
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$k_2 = \frac{L_{D4}}{L_S} = \frac{1\,170\,000}{15\,000} = 77,9 \text{ (285)}$$

Ložiska vřetene jsou navrženy s dostatečnou rezervou pro jejich bezproblémový provoz. [2]

4. Popis konstrukce zkušebního zařízení

4.1 Určení zkušební vzorku pohonu



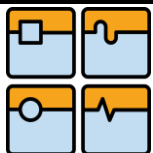
Obr. 53 Zkušební zařízení - pohled

Zkušební vzorek pohonu je určen pro otestování správnosti návrhu koncepce pohonu pětivřetenového soustružnického automatu. Testování bude prováděno ve zkušební laboratoři společnosti Tajmac-ZPS a na základě jeho výstupů bude rozhodnuto o použitelnosti zvoleného konceptu. Pomocí různých metod budou měřeny parametry související s provozem mechanismu. Nejdůležitější bude měření teploty. Primárně v konstrukci zkušební vzorku nebylo počítáno s připojením chladicího obvodu, až měřením

bude zjištěno, zda jej bude třeba. Pomocí teplotních čidel se bude hlavně měřit teplota ložisek, na kterých je uloženo ozubené dvojkolo. Teplota se bude také monitorovat na celém bubnu, protože přesnost jeho geometrie je jedna z nejdůležitějších pro pracovní přesnost celého stroje. V případě velkých teplotních deformací v mechanismu bude instalováno externí chladicí zařízení.

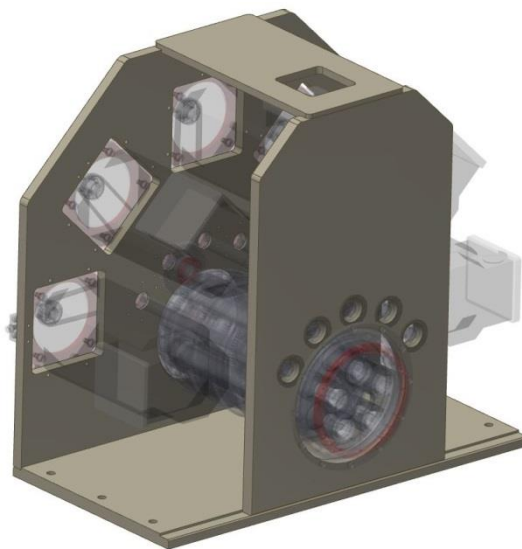
Zkoušky budou probíhat podle předem připraveného protokolu. Zařízení bude vystaveno několika režimům zatížení, simulující skutečné nasazení stroje do obráběcího procesu. V různě dlouhých intervalech se budou nastavovat různé provozní parametry a měřícími čidly se v těchto intervalech bude sledovat průběh teplot v jednotlivých konstrukčních uzlech. Výsledné hodnoty budou zaznamenávány do protokolů o měření.

Podle výsledků měření bude rozhodnuto o vhodnosti použití této konstrukce, případně budou odstraněny chyby a provedeny patřičné úpravy. Při pozitivních výsledcích testů bude tento pohon instalován do strojů nové řady TMZ 520 CNC.



4.2 Skříň

Konstrukce skříně je navržena tak, aby umožnila uložení všech důležitých konstrukčních uzlů a součástí. Je zde uložen vřetenový buben, předloková hřídel a jsou zde také připevněny motory. Konstrukce je určena pro montáž na testovací lavici, proto má na spodní desce připraveny otvory pro upínací šrouby.

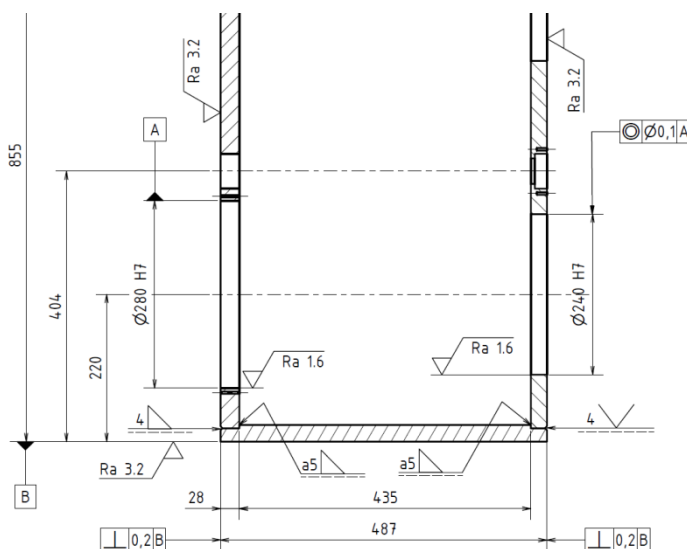


Obr. 54 Skříň zkušebního zařízení

Skříň je konstruována jako svařenec složený z laserových výpalků. Jednotlivé výpalky jsou vyrobeny z plechu o tloušťce 30 mm, které se budou po svaření následně obrábět na požadované rozměry a přesnost. Spodní a horní desky jsou opatřeny drážkou, aby se usnadnilo ustavení desek při svařování a zajistila se přesná vzdálenost stěn od sebe.

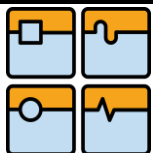
Po svaření všech kusů se bude skříň obrábět. V první řadě se musí zajistit rovinnost a vzájemná rovnoběžnost vnějších ploch svislých stěn. Pro tuto operaci se použije technologie frézování na portálové frézce, což nám zajistí dodržení požadovaných parametrů.

Dalšími frézovacími operacemi docílíme zhotovení otvorů pro uložení bubnu, ložisek a jako poslední budou provedeny operace pro vrtání a řezání závitů na vnějších stranách.



Obr. 55 Náskres svařence skříně

Základní rozměry skříně jsou 930x487x855 mm. Hmotnost 261 kg. Jako materiál pro skříň byla použita běžná konstrukční ocel se zaručenou svařitelností dle ČSN 11 373.



Pro mazání ozubených převodů vně i uvnitř bubnu bude použito olejové mlhy. Proto bude muset být dodatečně vyřešeno krytování, které zajistí, aby se olej nerozšiřoval do okolí. Návrh krytování již nebyl předmětem diplomové práce.

4.3 Vřetenový buben

Konstrukce vřetenového bubnu musí plnit dvojí funkci:

- Spolehlivé a přesné uložení pracovních vřeten
- Přesné polohování vřeten do pracovních pozic



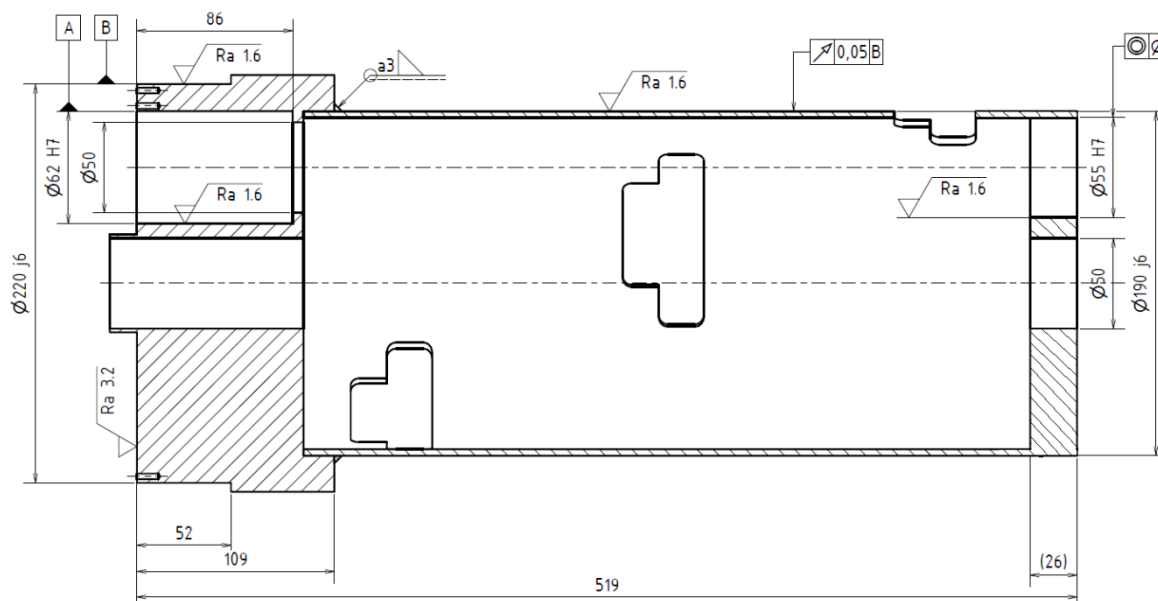
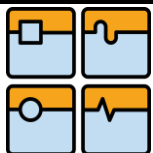
Obr. 56 Vřetenový buben

4.3.1 Svařenec bubnu

Základ bubnu je tvořen svařencem, který se skládá z přírubového předního dílce, přesně vyrobeného skořepinového, který má v zadní části plné dno (viz. Obr. 50). Na kruhovém dílci a skořepině, vyrobených s patřičnými technologickými přídávky, jsou přesně vybroušeny plochy, které se do sebe před svařením nasunou a vymezí se tak jejich přesná geometrická poloha. Po svaření projde buben řadou obráběcích operací, které mu dodají potřebné geometrické parametry. V přední části jsou otvory pro vřetenová ložiska s kosoúhlým stykem, která jsou rozmístěna na roztečném průměru 128 mm po 72°. Aby byla zaručena souosost předních a zadních otvorů pro ložiska, budou vrtací operace provedeny skrz celý buben. Po stranách jsou do bubnu vyhotoveny otvory pro montáž vřetenových kol. Velmi důležité je dodržet rozměrovou toleranci na válcovité části, která slouží pro uložení ozubených kol s vnitřním a vnějším ozubením („dvojkolo“).



Obr. 57 Svařenec bubnu



Obr. 58 Náčr. svařence bubnu

Buben je ve skříní uložen na dvou radiálních kuličkových ložiscích DIN 625 61844 a 61838, pro které budou úložné plochy po svaření broušeny.

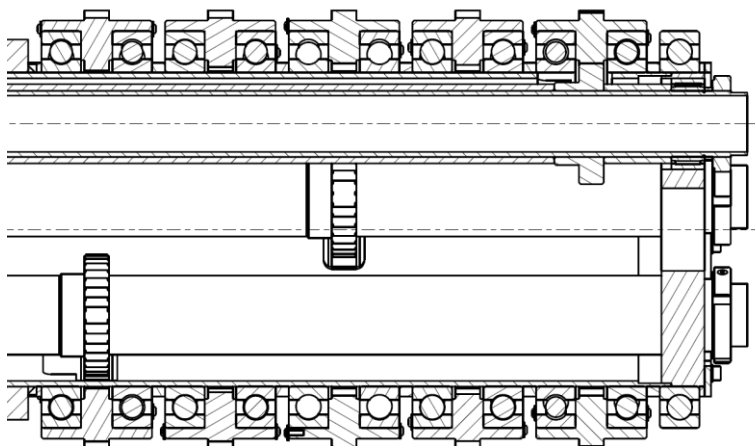
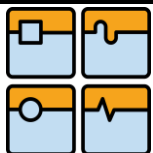
4.3.2 Dvojkolo

Klíčovým konstrukčním uzlem pro realizaci nového konceptu pohonu je ozubené kolo s vnitřním i vnějším ozubením (dále „dvojkolo“). Konstrukce je navržena tak, aby umožňovala uložení na dvou radiálních kuličkových ložiscích SKF 61838, která jsou uložena na broušené rotační ploše svařence vřetenového bubnu. Ložiska jsou ve dvojkole axiálně zajištěna šrouby s podložkami, rozmístěnými po obvodu jeho čelní plochy. Mazání ložisek bude prováděno tukem injekčně rovnoměrně po jejich obvodu.



Obr. 59 Dvojkolo - pohled

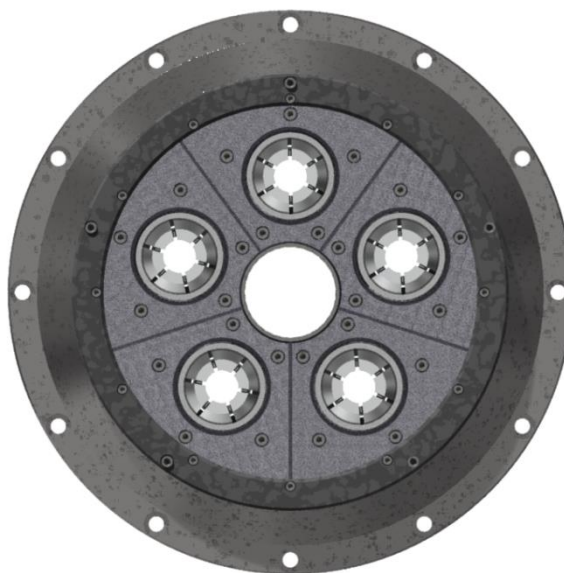
Jednotlivá dvojkola jsou na bubnu uložena v sérii za sebou a mezi nimi jsou distanční kroužky, které přesně vymezují jejich polohu. Na konci bubnu je kroužek pro dolícování a kroužek pro předepnutí a axiální zajištění na bubnu.



Obr. 60 Náskres uspořádání uložených "dvojkol" na bubnu

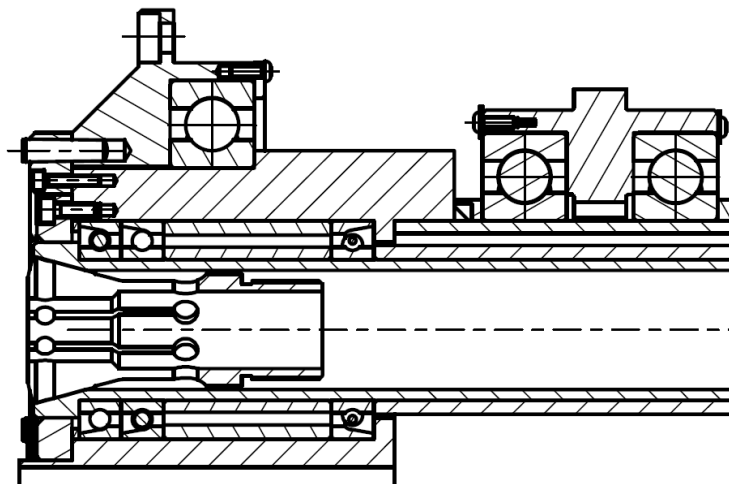
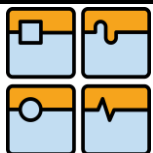
4.3.3 Přední část bubnu

Přední část bubnu (Obr. 55) je navržena tak, aby umožnila přesné uložení vřeten, možnost polohování a aretace bubnu a uložení samotného bubnu do skříně. Vřetenová ložiska jsou axiálně zajištěna v bubnu z přední strany lícovacím kroužkem a destičkou. Na vnějším obvodu destiček je uložen kruh, který je na jeho vnitřním obvodu napevno připevněn k bubnu pomocí zápusťných šroubů a na jeho vnějším obvodu je pět otvorů pro kuželové kolíky s vnitřním závitem pro přesné polohování vřeten a aretaci bubnu.



Obr. 61 Vřetenový buben - pohled zepředu

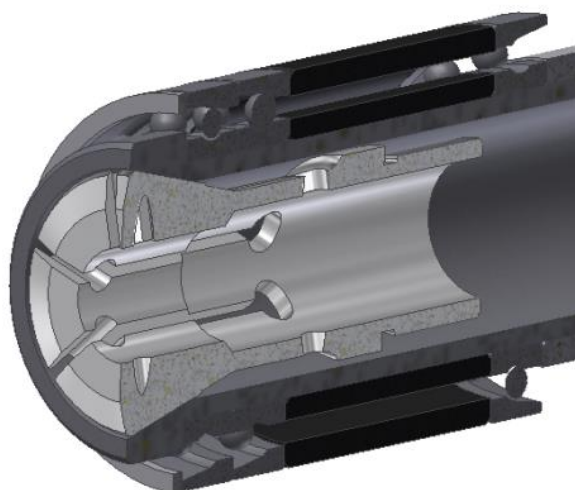
Protikusem těchto kolíků je přírubový prstenec, ve kterém jsou přesně zhotoveny otvory pro zajištění správné polohy. Uvnitř tohoto prstence je uloženo ložisko, na kterém je uložena přední část celého bubnu. Toto ložisko je axiálně zajištěno pomocí kroužku, který je po obvodu k prstenci připevněn šrouby. Prstenec je pak ve skříni uložen na přesně obrobené horní ploše. Přetáčení bubnu bude vzhledem k účelu zařízení řešeno manuálně a přesná poloha bude zajištěna výše zmíněnými kuželovými kolíky.



Obr. 62 Náčrtes přední části bubnu

4.4 Vřeteno

Vřeteno je určeno pro spolehlivé upnutí obrobku v kleštině a zajištění stabilního rezného procesu. Jak již bylo zmíněno ve výpočtové části, jeho uložení je staticky přeuročeno. Přední část je uložena na trojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem s uspořádáním do „O“. Mezi předním párem ložisek a zadním ložiskem jsou distanční kroužky. Ložiska byla volena SKF 71908 třídy super-precision pro vysoké rychlosti, vysoký stupeň tuhosti, prodlouženou životnost a snížené generování teploty při chodu. Ložiska jsou zapečetěny a naplněny tukovým mazivem s nízkou viskozitou a při normálních podmínkách se náplň nemusí měnit po celou dobu životnosti ložiska. Proto nemusí být v konstrukci řešen externí přívod mazacího média pro vřetenová ložiska.



Obr. 63 Přední část vřetene

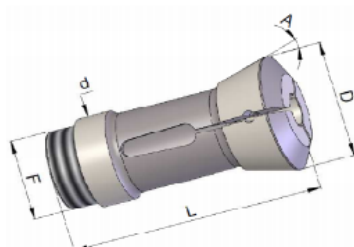


Obr. 64 Ložiska SKF 71908 [SKF]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

V přední části vřetene je vyrobena kuželová plocha pro upínací kleštinu SCHUTTE 9007E2 pro maximální průměr kruhové tyče 20 mm nebo šestihranné tyče šířky 15 mm.

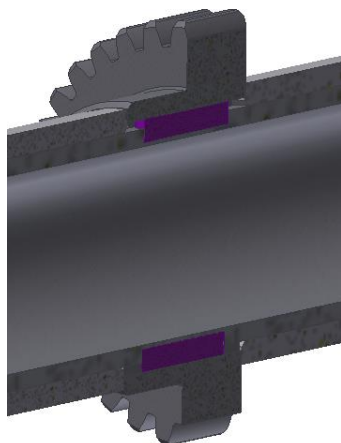


Upínací kleštiny

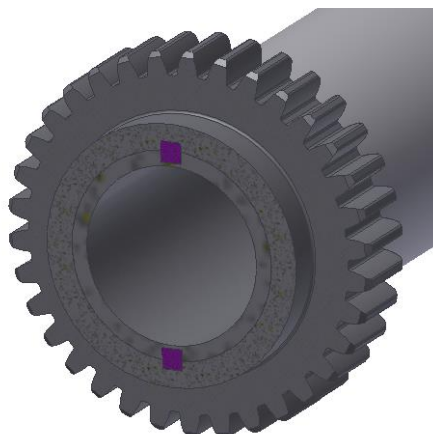
Ref.	Typ		d	D	L	A	F	max. rozsah upnutí		
9015 E	SF13		25	36,2	72	15°	M22 x 1 L	18	14	
9007 E	SE16/SE18		32	41,5	84	15°	M28 x 1 L	18	15	
9007 E2	AG20		32	41,5	84	15°	M28 x 1 L	20	17	
9016 E	SF20		32	41,5	84	15°	M30 x 1 L	20	17	
9039 E	SE25/SF26		46	60,3	120	15°	M40 x 1.5 L	26	23	
9070 E	SD32/SF32		53	69	136	15°	M47 x 1.5 L	40	34	
9112 E	SF40/SF42		62,9	78,3	157	15°	M56 x 1.5 L	42	36	
9139 E	SD50/SF51		75	98	187	15°	M68 x 1.5 L	51	45	
9179 E	VD63/SF63		90	115,8	211	15°	M82 x 1.5 L	72	61	
9187 E	SF67/AF67		89,9	115,4	180	15°	M85 x 1.5 L	74	63	
9210 E	SD80/SF81		109	138,8	241	15°	M100 x 1.5	85	73	

Obr. 65 Tabulka nabízených kleštin SCHUTTE [dttechnologies.com]

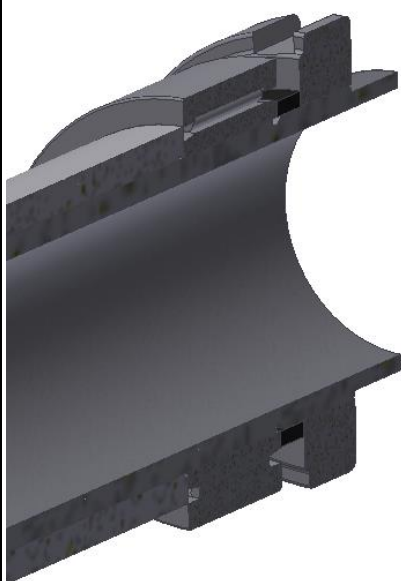
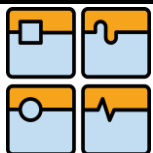
Ve střední části vřetene je uloženo vřetenové kolo, jehož hnací moment je na vřeteno převáděn pomocí páru těsných per, které jsou od sebe kvůli vyvážení umístěny po obvodu o 180°. Krouticí moment je však převáděn pouze jedním perem, druhá drážka je ve vřetenovém kole vyrobena s vůlí a druhé pero zde plní pouze vyvažovací funkci. Poloha vřetenového kola je určena distančními trubkami.



Obr. 66 Vřetenové kolo



Obr. 67 Vřetenové kolo

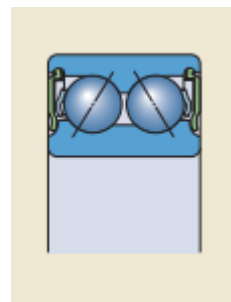


Obr. 68 Zadní část vřetene

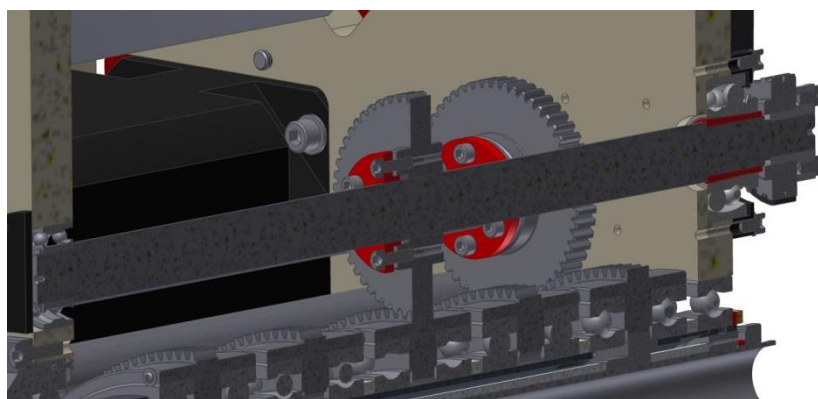
Zadní část vřetene je uložena volně na jehlovém ložisku SKF NKI 40/20, které je přitlačováno k distančním trubkám pomocí přitlačného kroužku a pojistné matice s pojišťovacím zařízením SKF KMK 8. Přitahováním pojistné matice dochází k předepnutí všech ložisek na vřetenu. SKF k zadnímu ložisku nenabízí možnost mazací náplně, proto pro něj musí být vyroben přívod mazání. Jsou dodávána s mazací drážkou a otvorem ve vnějším kroužku. Mazací médium je k tomuto ložisku přiváděno systémem kanálků vrtaných skrz vřetenový buben a rozvodný kroužek s kanálky uspořádanými do hvězdice. Rozvodný kroužek má ve středu vrtání pro připojení šroubení, ke kterému se připojí mazací zařízení.

4.5 Předloková hřídel

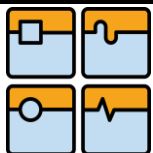
Předlokové hřídele slouží k rozvodu hnacího momentu od řemenových převodů pro jednotlivá „dvojkola“. Přední část hřídele je uložena volně v dvouřadém radiálním kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem a tuhým mazivem SKF 3205. Ložisko je uloženo volně a přední část je zakryta víčkem.



Obr. 69 Ložisko 3205

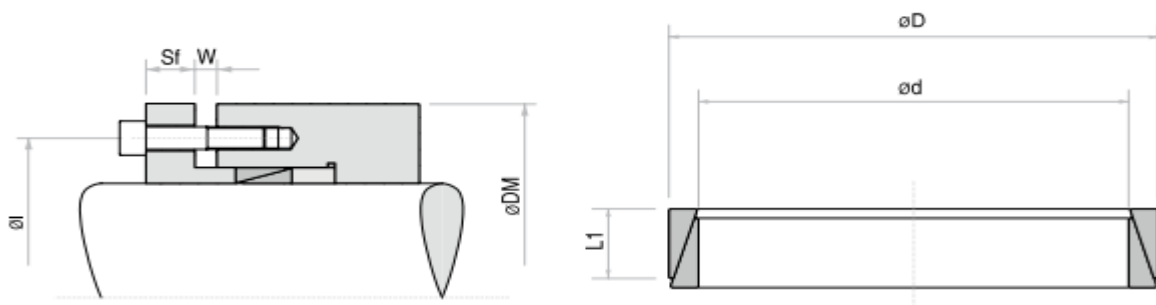


Obr. 70 Uložení předlokové hřídele

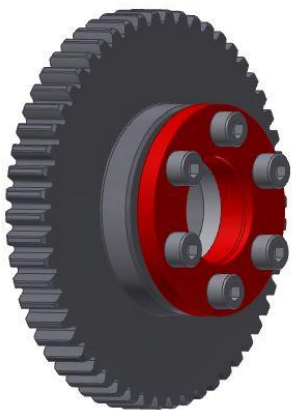


DIPLOMOVÁ PRÁCE

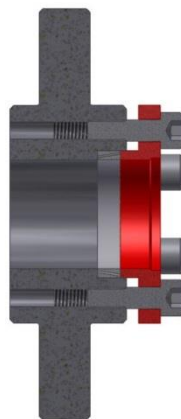
Ve střední části je uloženo předlokové ozubené kolo, které je s hřídelí spojeno systémem svěrných kroužků TLK 300-30x35 (viz. Obr.). Systém funguje tak, že kroužky mají kuželové plochy, které se při axiální stlačení radiálně deformují a rozšiřují. Touto deformací vzniká radiální síla, která zajistí přenos krouticího momentu mezi nábojem předlohového kola a hřídelí. Předpětí je na kroužcích vyvoláno přitlačným pouzdem, které má přesné rozměry pro přesné namontování na hřídel. Kroužek je přitlačován k náboji ozubeného kola po obvodě rozmístěnými šrouby. Dle katalogu výrobce byla zachována rozměrová vůle mezi čelními plochami přitlačného kroužku a náboje ozubeného kola.



Obr. 71 Svěrné pouzdro TLK 300 [11]

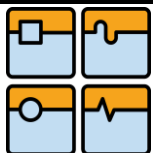


Obr. 72 Předlokové kolo - pohled



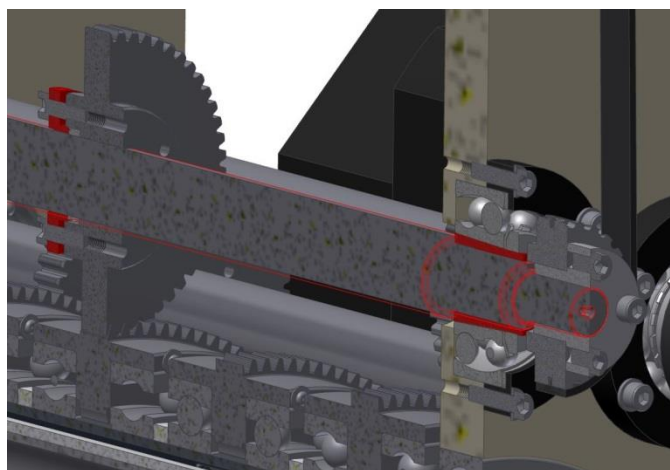
Obr. 73 Předlokové kolo - řez

Svěrné pouzdro TLK 300 není samostředící, proto musí být vyroben přitlačný kroužek s přesně vyrobeným otvorem pro nasazení na předlohovou hřídel.

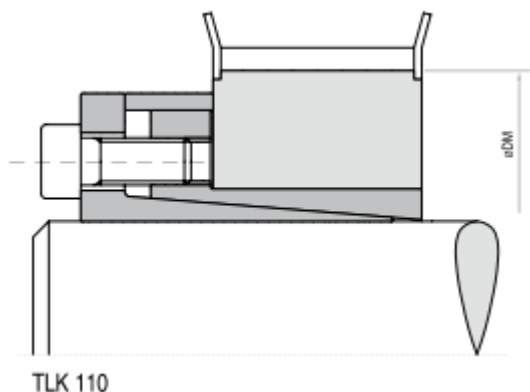
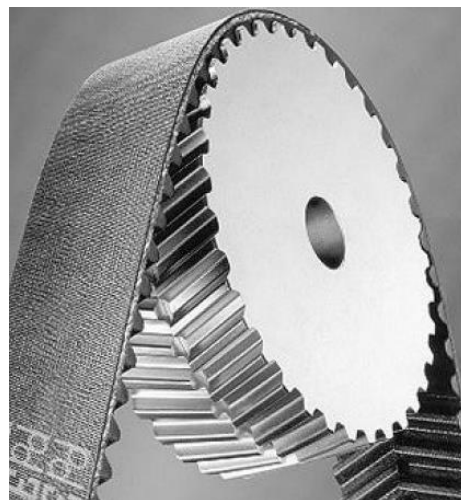


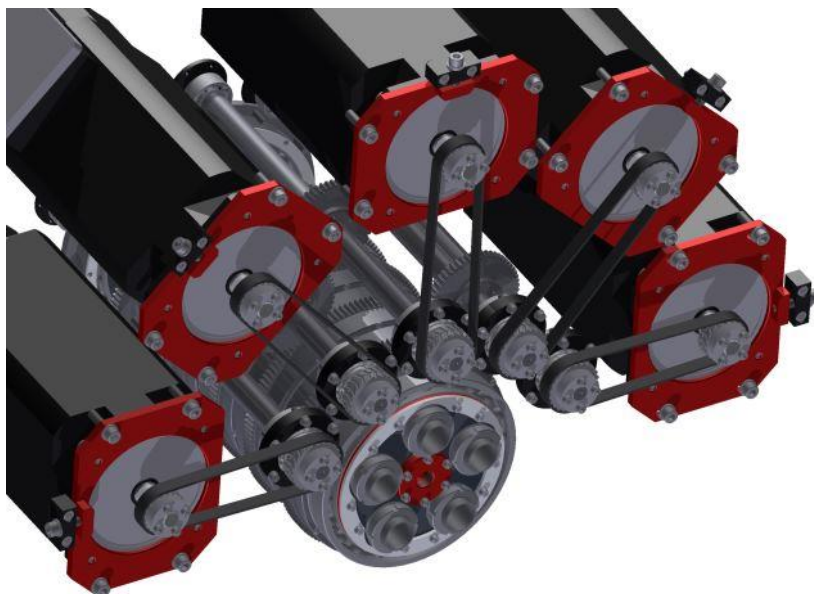
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zadní část předlokové hřídele je uložena pomocí dvouřadého radiálního naklápěcího kuličkového ložiska s upínacím pouzdem, které je axiálně zajištěno ke skříni pomocí pouzdra a je předepruto KM maticí, která je součástí upínací pouzdra. Pro toto ložisko stačí pouze vybrousit přesný průměr na hřídeli. Toto ložisko bylo zvoleno na základě předpokladu větších úhlových deformací podél střednice hřídele a je schopno tyto deformace bez problémů akceptovat.

**Obr. 74 Předloková hřídel - zadní část**

Na konci předlokové hřídele je uložena řemenice GoodYear Eagle se šípovým ozubením a přenos jejího hnacího momentu je zajištěn pomocí svěrného pouzdra TLK 110. Tento systém přenosu krouticího momentu je vzhledem k jeho hodnotám spolehlivý, pouzdra TLK 110 jsou samostředící, díky čemuž je jejich montáž velmi snadná a rychlá.

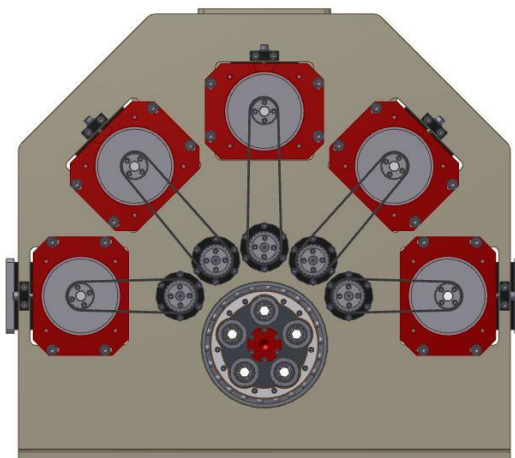
**Obr. 75 Svěrné pouzdro TLK 110 [11]****Obr. 76 Ilustrační foto - řemenice Eagle [GoodYear]**



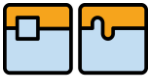
Obr. 77 Uspořádání motorů

4.6 Připojení motorů

Jak již bylo zmíněno ve výpočtové části, pohon celého mechanismu budou zajišťovat motory FANUC, jejichž výkon je na předlohové hřídele přenášen šípovými ozubenými řemeny. Na hladké hřídeli motoru je uložena řemenice a s hřídeli je spojena svěrným pouzdem TLK 110. Motory jsou uspořádány na kružnici s úhlovou roztečí 36° a orientovány směrem dovnitř skříně.



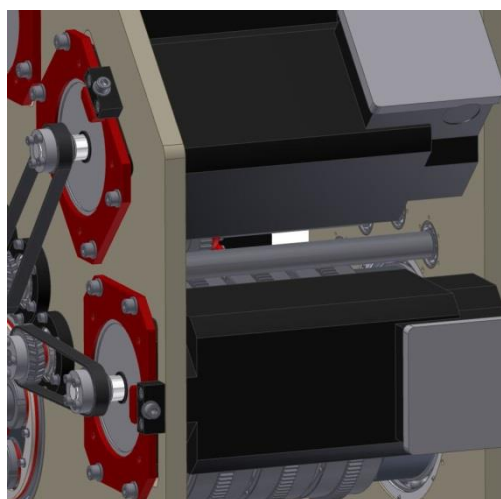
Obr. 78 Uspořádání motorů - pohled zezadu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Konstrukce uložení motorů musí zajišťovat napínání řemenového převodu. Motory jsou přimontovány k deskám, které jsou přes šroubové spoje s podélnou drážkou připevněny k zadní stěně skříně. Deska má v horní části přivařenou kostku se závitem a jejím protikusem je kostka s průchozí dírou, která je připevněna ke skříni. V této kostce je uložen stavěcí šroub, který slouží pro vyvození předpětí v řemenovém převodu. Správná hodnota předpětí se nastaví pomocí přístroje, který měří zvukovou frekvenci ručně rozkmitaného řemene.



Obr. 79 Měření předpětí řemene
[uzimex.cz]



Obr. 80 Napínací ústrojí

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5. Závěr

Cíle, kterých mělo být v diplomové práci dosaženo a jejich zhodnocení.

1. Studie konstrukčního uspořádání

Navržené konstrukční uspořádání je kompletně popsáno ve čtvrté kapitole diplomové práce, je doloženo 3D modelem a výkresem hlavní sestavy. 3D model i výkres sestavy je obsažen v příloze diplomové práce.

2. Návrh a zdůvodnění volby motorů

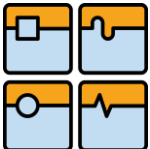
Výpočet motoru je podrobně popsán ve výpočtové části v kapitole 3.1 a na jeho základě byl zvolen asynchronní servomotor společnosti FANUC A06B – 1505B13 jehož parametry zajistí bezproblémový provoz zkušebního zařízení.

3. Návrh a zdůvodnění volby ložisek

Návrhem všech ložisek pro zkušební zařízení se zabývá kapitola 3.7, kde je podrobně popsán jejich výpočet. Nejprve je stanoveno ekvivalentní provozní zatížení ložisek a na jeho základě je stanovena trvanlivost zvolených ložisek. Všechna ložiska byla navrhována od společnosti SKF.

4. Výkres sestavy a 3D model zařízení

Výkres sestavy je obsažen v příloze diplomové práce v tištěné podobě i na přiloženém CD. Toto dále obsahuje 3D model zařízení ve formátu STEP a také PDF s elektronickou verzí diplomové práce a výpočtovou zprávou ze SW MathCAD, rovněž ve formátu PDF.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6. Literatura

- [1] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] MAREK, Jiří, a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vyd. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [3] TAJMAC-ZPS, a.s. *MORI-SAY: Konvenční vícevřetenový automat*. Zlín - Malenovice, 2012. Dostupné z: www.tajmac-zps.cz
- [4] TAJMAC-ZPS, a.s. *MORI-SAY TMZ625CNC*. Zlín - Malenovice. Dostupné z: www.tajmac-zps.cz
- [5] TAJMAC-ZPS, a.s. *MORI-SAY TMZ642CNC*. Zlín - Malenovice. Dostupné z: www.tajmac-zps.cz
- [6] TAJMAC-ZPS, a.s. *MORI-SAY TMZ842CNC*. Zlín - Malenovice. Dostupné z: www.tajmac-zps.cz
- [7] TAJMAC-ZPS, a.s. *MORI-SAY TMZ867CNC*. Zlín - Malenovice. Dostupné z: www.tajmac-zps.cz
- [8] TAJMAC-ZPS, a.s. *Technický popis stroje: MORI-SAY TMZ867CNC*. Zlín - Malenovice, 2012. Dostupné z: www.tajmac-zps.cz
- [9] FANUC FA CZ, s.r.o. *FS 30i-B Stand-Alone Type (333)*. 2013.
- [10] ZAJÍČEK, Martin, Vítěslav ADÁMEK a Miroslav HORÁK. Podpůrné materiály pro studium předmětu Pružnost a Pevnost 1: Ohyb (Deformace) - Shrnutí a základní poznatky. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp/ohyb-a-deformace/>
- [11] T.E.A TECHNIK, s.r.o. *Svěrná pouzdra: TLK 300*. 2009. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/tlk-300/>
- [12] T.E.A TECHNIK, s.r.o. *Svěrná pouzdra: TLK 110*. 2009. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/tlk-110/>

7. Seznam obrázků

Obr. 1 Vícevřetenový automat TMZ842CNC [TAJMAC-ZPS].....	4
Obr. 2 Vícevřetenový automat TMZ 832 CNC [TAJMAC-ZPS].....	4
Obr. 3 Příklady obrobků [TAJMAC-ZPS]	5
Obr. 4 Vřetenový buben [TAJMAC-ZPS]	5
Obr. 5 Vřetenový buben - 6 poloh [TAJMAC-ZPS]	6
Obr. 6 Hirthovo ozubení pro zpevnění polohy bubnu [TAJMAC-ZPS]	6
Obr. 7 Podélné suporty [TAJMAC-ZPS]	7
Obr. 8 Křížové suporty [TAJMAC-ZPS]	7
Obr. 9 Areál výrobního závodu	7
Obr. 10 Ilustrační foto [TAJMAC-ZPS].....	8
Obr. 11 MORI-SAY 620AC [TAJMAC-ZPS].....	8
Obr. 12 MORI-SAY 632AC [TAJMAC-ZPS].....	9
Obr. 13 MORI-SAY 657/667AC [TAJMAC-ZPS].....	9
Obr. 14 MORI-SAY 832/842 AC [TAJMAC-ZPS].....	10
Obr. 15 Pracovní prostor stroje [TAJMAC-ZPS]	11
Obr. 16 MORI-SAY TMZ625CNC [TAJMAC-ZPS]	11
Obr. 17 MORI-SAY TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]	12
Obr. 18 MORI-SAY TMZ842CNC [TAJMAC-ZPS]	13
Obr. 19 MORI-SAY TMZ867CNC [TAJMAC-ZPS]	13
Obr. 20 Rozměrový náčrt stroje [TAJMAC-ZPS]	15
Obr. 21 Odlitek základny [TAJMAC-ZPS].....	16
Obr. 22 Odlitek základny [TAJMAC-ZPS].....	16
Obr. 23 Odlitek skříně pohonů [TAJMAC-ZPS]	17
Obr. 24 Pohony podélných suportů [TAJMAC-ZPS].....	17
Obr. 25 Uložení motorů vřeten [TAJMAC-ZPS].....	17
Obr. 26 Odlitek vřetenové skříně [TAJMAC-ZPS].....	18
Obr. 27 Pohony křížových suportů [TAJMAC-ZPS]	18
Obr. 28 Uspořádání pohonů pracovních vřeten [TAJMAC-ZPS]	19
Obr. 29 Řez koaxiální hřídelí [TAJMAC-ZPS].....	19
Obr. 30 Konstrukční uspořádání pohonu přes ozubené dvojčelo	20
Obr. 31 Kinematické schéma mechanismu	21
Obr. 32 Technické parametry navrženého motoru [10]	24
Obr. 33 Výkonová charakteristika motoru [10].....	25
Obr. 34 Momentová charakteristika motoru [10].....	25
Obr. 35 Rozměrový nákres motoru [10].....	26
Obr. 36 Model vřetene	36
Obr. 37 Výpočtový model vřetene	37
Obr. 38 Uvolnění vřetene.....	38
Obr. 39 Výsledné vnitřní účinky vřetene v rovině XZ	39
Obr. 40 Výsledné vnitřní účinky vřetene v rovině XY	40
Obr. 41 Průběh ohybového momentu v rovině XZ.....	44
Obr. 42 Průběh ohybového momentu v rovině XY	45
Obr. 43 Uvolnění řemenice na předlohouvé hřídeli	47
Obr. 44 Uvolněná řemenice.....	47
Obr. 45 Uvolnění předlohouvé hřídele.....	48
Obr. 46 Ohybový moment v rovině XZ	49

Obr. 47 Ohybový moment v rovině XY	50
Obr. 48 Průhybová čára předlokové hřídele	56
Obr. 49 Stanovení ekvivalentního zátěžného momentu předlokové hřídele	59
Obr. 50 Ekvivalentní otáčky předlokové hřídele	61
Obr. 51 Stanovení ekvivalentního momentového zatížení vřetene	64
Obr. 52 Ekvivalentní otáčky vřetene	66
Obr. 53 Zkušební zařízení - pohled	69
Obr. 54 Skříň zkušebního zařízení	70
Obr. 55 Náskres svařence skříně	70
Obr. 56 Vřetenový bubnu.....	71
Obr. 57 Svařenec bubnu.....	71
Obr. 58 Náskres svařence bubnu.....	72
Obr. 59 Dvojkolo - pohled	72
Obr. 60 Náskres uspořádání uložených "dvojkol" na bubnu.....	73
Obr. 61 Vřetenový bubnu - pohled zepředu.....	73
Obr. 62 Náskres přední části bubnu	74
Obr. 63 Přední část vřetene.....	74
Obr. 64 Ložiska SKF 71908 [SKF].....	74
Obr. 65 Tabulka nabízených kleštin SCHUTTE [dttechnologies.com]	75
Obr. 66 Vřetenové kolo.....	75
Obr. 67 Vřetenové kolo.....	75
Obr. 68 Zadní část vřetene	76
Obr. 69 Ložisko 3205	76
Obr. 70 Uložení předlokové hřídele	76
Obr. 71 Svěrné pouzdro TLK 300 [11]	77
Obr. 72 Předlokové kolo - pohled	77
Obr. 73 Předlokové kolo - řez.....	77
Obr. 74 Předloková hřídel - zadní část	78
Obr. 75 Svěrné pouzdro TLK 110 [11].....	78
Obr. 76 Ilustrační foto - řemenice Eagle [GoodYear]	78
Obr. 77 Uspořádání motorů	79
Obr. 78 Uspořádání motorů - pohled zezadu.....	79
Obr. 79 Měření předpětí řemene [uzimex.cz]	80
Obr. 80 Napínací ústrojí.....	80

8. Seznam tabulek

Tab. 1 Technické parametry MORI-SAY 620AC [TAJMAC-ZPS]	9
Tab. 2 Technické parametry MORI-SAY 632/642 AC [TAJMAC-ZPS]	9
Tab. 3 Technické parametry MORI-SAY 657/667 AC [TAJMAC-ZPS]	10
Tab. 4 Technické parametry MORI-SAY 832/842 AC [TAJMAC-ZPS]	10
Tab. 5 Technické parametry TMZ625CNC [TAJMAC-ZPS]	12
Tab. 6 Technické parametry TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]	12
Tab. 7 Technické parametry TMZ842CNC [TAJMAC-ZPS]	13
Tab. 8 Technické parametry TMZ867CNC [TAJMAC-ZPS]	14
Tab. 9 Zadané parametry	22
Tab. 10 Volba počtu zubů	22
Tab. 11 Momenty setrvačnosti jednotlivých členů mechanismu	26

9. Seznam použitých parametrů

Z_1	Počet zubů řemenice na motoru
Z_2	Počet zubů řemenice na předlokové hřídeli
Z_3	Počet zubů na předlohovém kole
Z_4	Počet zubů vnějšího ozubení dvojkola
Z_5	Počet zubů vnitřního ozubení dvojkola
Z_6	Počet zubů vřetenového kola
i_{12}	Převodový poměr řemenového převodu
i_{34}	Převodový poměr mezi předlohovým kolem a vnějším ozubením dvojkola
i_{56}	Převodový poměr mezi vnitřním ozubením dvojkola a vřetenovým kolem
i	Celkový převodový poměr
η_K	Účinnost jehlového ložiska
η_V	Účinnost kuličkového ložiska
η_O	Účinnost ozubeného převodu
$\eta_{\dot{r}}$	Účinnost řemenového převodu
η_{celk}	Celková účinnost mechanismu
M_{k1V}	Návrhový krouticí moment vřetene
M_{k2V}	Návrhový krouticí moment předlokové hřídele
M_{kmV}	Návrhový krouticí moment motoru
P_{1V}	Návrhový výkon vřetene
P_{mV}	Návrhový výkon motoru
n_{JMm}	Návrhové jmenovité otáčky motoru
n_{Smax}	Maximální otáčky motoru dle zadání
M_{Sk1}	Skutečný krouticí moment vřetene
M_{Sk2}	Skutečný krouticí moment předlokové hřídele
M_{Skm}	Skutečný krouticí moment motoru
P_{S1}	Skutečný výkon vřetene
P_{Sjm}	Skutečný výkon motoru
J_1	Moment setrvačnosti řemenice motoru
J_2	Moment setrvačnosti řemenice předlohy
J_3	Moment setrvačnosti předlohového kola
J_4	Moment setrvačnosti ozubeného dvojkola
J_5	Moment setrvačnosti vřetenového kola
J_{mot}	Moment setrvačnosti motoru
J_{vr}	Moment setrvačnosti vřetene
J_{ph}	Moment setrvačnosti předlokové hřídele
J_{red}	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
ϵ_m	Úhlové zrychlení motoru

t_r	Doba rozběhu vřetene
ϵ_{mp}	Úhlové zrychlení motoru při jeho přetížení
t_{rP}	Doba rozběhu vřetene při jeho přetížení
t_r	Doba rozběhu vřetene
m_n	Normálový moment ozubení
α_z	Úhel záběru
h_a	Výška hlavy zubu
h_f	Výška paty zubu
h	Výška zubu
p	Rozteč zubů
s	Šířka zubové mezery
c	Hlavová vůle
ρ_f	Poloměr křivosti přechodové křivky
d_6	Průměr roztečné kružnice vřetenového kola
d_{a6}	Průměr patní kružnice vřetenového kola
d_{f6}	Průměr hlavové kružnice vřetenového kola
d_5	Průměr roztečné kružnice vnitřního ozubení dvojkola
d_{a5}	Průměr patní kružnice vnitřního ozubení dvojkola
d_{f5}	Průměr hlavové kružnice vnitřního ozubení dvojkola
d_4	Průměr roztečné kružnice vnějšího ozubení dvojkola
d_{a4}	Průměr patní kružnice vnějšího ozubení dvojkola
d_{f4}	Průměr hlavové kružnice vnějšího ozubení dvojkola
d_3	Průměr roztečné kružnice předlohového kola
d_{a3}	Průměr patní kružnice předlohového kola
d_{f3}	Průměr hlavové kružnice předlohového kola
n_3	Otáčky předlohového kola
n_{45}	Otáčky ozubeného dvojkola
n_6	Otáčky vřetenového kola
b	Šířka ozubení
v_{56}	Obvodová rychlost mezi vřetenovým kolem a dvojkolem
F_{t56}	Obvodová síla mezi vřetenovým kolem a dvojkolem
Y_{56}	Součinitel tvaru mezi vřetenovým kolem a dvojkolem
K_{V56}	Součinitel dynamických sil mezi vřetenovým kolem a dvojkolem
σ_{F56}	Napětí v ohybu dle Lewise mezi vřetenovým kolem a dvojkolem
k_{o56}	Bezpečnost zubu v ohybu mezi vřetenovým kolem a dvojkolem
v_{34}	Obvodová rychlost mezi dvojkolem a předlohovým kolem
F_{t34}	Obvodová síla mezi dvojkolem a předlohovým kolem
Y_{34}	Součinitel tvaru mezi dvojkolem a předlohovým kolem

K_{V34}	Součinitel dynamických sil mezi dvojkolem a předlohovým kolem
σ_{F34}	Napětí v ohybu dle Lewise mezi dvojkolem a předlohovým kolem
k_{o34}	Bezpečnost zubu v ohybu mezi dvojkolem a předlohovým kolem
E	Modul pružnosti v tahu oceli
μ	Poissonovo číslo
Z_E	Součinitel mechanických vlastností ozubených kol
σ_{Hlim}	Limitní napětí v dotyku pro ozubená kola
σ_{H1}	Napětí v dotyku ve valivém bodě
S_{H1}	Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození
σ_{H2}	Napětí v dotyku ve valivém bodě
S_{H2}	Součinitel bezpečnosti proti únavovému poškození
F_{tC}	Zatěžující síla od ozubeného kola v tečném směru
F_{rC}	Zatěžující síla od ozubeného kola v radiálním směru
R_{param}	Reakční síly od zatěžujících sil, indexy vysvětleny ve výpočtech
w_{Bz}	Průhyb vřetene v místě B
M_{oy}	Ohybový moment kolem osy y
M_{oz}	Ohybový moment kolem osy z
R_e	Mez kluzu materiálu
R_m	Mez pevnosti materiálu
σ_{Red}	Redukované napětí
W_o	Modul průřezu v ohybu
W_k	Modul průřezu v krutu
k	Vypočítaná bezpečnost
θ	Úhel řemenu
σ_D	Dovolené napětí
$v(x)^{II}$	Diferenciální rovnice průhybové čáry
d_n	Výpočtový průměr předlohové hřídele
C	Integrační konstanta průhybové čáry
D	Integrační konstanta průhybové čáry
E	Integrační konstanta průhybové čáry
J_y	Kvadratický moment průřezu
S_H	Plocha průřezu předlohové hřídele
ω_1	První kritická úhlová rychlost předlohové hřídele
M_{k2e}	Jednotlivé ekvivalentní krouticí momenty
M_{Ekv}	Výsledný ekvivalentní moment
n_e	Jednotlivé ekvivalentní otáčky
n_{Ekv}	Výsledné ekvivalentní otáčky
C_Z	Základní dynamická únosnost ložisek
L_D	Trvanlivost ložiska