ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh smykadla multifunkčního centra S200 – MT s využitím pohonu Direct Drive a vestavnou A osou

Autor: **Bc. Josef KOZÁK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	**Bc. Josef KOZÁK**
Osobní číslo:	**S18N0029P**
Studijní program:	**N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Stavba výrobních strojů a zařízení**
Téma práce:	**Návrh smykadla multifunkčního centra S200 – MT s využitím pohonu Direct Drive a vestavnou A osou**
Zadávající katedra:	**Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:
Analýza problému konstrukčního uzlu. Návrh smykadla multifunkčního centra.

Základní technické údaje:
Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:
1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Rozsah diplomové práce: **50-70 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999

BRENÍK, P., PÍČ, J. *Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty*. Praha: SNTL, 1986

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Kubíček**
ŠKODA MACHINE TOOL a.s., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**

Západočeská univerzita v Plzni Fakulta strojní

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2019

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.
Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne: ……. . . . . . .

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Doc. Ing. Jaroslavu Krátkému, Ph.D. a panu Ing. Petru Bernadinovi Ph.D. za cenné rady, odborné poznámky a vedení během zpracovávání této diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat konzultantovi panu Ing. Jiřímu Kubíčkovi ze Škody Machine Tool za skvělé odborné připomínky k danému tématu a panu Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi za pomoc s návrhem mazacího systému ložisek. Poděkovat bych chtěl také své rodině za podporu při studiu.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Kozák	**Jméno** Josef	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Doc. Ing. Krátký,Ph.D.	**Jméno** Jaroslav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	**DIPLOMOVÁ**	~~**BAKALÁŘSKÁ**~~	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Návrh smykadla multifunkčního centra S200 – MT s využitím pohonu Direct Drive a vestavnou A osou		

FAKULTA	strojní		**KATEDRA**	KKS		**ROK ODEVZD.**	2020

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	214		**TEXTOVÁ ČÁST**	90		**GRAFICKÁ ČÁST**	56

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh smykadla multifunkčního stroje S200 – MT s využitím přímého pohonu, variantní návrh pohonu vestavěné A osy a rozpracování vybrané varianty, výpočty a návrh jednotlivých částí, porovnání navržených parametrů pohonů s konkurenty a MKP simulaci tuhosti smykadla.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	Smykadlo, přímí pohon, hlavní pohon, vestavěná osa, nástrojová hlava, přívody, rotační přívod, CAD, MKP,

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	**Surname** Kozák	**Name** Josef	
FIELD OF STUDY	2302T019 "Design of Manufacturing Machines and Equipment"		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Doc. Ing. Krátký,Ph.D.	**Name** Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	**DIPLOMA**	~~**BACHELOR**~~	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Design of a ram with build – in A axis of multifunctional center S200 – MT using Direct Drive		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Machine Design		**SUBMITTED IN**	2020

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	214		**TEXT PART**	90		**GRAPHICAL PART**	56

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	This diploma thesis is focused on design of a ram of a multifunctional center S200 – MT using direct drive, variant design of the build – in A axis drive and elaboration of selected drive, calculation and design of individual parts, comparison of designed drive parameters with competitors and FEM stiffness simulation of the ram.
KEY WORDS	Ram, direct drive, main drive, build – in axis, tool head, inlets, rotary inlet, CAD, FEA

Obsah

Seznam obrázků ... 10
Seznam tabulek ... 12
Seznam příloh ... 14
Seznam výkresů ... 14
Seznam použitých zkratek ... 15
1 Úvod ... 17
2 Představení zadavatele úkolu ... 18
3 Úvod do problematiky ... 19
3.1 Obrábění ... 19
3.2 Univerzální vodorovný soustruh ... 19
3.3 Vodorovná stolová frézka ... 20
4 Popis multifunkčního centra S200 -MT ... 20
4.1 Soustružnické lože ... 24
4.2 Soustružnický vřeteník ... 24
4.3 Koník ... 24
4.4 Opěra ... 24
4.5 Frézovací lože ... 25
4.6 Frézovací věž ... 25
4.7 Frézovací vřeteník ... 25
4.8 Smykadlo ... 25
4.9 Systém výměny nástrojů ... 27
4.10 Pick – up systém pro výměnu hlav ... 28
4.11 Systém odvodu třísek ... 28
4.12 Parametry S200 – MT ... 28
5 Parametry konkurenčních strojů ... 29
5.1 GEORG ... 29
5.2 WALDRICH SIEGEN ... 30
5.3 GEMINIS ... 30
5.4 WEINGÄRTNER MACHINENBAU ... 31
6 Parametry frézovacích hlav ŠMT a konkurentů ... 32
6.1 Škoda Machine Tool ... 32
6.2 Fermat ... 33
6.3 TOS Varnsdorf ... 33
7 Stávajícího řešení a požadavky na nový konstrukční návrh ... 33
8 Kritéria pro hodnocení ... 34

9 Volba motorů 34
9.1 Hlavního pohonu 34
9.1.1 Přímý pohon 34
9.1.2 Varianta 1 (Elektromotor + planetová převodovka) 36
9.1.3 Varianta 2 (Hydromotor) 37
9.1.4 Hodnocení variant hlavního pohonu 38
9.2 Pohon osy A 38
9.2.1 Varianta 1 (Trojkolí) 38
9.2.2 Varianta 2 (Master/slave) 40
9.2.3 Varianta 3 (Dva prstencové motory) 42
9.2.4 Hodnocení variant pohonu osy A 43
10 Popis konstrukčního návrh a jeho částí 43
11 Stanovení zátěžných stavů a budících frekvencí 44
11.1.1 1. Zátěžný stav 45
11.1.2 2. Zátěžný stav 45
11.1.3 3. Zátěžný stav 45
11.2 Budící frekvence od obrábění 46
12 Konstrukční návrh hlavního pohonu 46
12.1 Návrh pohonného hřídele 46
12.1.1 Krut 47
12.1.2 Ohyb 48
12.1.3 Kontrola pohonné hřídele 48
12.2 Kontrola hřídele rotoru 50
12.2.1 Napětí způsobené excentricitu rotoru 51
12.3 Kontrola konce pohonné hřídele (části v rotoru hlavního pohonu) 52
12.4 Kontrola ložisek hlavního pohonu 54
12.4.1 Mazání mlhou 56
12.4.2 Mazání oběhové 56
12.4.3 Mazání tukové 57
12.4.4 Shrnutí výsledků 57
12.5 Prodloužení pohonné hřídele vlivem oteplení ložisek 58
12.6 Návrh drážkování hlavního pohonu 58
12.6.1 Spoj pohonné hřídele a ložiskového náboje 59
12.6.2 Spoj ložiskového náboje a nástrojové hlavy 59
12.7 Kontrola kamenů držící hlavní pohon 60
12.8 Návrh svěrné spojky 61
12.9 Kontrola šroubových spojů hlavního pohonu 62

12.9.1 Spoj kamenů se statickou části motoru ... 62
12.9.2 Spoj ložiskového náboje s pohonnou hřídelí ... 62
13 Konstrukční návrh osy A ... 63
13.1 Návrh pera tělesa osy A ... 63
13.2 Návrh ložiska osy A ... 64
13.2.1 Přímá hlava ... 65
13.2.2 Úhlová hlava ... 67
13.3 Kontrola šroubových spojů osy A ... 68
13.3.1 Spoj víka smykadla a těla smykadla ... 69
13.3.2 Spoj příruby a muzikusu ... 70
13.3.3 Spoj příruby a rotačního dílu medií osy A ... 70
13.3.4 Spoj spojky rotorů ... 71
14 Konstrukční návrh přívodů ... 71
14.1 Chladící přívody motorů ... 71
14.2 Přívody mazání ložisek a oleje do jistící jednotky ... 72
14.3 Přívody pro nástrojové hlavy ... 72
15 MKP výpočty ... 74
15.1 Modální analýza hlavního pohonu ... 74
15.2 Deformace smykadla od vlastní tíhy ... 78
15.2.1 Deformace smykadla od vlastní tíhy ... 78
15.2.2 Zjištění předepínací síly tyčí ... 80
15.2.3 Deformace smykadla od vlastní tíhy s předepínacími tyčemi ... 81
15.3 Tuhostní analýza smykadla ... 82
15.3.1 Bez předepínacích tyčí ... 83
15.3.2 S předepínacími tyčemi ... 85
16 Komplexní zhodnocení navrhnutého řešení ... 86
17 Závěr ... 88
18 Použité zdroje ... 90

Seznam obrázků

obr. 1: Logo společnosti Škoda Machine Tool (1) ... 18
obr. 2: Horizontální vyvrtávačka z období okolo roku 1912 (vlevo) a z roku 1940 (vpravo) (1) ... 18
obr. 3: Univerzální vodorovný soustruh (2) ... 19
obr. 4: Vodorovná stolová frézka (2) ... 20
obr. 5: Stroj ECOMILL firmy Emco-Mecof (3) ... 20
obr. 6: Nárys a půdorys koncepce pracoviště stroje S200 – MT (4) ... 21
obr. 7: Frézovací a soustružnické hlavy ... 22

obr. 8: Ukázky obráběcích operací (Soustružení - Vlevo nahoře, Frézování - vpravo nahoře, Pětiosé obrábění - vlevo dole, měření - vpravo dole) (1) 23
obr. 9: Ideový návrh multifunkčního stroje S - MT s kryty (1) 23
obr. 10: Ideový návrh multifunkčního stoje S - MT bez krytů (4) 24
obr. 11: Rozměry smykadla 25
obr. 12: Schéma stávajícího řešení smykadla 26
obr. 13: Výměna nástrojů (1) 27
obr. 14: Pick - up systém (1) 28
obr. 15: George ultraturn MC (5) 29
obr. 16: ProfiTurn M firmy Waldrich Siegen (6) 30
obr. 17: Stroj GM9 firmy GEMINIS (7) 31
obr. 18: Stroj mpmc firmy Weingärtner machinenbau (8) 31
obr. 19: Frézovací hlavy (Pravoúhlá – vpravo, Univerzální – vlevo) (1) 32
obr. 20: Přímý pohon firmy PHASE (1) 35
obr. 21: Charakteristika výstupních veličin přímého pohonu (1) 35
obr. 22: Typy provozu S1 a S6 (Stav S1 – vlevo, Stav S6 – vpravo) (10) 36
obr. 23: Synchronní elektromotor s planetovou převodovkou 37
obr. 24: Momentová a výkonová charakteristika 37
obr. 25: Rotační hydromotor 37
obr. 26: Mechanismus s vloženým kolem 38
obr. 27: Záběr zubů vymezující vůle 39
obr. 28: Momentová charakteristika motoru 1FT7084 – 5AC74 – 1MG1 – Z J09 (11) 40
obr. 29: Systém Master/slave 41
obr. 30: Momentová charakteristika motoru 1FT7042 – 5AF74 – 1MG1 – Z J12 (11) 42
obr. 31: Zdvojení prstenových motorů 43
obr. 32: Skica konstrukčního návrhu 44
obr. 33: Průřez pohonné hřídele 47
obr. 34: Zjednodušený výpočtový model pohonné hřídele 47
obr. 35: Výpočetní model pohonné hřídele pro výpočet napětí od vlastní hmotnosti 48
obr. 36: Skica hřídele rotoru s rotorem a jejich uložením 50
obr. 37: Průběh excentrické síly dle katalogu PHASE (14) 52
obr. 38: Zjednodušený výpočtový model konce pohonného hřídele 53
obr. 39: Klasické provedení přesných kosoúhlých ložisek(16) 54
obr. 40: Provedení s přímým mazáním (vlevo – drážka v náboji, vpravo drážka v kroužku ložiska) (16) 55
obr. 41: 3D pohled na model mazacího systému 55
obr. 42: 2D pohled na model mazacího systému 56
obr. 43: Ložiskový náboj hlavního pohonu 58
obr. 44: Kameny v těle smykadla 60
obr. 45: Pohled na kameny v příčném řezu smykadla 60
obr. 46: Popis částí svěrné spojky HSD (17) 61
obr. 47: Umístění šroubů kamenů 62
obr. 48: Popis zajištění tělesa osy A 63
obr. 49: Detail YRTC ložiska (18) 64
obr. 50: Konstrukční omezení pro volbu ložiska 65
obr. 51: Transformace řezných sil u přímé hlavy 65
obr. 52: Transformace řezných sil u úhlové hlavy 67
obr. 53: Šrouby osy A 69
obr. 54: Umístění šroubů víka smykadla a těla smykadla 69
obr. 55: Umístění šroubů příruby a mezikusu 70

obr. 56: Přívod a odvod chlazení hlavního motoru a motoru osy A 72
obr. 57: Přívody k ložiskům a jistící jednotce 72
obr. 58: Přívody pro propojení médií na čele příruby a upínače nástrojových hlav 73
obr. 59: Těsnění rotačního přívodu médií osy A 73
obr. 60: Rotační elektrický přívod firmy Rietech(19) 74
obr. 61: Model pohonné hřídele 74
obr. 62: Nasíťovaný model pohonné hřídele 75
obr. 63: Okrajové podmínky pohonné hřídele 75
obr. 64: První a druhý tvar vlastního kmitu 76
obr. 65: Třetí a čtvrtý tvar vlastního kmitu 76
obr. 66: Pátý a šestý tvar vlastního kmitu 77
obr. 67: Sedmí tvar vlastního kmitu 77
obr. 68: Osmý a devátý tvar vlastního kmitu 77
obr. 69: Model smykadla 78
obr. 70: Nasíťovaný model smykadla 79
obr. 71: Okrajové podmínky smykadla 79
obr. 72: Výsledná deformace smykadla 80
obr. 73: Velikost děr pro předepínací tyče 80
obr. 74: Nasíťovaný model smykadla s předepínacími tyčemi 81
obr. 75: Okrajové podmínky smykadla s předepínacími tyčemi 81
obr. 76: Výsledná deformace smykadla s předepínacími tyčemi 82
obr. 77: Polohy smykadla 83
obr. 78: Použité nástrojové hlavy 83
obr. 79: Model smykadla 84
obr. 80: Nasíťovaný model smykadla 84
obr. 81: Model s okrajovými podmínkami 84
obr. 82: Nasíťovaný model s předepínacími tyčemi 85
obr. 83: Zatížený model s předepínacími tyčemi 86

Seznam tabulek

tab. 1: Rozdělení obráběcích strojů dle hlavního řezného pohybu 19
tab. 2: Parametry stoje S200 - MT 29
tab. 3: Parametry Ultraturn MC od firmy GEORG (5) 29
tab. 4: Parametry stroje ProfiTurn firmy Waldrich Siegen (6) 30
tab. 5: Parametry stroje GM9 firmy GEMINIS (7) 31
tab. 6: Parametry stroje mpmc 2000 firmy Weingärtner machinenbau (8) 32
tab. 7: Frézovací hlavy firmy ŠMT 33
tab. 8: Frézovací hlavy firmy Fermat 33
tab. 9: Frézovací hlavy firmy TOS Varnsdorf 33
tab. 10: Parametry motorů stávajícího řešení 33
tab. 11: Požadované parametry motorů nového návrhu 34
tab. 12: Kritéria pro hodnocení 34
tab. 13: Parametry přímého pohonu firmy PHASE (1) 35
tab. 14: Hodnocení variant hlavního pohonu 38
tab. 15: Hodnoty pro výpočet varianty 1 39
tab. 16: Parametry motoru 1FT7084 – 5AC74 – 1MG1 – Z J09 (11) 40
tab. 17: Hodnoty pro výpočet varianty 1 41
tab. 18: Parametry motoru 1FT7042 – 5AF74 – 1MG1 – Z J12 (11) 41

tab. 19: Parametry motoru T - 1FW6 - 0PB150 - 2JC3(11) ... 42
tab. 20: Hodnocení variant pohonu osy A ... 43
tab. 21: Parametry 1. zátěžného stavu ... 45
tab. 22: Parametry 2. zátěžného stavu ... 45
tab. 23: Velikost sil 3. zátěžného stavu ... 46
tab. 24: Výsledné zátěžné stavy ... 46
tab. 25: Frézovací nástroje pro výpočet budících frekvencí ... 46
tab. 26: Budící frekvence od obrábění ... 46
tab. 27: Výsledky tuhosti a kritických otáček v krutu ... 48
tab. 28: Výsledky tuhostí a kritických otáček v ohybu ... 48
tab. 29: Mechanické vlastnosti materiálu pohonné hřídele(13) ... 48
tab. 30: Výsledky napětí v pohonné hřídeli od vlastní hmotnosti ... 49
tab. 31: Důležité parametry pro výpočet napětí v hřídeli rotoru ... 50
tab. 32: Mechanické vlastnosti materiálu hřídele rotoru (13) ... 50
tab. 33: Výsledky tuhostí a kritických otáček v krutu a ohybu ... 54
tab. 34: Přesné označení ložisek hlavního pohonu ... 55
tab. 35: Uvažované teploty v mazacím systému ... 55
tab. 36: Teplotně stabilní otáčky pro mazání mlhou ... 56
tab. 37: Velikost chladiče pro mazání mlhou ložisek hlavního pohonu ... 56
tab. 38: Teplotně stabilní otáčky pro oběhové mazání ... 57
tab. 39: Velikost chladiče pro oběhové mazání ložisek hlavního pohonu ... 57
tab. 40: Teplotně stabilní otáčky pro tukové mazání ... 57
tab. 41: Velikost chladiče pro tukové mazání ložisek hlavního pohonu ... 57
tab. 42: Výsledné teplotně stabilní otáčky pro hřídele rotoru ... 57
tab. 43: Výsledné teplotně stabilní otáčky pro přední ložiska ... 57
tab. 44: Statické bezpečnosti a životnosti ložisek hlavního pohonu ... 58
tab. 45: Parametry pro výpočet drážkování ... 59
tab. 46: Mechanické vlastnosti materiálů použitých ve spoji (13) ... 59
tab. 47: Rozměrové parametry a bezpečnosti navrženého drážkování ... 59
tab. 48: Mechanické vlastnosti materiálů použitých ve spoji (13) ... 59
tab. 49: Rozměrové parametry a bezpečnosti navrženého drážkování ... 60
tab. 50: Rozměry kamene ... 61
tab. 51: Mechanické vlastnosti materiálů ve spoji kámen/ tělo smykadla ... 61
tab. 52: Vybrané parametry svěrné spojky HSD 125 - 22 x 125 ... 62
tab. 53: Zatížení a umístění šroubů kamenů ... 62
tab. 54: Šrouby kamenů ... 62
tab. 55: Zatížení a umístění šroubů ložiskového náboje ... 63
tab. 56: Šrouby ložiskového náboje ... 63
tab. 57: Mechanické vlastnosti materiálů pera, těla smykadla, tělesa osy A ... 63
tab. 58: Rozměry pera tělesa osy A ... 64
tab. 59: Parametry ložiska YRTC 325 XL ... 65
tab. 60: Parametry pro výpočet ložiska při přímé hlavě ... 66
tab. 61: Parametry pro výpočet ložiska při úhlové hlavě ... 67
tab. 62: Zatížení a umístění šroubů víka smykadla a těla smykadla ... 69
tab. 63: Šrouby víka smykadla a těla smykadla ... 70
tab. 64: Zatížení a umístění šroubů příruby a mezikusu ... 70
tab. 65: Šroubové spojení příruby a mezikusu ... 70
tab. 66: Zatížení a umístění šroubů spojení příruby a rotačního dílu médií osy A ... 71
tab. 67: Šroubové spojení příruby a rotačního dílu médií osy A ... 71
tab. 68: Zatížení a umístění šroubů spojení rotoru osy A ... 71

tab. 69: Šroubové spojení rotorů morotru osy A 71
tab. 70: Výsledky vlastních frekvencí 76
tab. 71: Pracovní otáčky a budící frekvence od nástrojů 76
tab. 72: Materiál smykadla 79
tab. 73: Maximální deformace smykadla od vlastní tíhy 80
tab. 74: Parametry předepínacích tyčí 80
tab. 75: Maximální deformace smykadla od vlastní tíhy s předepínacími tyčemi 82
tab. 76: Velikosti řezných sil zátěžných stavů v souřadném systému modelu 84
tab. 77: Tuhosti smykadla při použití soustružnické hlavy 85
tab. 78: Tuhosti smykadla při použití přímé hlavy 85
tab. 79: Tuhosti smykadla při použití úhlové hlavy 85
tab. 80: Tuhosti smykadla při použití soustružnické hlavy s předepínacími tyčemi 86
tab. 81: Tuhosti smykadla při použití přímé hlavy s předepínacími tyčemi 86
tab. 82: Tuhosti smykadla při použití úhlové hlavy s předepínacími tyčemi 86
tab. 83: Požadované hodnoty a navržené hodnoty pohonů 87
tab. 84: Parametry frézovací části konkurenčních strojů 87
tab. 85: Parametry frézovacích hlav 87

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výpočet mazání mlhou ložisek hlavního pohonu

Příloha č. 2 – Výpočet oběhového mazání ložisek hlavního pohonu

Příloha č. 3 – Výpočet tukového mazání ložisek hlavního pohonu

Příloha č. 4 – Výpočet statické bezpečnosti a životnosti ložisek hlavního pohonu

Příloha č. 5 – Výpočet evolventního drážkování spoje pohonné hřídele a ložiskového náboje

Příloha č. 6 – Výpočet evolventního drážkování spoje ložiskového tělesa a nástrojové hlavy

Příloha č. 7 – Výpočet šroubového spoje kamenů a statické části hlavního pohonu

Příloha č. 8 – Výpočet šroubového spoje ložiskového náboje a pohonné hřídele

Příloha č. 9 – Výpočet šroubového spoje těla smykadla a víka smykadla

Příloha č. 10 – Výpočet šroubového spoje příruby a mezikusu

Příloha č. 11 – Výpočet šroubového spoje příruby a rotačního dílu

Příloha č. 12 – Výpočet šroubového spoje spojky rotorů

Seznam výkresů

Výkres sestavy smykadla

Výkres sestavy hlavního pohonu

Výkres sestavy osy A

Výrobní výkres muzikusu

Výrobní výkres levého statorového tělesa

Seznam použitých zkratek

Označení	Název	Jednotka
$D_{mezikolo}$	Průměr mezikola	[mm]
$D_{pastorek}$	Průměr pastorku	[mm]
i_{12}	Převodový poměr kol 1,2	[-]
$D_{věnec}$	Průměr věnce	[mm]
i_{23}	Převodový poměr kol 2,3	[-]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
M_{osaA}	Moment osy A	[Nm]
M_M	Moment motoru	[Nm]
M_p	Moment převodovky	[Nm]
i_{prev}	Převodový poměr převodovky	[-]
M_1	Moment 1. zátěžného stavu	[Nm]
D_{fr1}	Průměr frézy 1. zátěžného stavu	[mm]
F_{o1}	Obvodová síla 1. zátěžného stavu	[N]
F_{r1}	Radiální síla 1. zátěžného stavu	[N]
F_{a1}	Axiální síla 1. zátěžného stavu	[N]
M_2	Moment 2. zátěžného stavu	[Nm]
D_{fr2}	Průměr frézy 2. zátěžného stavu	[mm]
F_{o2}	Obvodová síla 2. zátěžného stavu	[N]
F_{r2}	Radiální síla 2. zátěžného stavu	[N]
F_{a2}	Axiální síla 2. zátěžného stavu	[N]
z_{f1}	Počet zubů frézy 1. zátěžného stavu	[-]
n_1	Otáčky 1. zátěžného stavu	[1/min]
f_{b1}	Budící frekvence 1. zátěžného stavu	[Hz]
z_{f2}	Počet zubů frézy 2. zátěžného stavu	[-]
n_2	Otáčky 2. zátěžného stavu	[1/min]
f_{b2}	Budící frekvence 2. zátěžného stavu	[Hz]
S	Plocha průřezu	$[mm^2]$
J	Kvadratický moment průřezu	$[mm^4]$
J_k	Polární kvadratický moment průřezu	$[mm^4]$
m	Hmotnost	[kg]
D_{ph}	Vnější průměr pohonné hřídele	[mm]
d_{ph}	Průměr otvoru v pohonné hřídeli	[mm]
l_{ph}	Délka pohonné hřídele	[mm]
ρ	Hustota	$[kg/m^3]$
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
k_φ	Torzní tuhost	[kN/mm]
k_y	Ohybová tuhost	[kN/mm]
n_k	Kritické otáčky v krutu	[1/min]
g	Tíhové zrychlení	$[m/s^2]$
F_g	Tíha tělesa	[N]
y_{ph}	Průhyb pohonné hřídele	[mm]
n_{ko}	Kritické otáčky v ohybu	[1/min]
W_o	Průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
W_k	Průřezový modul v krutu	$[mm^3]$

R_A	Reakce v místě A	[N]
R_B	Reakce v místě B	[N]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[Nmm]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
S_{hr}	Plocha průřezu hřídele rotoru	[mm^2]
D_{hr}	Vnější průměr hřídele rotoru	[mm]
d_{hr}	Vnitřní průměr hřídele rotoru	[mm]
l_{hr}	Délka hřídele rotoru	[mm]
m_{hr}	Hmotnost hřídele rotoru	[kg]
m_{rotor}	Hmotnost rotoru	[kg]
$l_{ložisek}$	Vzdálenost ložisek	[mm]
σ_D	Dovolené napětí	[MPa]
F_{exc}	Excentrická síla rotoru	[N]
$L_{konecph}$	Délka konce pohonné hřídele	[mm]
$y_{konecph}$	Průhyb konce pohonné hřídele	[mm]
ΔT	Rozdíl teplot	[°C]
$t_{ložiska}$	Teplota ložiska	[°C]
$t_{okolí}$	Teplota okolí	[°C]
α	Délková tepelná roztažnost	[1/K]
Δl	Změna délky	[mm]
M_{khp}	Krouticí moment hlavního pohonu	[Nm]
d_{kamen}	Roztečný průměr působící síly	[mm]
F_{kamen}	Obvodová síla působící na kameny	[N]
b_{kamen}	Šířka dotyku kamene s tělem smykadla	[mm]
t_{kamen}	Tloušťka kamene	[mm]
v_{kamen}	Výška kamene	[mm]
p_{kamen}	Tlakové napětí vzniklé v kameni	[MPa]
τ_{kamen}	Smykové napětí vzniklé v kameni	[MPa]
M_A	Krouticí moment osy A	[Nm]
F_{pera}	Obvodová síla působící na pero	[N]
D_T	Roztečný průměr působiště síly na pero	[mm]
b_{pera}	Šířka pera	[mm]
h_{pera}	Výška pera	[mm]
l_{pera}	Délka pera	[mm]
F_{oL}	Obvodová složka řezné síly v systému ložiska	[N]
F_{rL}	Radiální složka řezné síly v systému ložiska	[N]
F_{aL}	Axiální složka řezné síly v systému ložiska	[N]
M_X	Ohybový moment v ose X	[Nmm]
M_Y	Ohybový moment v ose Y	[Nmm]
M_Z	Ohybový moment v ose Z	[Nmm]
D_f	Průměr frézy	[mm]
l_p	Vzdálenost působiště řezných sil	[mm]
e	Excentricita působiště řezných sil	[mm]
F_{rcL}	Celková radiální síla	[N]
S_{0r}	Statická únosnost v radiálním směru	[-]
S_{0a}	Statická únosnost v axiálním směru	[-]
C_{sr}	Dynamická únosnost v radiálním směru	[N]
C_{sa}	Dynamická únosnost axiálním směru	[N]
L_{h10}	Doba běhu	[hod]
n_A	Otáčky osy A	[1/min]
S_{tunel}	Plocha průřezu tunelu	[mm^2]

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout smykadlo multifunkčního centra S200 – MT. Návrh má spočívat v konstrukční úpravě již realizovaného řešení smykadla multifunkčního centra S200 – MT. Navrhnut má být hlavní pohon a pohon vestavěné souvisle řízené osy A včetně jejich mazacího a chladicího systému a dále také přívod procesních kapalin na čelo smykadla. Tyto konstrukční úpravy by měly vést nejen k navýšení výkonových a řezných parametrů stroje a tím ke zkrácení výrobních časů, ale také k zvýšení přesnosti, kvality obrábění a flexibility u souvisle řízené osy A. Tímto se zvýší nejen konkurenceschopnost stroje, ale také jeho univerzálnost.

Multifunkční centrum S200- MT je stroj nové koncepce, který byl vyvíjen společností Škoda Machine Tool ve spolupráci s Fakultou strojní Západočeské univerzity v Plzni. Multifunkční centrum spojuje koncepci vodorovného soustruhu a stolové frézky. Stroj si z vodorovného soustruhu bere lože společně s vřeteníkem a upínání obrobku a ze stolové frézky lože a stojan s vřeteníkem pro nesení a vedení nástroje. Multifunkční centrum je vyráběno ve čtyřech řadách, tak aby byla lépe pokryta poptávku zákazníků a byly ušetřeny náklady na výrobu, které jsou označeny S150 – MT, S200 MT, S320 – MT, S 500 – MT. Číselné označení je odvozené od oběžného průměru obrobku nad ložem, které odpovídá jeho desetině.

Při návrh má být využit přímý pohonu, anglicky zvaný Direct Drive. Jde o typ pohonu, který nemá mezi motorem a výstupem (nástrojem, strojním nebo jiným zařízením) vloženou převodovku a je tedy spojen s výstupem napřímo. Hlavní pohon obráběcího stroje je pohon, kterým dochází k pohybu nástroje a tím k odebírání materiálu. Vestavěná osa A je rozšiřující osa stroje, která je zabudovaná přímo ve stroji, není přidána jiným strojním zařízením, a stroji přidává jednu další pohybující se část nezávislou na ostatních. Tím stroj částečně zesložiťuje, ale zároveň zvyšuje jeho flexibilitu. Procesními kapalinami jsou myšleny chladící a mazací média.

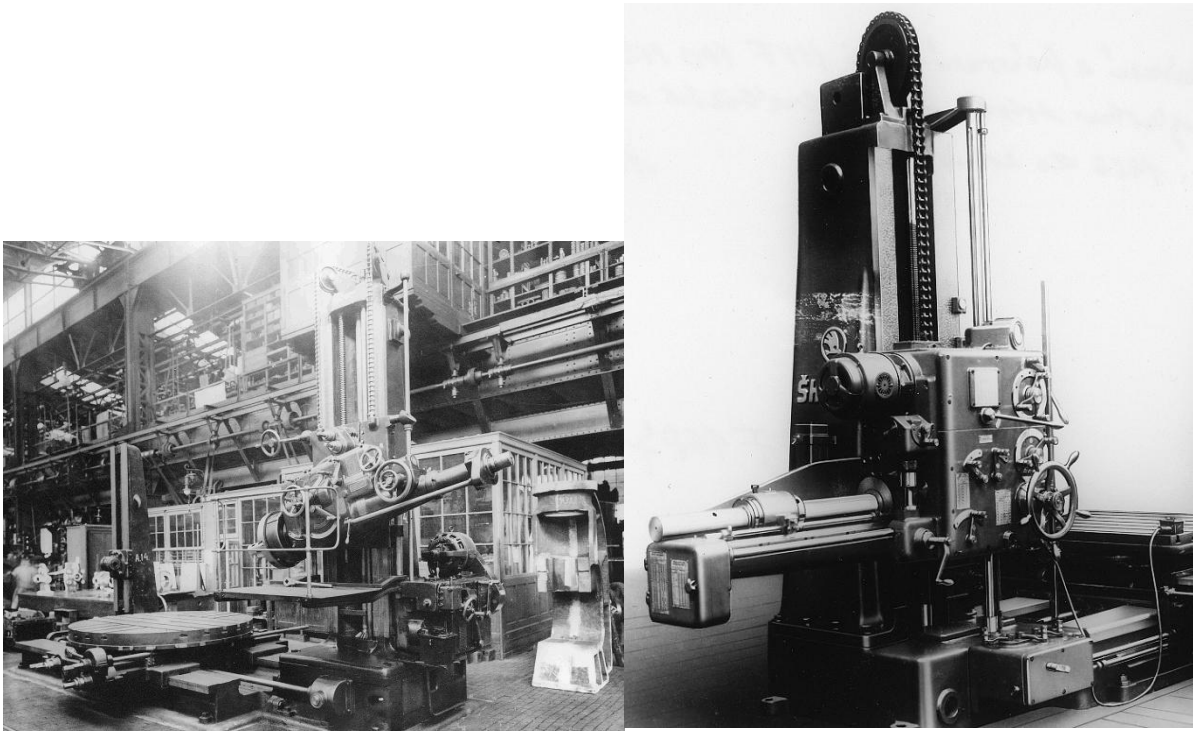
První část diplomové práce je věnována zjednodušenému popisu jednotlivých funkčních skupin stroje a detailnímu popisu smykadla a jeho jednotlivých částí. Dále je provedeno srovnání s konkurenčními stroji od různých výrobců a jsou stanoveny kritéria pro další hodnocení.

Druhá a také hlavní část je věnována konstrukčnímu návrhu smykadla. Nejprve je provedena volba motorů hlavního pohonu a osy A z několika zvolených variant. Poté návrh a kontrola jednotlivých částí smykadla, včetně návrh výše zmíněných chladících a mazacích přívodů. Následuje výpočet vlastních frekvencí a tuhosti smykadla metodou konečných prvků. Poté je provedeno hodnocení konstrukčního návrhu dle kriterií stanovených v první části a závěr.

2 Představení zadavatele úkolu

obr. 1: Logo společnosti Škoda Machine Tool (1)

Zadavatelem této diplomové práce je firma Škoda Machine Tool a.s. (dále pouze ŠMT) sídlící v Plzni. Tato společnost se zabývá výrobou obráběcích strojů a to převážně těžkých obráběcích strojů. Tato společnost se zabývá výrobou těžkých obráběcích strojů a příslušenstvím, které na těchto strojích slouží k rozšíření operací. Do jejího výrobního portfolia spadají hlavně horizontální vyvrtávačky a vodorovné soustruhy. V posledních letech také rozšířila svoji nabídku obráběcích strojů o frézovací stroje, portály a v neposlední řadě také o multifunkční centrum. Mezi zmíněné příslušenství patří například otočné, naklápěcí a karuselovací stoly, frézovací a vyvrtávací hlavy různých uspořádáních a moll aparát a mnoho dalších.



obr. 2: Horizontální vyvrtávačka z období okolo roku 1912 (vlevo) a z roku 1940 (vpravo) (1)

ŠMT začala psát svoji historii v roce 1911 tehdy ještě jako součást jedné velké společnosti, Škodových závodů. Ve svých počátcích vyráběla obráběcí stroje pouze pro vlastní využití a to na obrábění hmotných odlitků o velkých rozměrech a také pro zbrojní průmysl, který byl součástí Škodových závodů. Už od samého počátku vyráběla horizontální vyvrtávačky, ke kterým ve 20. letech minulého století přidala výrobu soustruhů. Rozvíjí také výrobu strojů pro mnoho odvětví jako je výroba parních lokomotiv, automobilů, letadel, lodí, leteckých motorů, elektrotechnických zařízení, zařízeních pro energetiku a pivovary a cukrovary. Dále postupně modernizovaly svoje výrobní stroje technologiemi jako je nahrazení transmisí elektromotory, NC a poté CNC řízením a technologie pro zlepšení tuhosti a přesnosti stroje. Po Sametové

revoluci byl podnik privatizován a krátce po tomto období došlo k joint venture s německou firmou DOORRIES SCHARMANN a společnost dostala svůj současný název. Ke konci minulého tisíciletí byly postupně vyvinuty dvouosé kontinuálně řízené frézovací hlavy, soustruhy řady SR a horizontální vyvrtávačky HCW a FCW. Všechny tyto stroje jsou v nabídce ŠMT dodnes. V posledních několika letech do společnosti ŠMT vstoupila skupina ALTA, která patří k největším strojním společnostem působících na trzích střední a východní Evropy. (1)

3 Úvod do problematiky

3.1 Obrábění

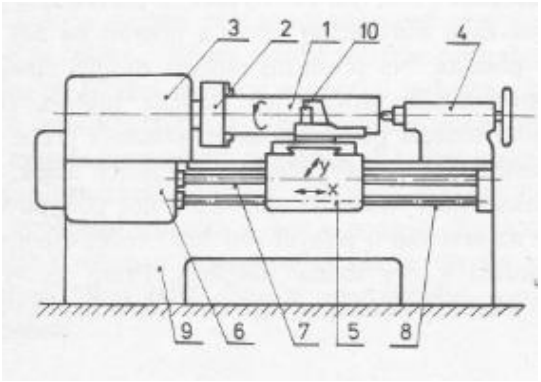
Obrábění je proces, během něhož se odebírá materiál ve formě třísky pomocí řezného nástroje, který je ve formě klínu a řezného pohybu. Řezný pohyb je obecně složen z hlavního a vedlejšího řezného pohybu. Hlavní řezný pohyb může být rotační nebo posuvný, tyto pohyby muže konat obrobek nebo nástroj. Dle toho jaký pohyb se na obráběcím stoji vykonává a zda ho vykonává obrobek nebo nástroj se také obráběcí stroje dělí. Toto rozdělení je v tab. 1 níže. Vedlejší řezný pohyb se skládá z posuvu a přísuvu a jedná se vždy o pohyby přímočaré.

Hlavní řezný pohyb rotační		Hlavní řezný pohyb posuvný (přímočarý)	
Rotace obrobku	Rotace nástroje	Posuv obrobku	Posuv nástroje
Soustruh	Vrtačka Frézka Bruska Horizontální vyvrtávačka	Hoblovka	Obrážečka Protahovačka

tab. 1: Rozdělení obráběcích strojů dle hlavního řezného pohybu

3.2 Univerzální vodorovný soustruh

Jak bylo výše popsáno, multifunkční centrum je koncepčně odvozeno od dvojice strojů. Prvním strojem je vodorovný soustruh. Příklad takového stroje je na obr. 3 níže i s naznačenými pohybu jednotlivých dílu. Ve vřeteníku 3 je uchyceno sklíčidlo 2, které nese obrobek 1. Vřeteno se otáčí kolem své podélné osy a tím vytváří hlavní řezný pohyb. Na loži 9 pojíždí suport 5 v podélném směru obrobku. Suport nese příčný suport, který pojíždí ve směru příčné osy, společně s nástrojovou hlavou a nástrojem 10. Pohybu suportu a nástrojové hlavy vytváří vedlejší řezný pohyb. Na loži se dále nachází koník 4 a opěry obrobku, které podepírají dlouhé obrobky. (2)

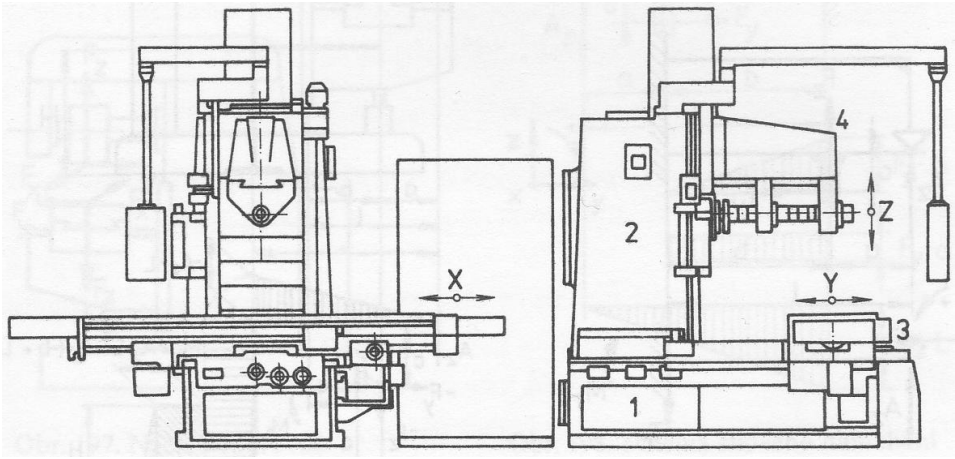


obr. 3: Univerzální vodorovný soustruh (2)

3.3 Vodorovná stolová frézka

Na obr. 4 níže jsou vidět jednotlivé díly i s naznačenými pohyby vodorovné stolové frézky, což je druhý stroj, ze kterého multifunkční centrum koncepčně vychází. Frézka je složena z křížového stolu 3, na který se upínají obrobky a který se pohybuje v podélné a příčné ose. Křížový stůl je veden po loži 1, na kterém je zároveň pevně uchycen stojan 2. Ve stojanu je posuvně veden vřeteník s vřetenem 4 ve svislém směru. (2)

Na obr. 4 je naznačeno, že v podélné ose se pohybuje stůl a vřeteník je vysazen ven ze stojanu. Je ale možná i varianta, kdy v podélné ose pojíždí celý stojan a vřeteník je v něm schován. Taková frézka, která je blíže koncepci multifunkčního centra S 200 – MT, je na obr. 5.



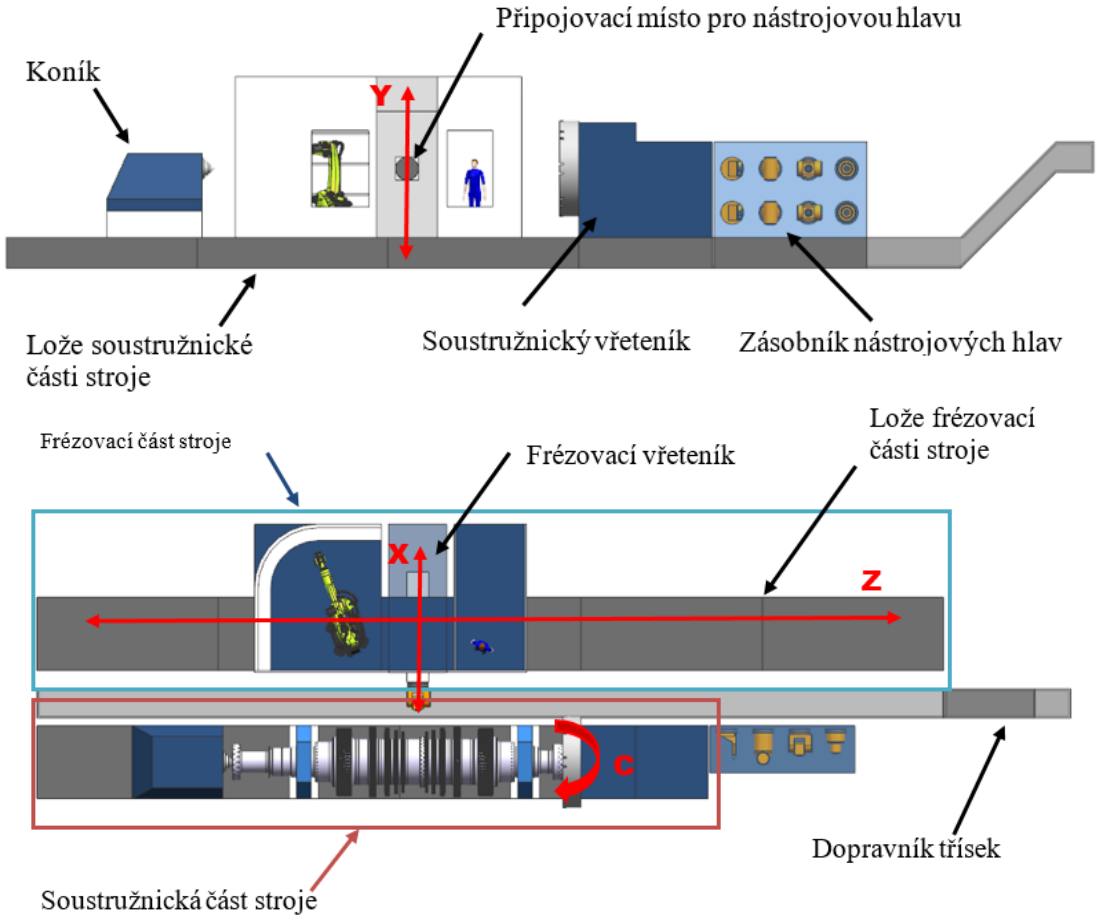
obr. 4: Vodorovná stolová frézka (2)

obr. 5: Stroj ECOMILL firmy Emco-Mecof (3)

4 Popis multifunkčního centra S200 -MT

Multifunkční centrum bylo vyvíjeno v posledních několika letech za účelem nabídnout zákazníkům stroj, na kterém je možné obrábět velmi složité obrobky a obrábět na jedno upnutí. Byl vyvíjen převážně pro obrábění klikových hřídelů, hřídelů parních turbín a generátorů, ale také pro velké těžké obrobky s několika odlišnými prvky, pro jejichž obrobení by bylo potřeba využít několik strojů. Koncepčně stroj vychází ze dvou strojů, které jsou výše

popsané, z vodorovného soustruhu a vodorovné stolové frézky. Z těch dvou obráběcích strojů si bere určité části, které ho zároveň rozdělují na soustružnickou a frézovací část, a spojuje je do jednoho funkčního obráběcího stroje.



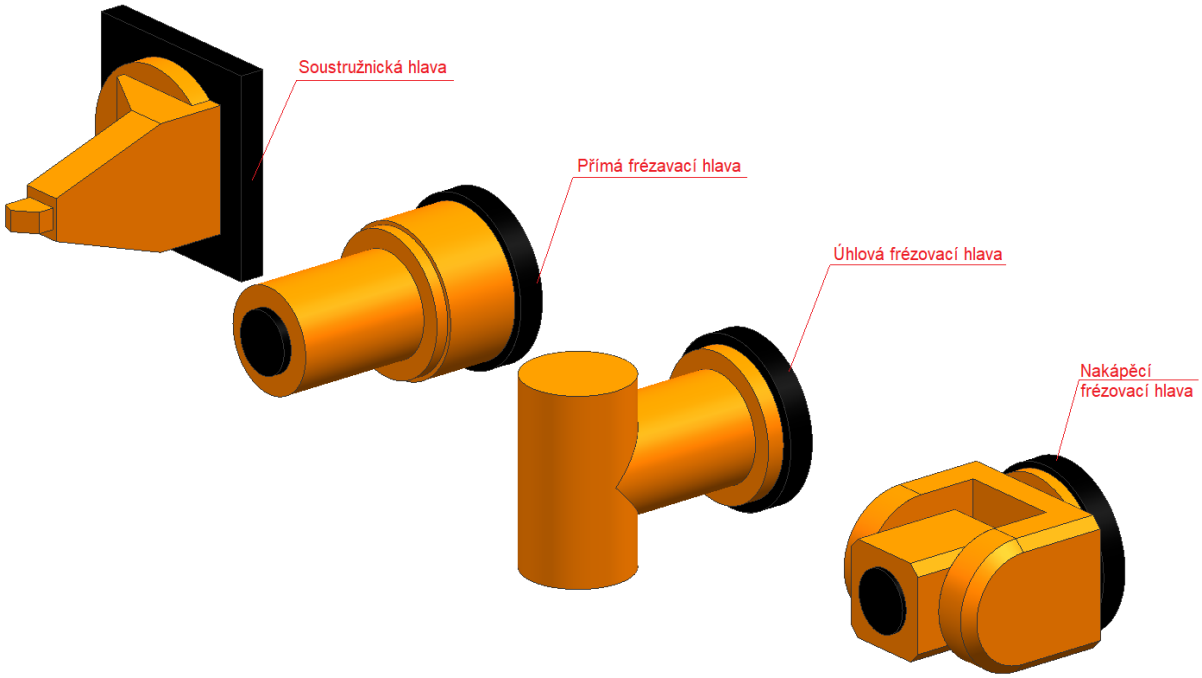
obr. 6: Nárys a půdorys koncepce pracoviště stroje S200 – MT (4)

V přední části, která je vidět na obr. 6, se nachází soustružnická část multifunkčního centra. Ta se skládá ze soustružnického lože, které nese soustružnický vřeteník, opěry a posuvný koník. Na soustružnickém vřetenu, jak je znázorněno na obr. 6, se nachází první osa stroje S200 – MT osa C. Funkce jednotlivých části jsou detailněji popsány níže.

Frézovací část, která se nachází v zadní části, je složena z frézovacího lože, na kterém pojíždí frézovací věž v podélném směru. Ve frézovací věži se nachází frézovací vřeteník, který se ve věži posouvá ve vertikálním směru. Z frézovacího vřeteníku se v příčném směru vysouvá smykadlo, ve kterém se nachází poslední osa stroje, osa A. Znázornění směru pohybu této osy s detailnějším popisem jednotlivých frézovacích části je opět uveden níže. Další specifikací tohoto obráběcího stroje je, že nástroje se neupínají přímo do vřetena smykadla, neboli na jeho výstupu na čele smykadla, ale jsou upínány do nástrojových hlav, které se upínají na čelo smykadla.

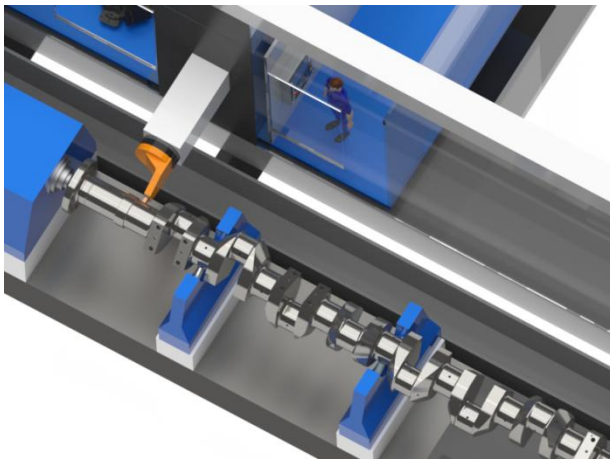
Nástrojová hlava je zařízení, které slouží k upínání celé řady nástrojů. Ty jsou na čelo smykadla upevněny pomocí automatických hydraulických upevňovačů. Na multifunkčním centru se využívají frézovací, soustružnické, vyvrtávací a brousící hlavy. Na obr. 7 je soustružnická hlava společně se třemi frézovacími hlavami. Těmi jsou hlava přímá, úhlová a naklápěcí. Liší se podle počtu os, ve kterých je možné je natáčet a podle úhlu, který svírá vstupní hřídel s výstupní hřídelí (vřetenem). Přímá hlava má pouze vřeteno, které je uloženo

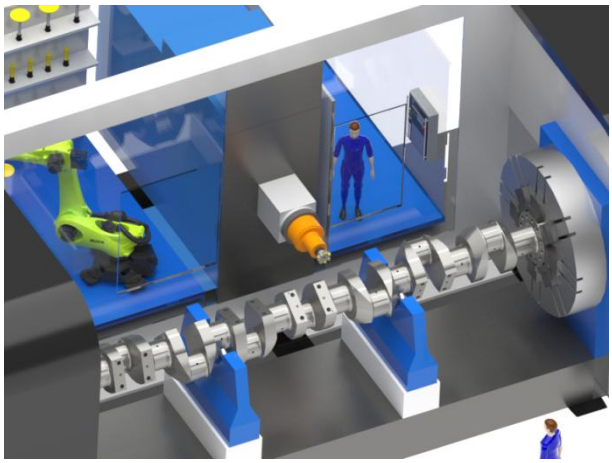
ve vodorovném směru. Úhlovou hlavu nemožno natáčet pomocí osy A. Vstupní hřídel hlavy svírá s vřetenem 90°. Naklápěcí hlava má dvě natáčecí osy. První natočení probíhá pomocí osy A ve smykadle a druhé natočení vykoná motor v nástrojové hlavě. Tato hlava je schopná vykonávat pětiosé obrábění a obrábět tak libovolné tvary.

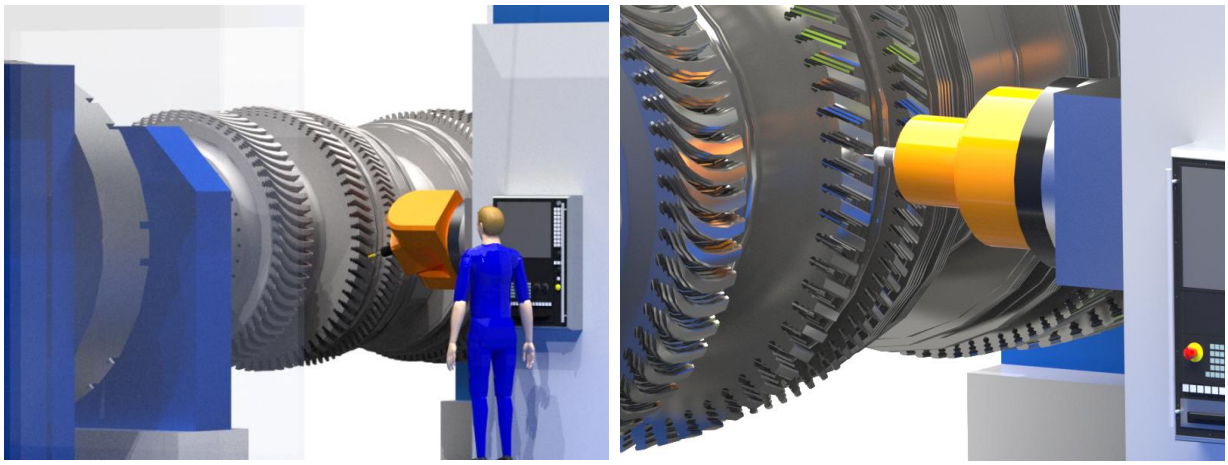


obr. 7: Frézovací a soustružnické hlavy

Díky této koncepci a množností hlav je na stroji možné vykonávat obráběcí operace jako soustružení, frézování, vrtání, vyvrtávání, výrobu závitů, složitých tvarových ploch, broušení a dále je také možné obrobky měřit. Díky tomu že jde na stroji vykonávat tolik různých obráběcích operací a také měření, může být stroj využit pro obrábění na jedno upnutí.



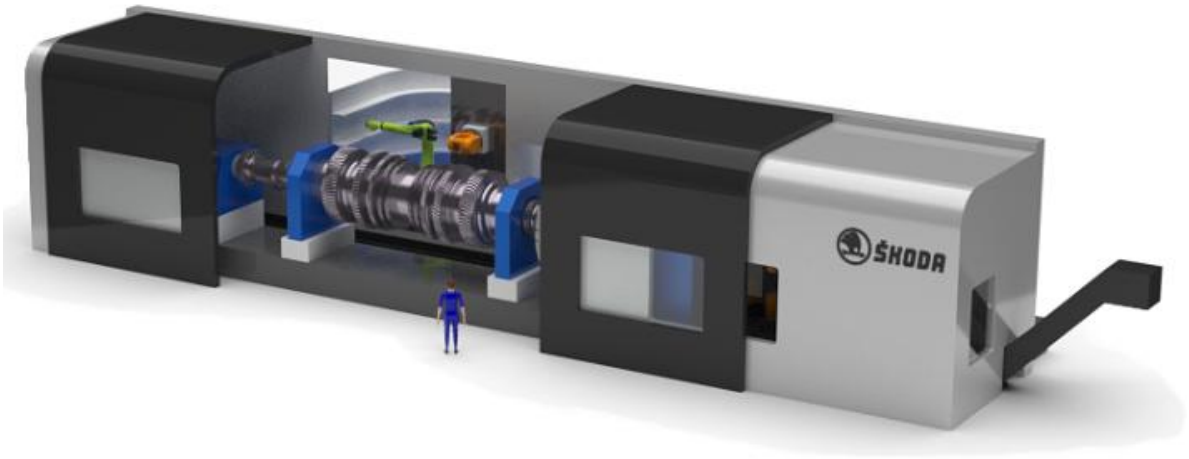




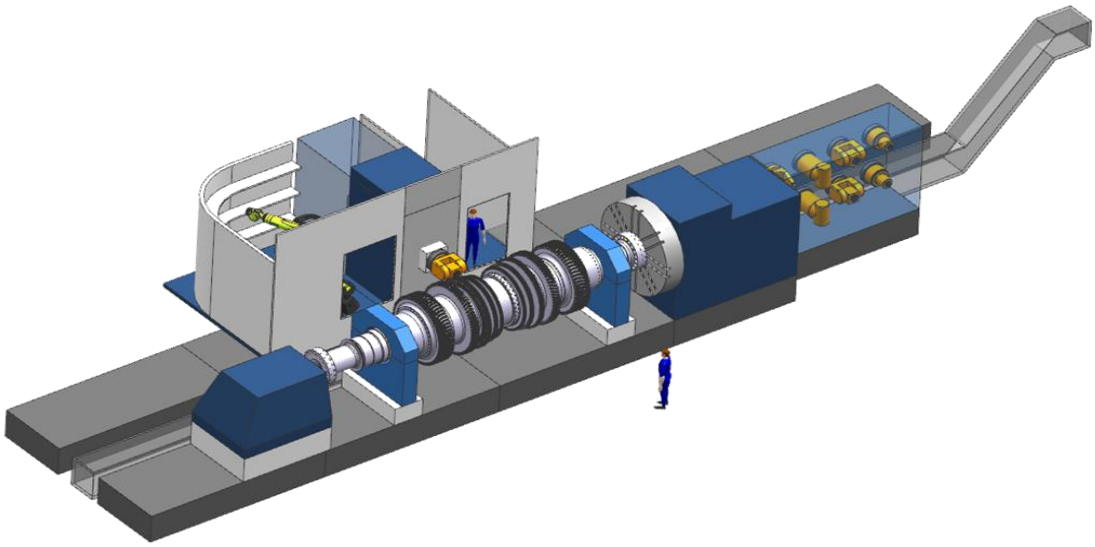
obr. 8: Ukázky obráběcích operací (Soustružení - Vlevo nahoře, Frézování - vpravo nahoře, Pětiosé obrábění - vlevo dole, měření - vpravo dole) (1)

ŠMT obráběcí centrum dodává ve dvou provedeních. První provedení je plně zakrytovaný stroj tak jak je vidět na obr. 9 a druhým provedení je levnější varianta, která není plně zakrytována a tato varianta je na obr. 10. Výhoda zakrytované varianty, i přes její vyšší cenu, je odvod par vzniklých obráběním a tím zvýšení bezpečnosti práce a zlepšení ochrany životního prostředí. Stroj je složen z následujících funkčních skupin:

1. soustružnické lože,
2. soustružnický vřeteník,
3. koník,
4. podpěry,
5. frézovací lože,
6. frézovací věž,
7. frézovací vřeteník,
8. smykadlo,
9. systém výměny nástrojů,
10. pick-up systém pro výměnu hlav,
11. systém odvodu třísek.



obr. 9: Ideový návrh multifunkčního stroje S - MT s kryty (1)



obr. 10: Ideový návrh multifunkčního stoje S - MT bez krytů (4)

4.1 Soustružnické lože

Soustružnické lože na horní ploše nese vřeteník, opěry a koník a zprostředkovaně pomocí vyjmenovaných skupin i obrobek. Za spodní plochu je lože upevněno k základu pomocí kotvících šroubů nebo fixátorů. Přenáší veškeré řezní síly a tíhové síly obrobku a skupin, které nese do základu stroje. Soustružnické lože je variabilní a skupiny, které nese, mohou být umístěna na loži zrcadlově. To znamená, že soustružnický vřeteník může být na pravé straně a koník na straně levé, pokud bude uvažováno uspořádání dle obr. 6 jako základní.

4.2 Soustružnický vřeteník

Ve vřeteníku je uložen mechanismus pohonu a vřeteno soustružnické části stroje. Vřeteno slouží pro soustružení a musí být schopno pracovat ve velkém rozsahu otáček, ale také jako indexovací osa C multifunkčního stroje a musí umožňovat souvislé řízení a vzájemnou interpolaci polohy společně s frézovací věží (osy X, Y, Z a popřípadě A).

4.3 Koník

Slouží k podepření dlouhých obrobků a tím se snížila jejich deformace a zvýšila tuhost. Je posuvně přestavitelný po loži vlastním posuvovým mechanismem. Rozsah, ve kterém se dá přestavovat, musí být dostatečný, aby se koník dal přestavit v celé délce pracovního prostoru. Koník obrobek podepře během jeho upínání do vřetena soustružnického vřeteníku a během obrábění se již nehýbe.

4.4 Opěra

Opěra je přídavné zařízení, které slouží k podepření obrobku a snížení deformace obrobku jeho vlastní tíhou. Tím se zvyšuje přesnost obrábění. Je stejně jako koník posuvná po loži vlastním posuvovým mechanismem.

4.5 Frézovací lože

Frézovací lože po své horní ploše vede frézovací věž. Za spodní plochu je upevněno k základu stroje stejně, jako je tomu v případě soustružnického lože. Přenáší řezné a tíhové síly celé frézovací věže včetně vřeteníku a smykadla do základu stroje.

4.6 Frézovací věž

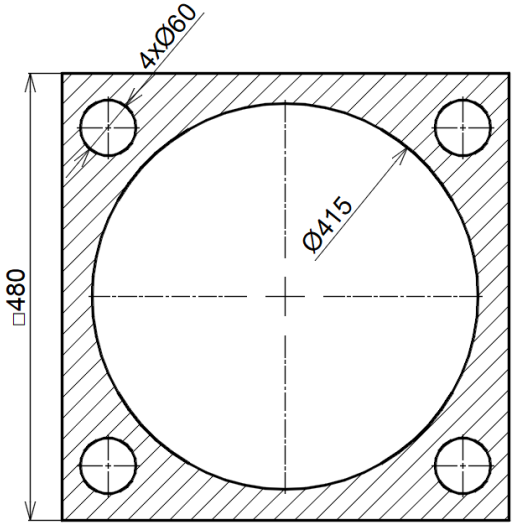
Je posouvána po loži v podélném směru v délce, aby se dala obrábět celá délka obrobku a aby mohla věž přijet k místu výměny nástrojových hlav. Ve svislém směru vede vřeteník a posouvá jo pomocí dvou kuličkových šroubů.

4.7 Frézovací vřeteník

Vřeteník nese smykadlo, které se z něj vysouvá v příčném směru. Smykadlo je vedeno ve vřeteníku za pomoci valivého vedení, kdy na vřeteníku jsou valivé tanky a na smykadle jsou lišty. Smykadlo je vysouváno z vřeteníku za pomocí kuličkového šroubu, který se nachází na horní ploše těla smykadla. Kuličkový šroub je rotačně uložen ve vřeteníku a matice je pevně spojena se smykadlem.

4.8 Smykadlo

Smykadlo má hranolový tvar s průřezem uvedeným na obr. 11. Hlavní funkce smykadla je uložení hlavního pohonu stroje s převodovými mechanismy včetně uložení pohonné hřídele, která zprostředkovává přenos výkonu od motoru na nástroj a dále uložení osy A s jejím motorem. Ve smykadle se dále nachází přívody hydraulické, pneumatické, datové a elektrické energie a dále přívody pro chladicí kapalinu a chlazení motorů. Jak již bylo popsáno výše, smykadlo nese nástrojové hlavy, ve kterých jsou upnuty jednotlivé nástroje. Nástrojové hlavy jsou upínány na čelo smykadla automaticky pomocí hydraulických upínačů.

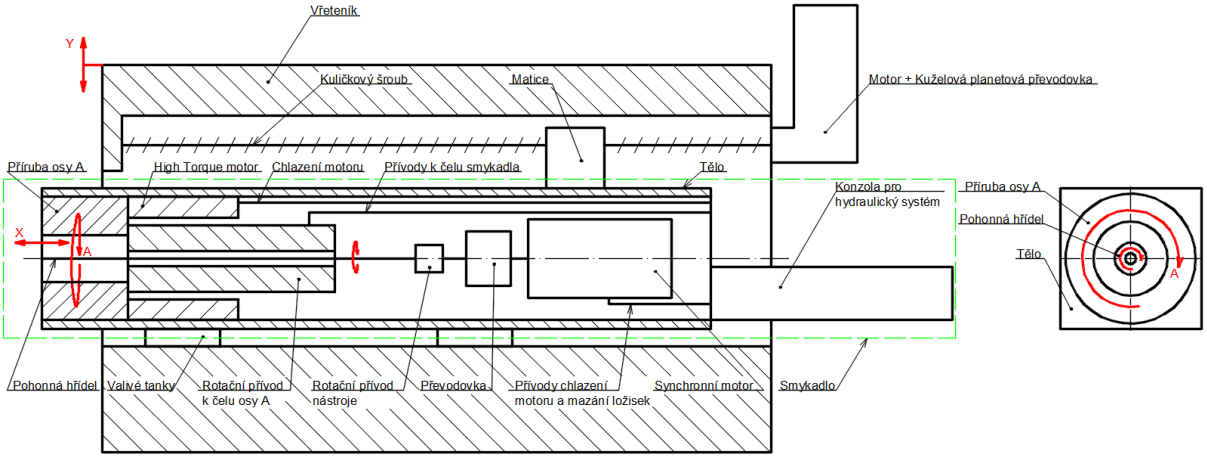


obr. 11: Rozměry smykadla

Smykadlo se skládá z těchto funkčních skupin:

- tělo,
- hlavní pohon,
- osa A s pohonem,

- přívody chlazení motorů,
- přívody mazání ložisek,
- rotační přívod chladicí kapaliny středem smykadla,
- přívod procesních kapalin a elektrický přívod na čelo smykadla.



obr. 12: Schéma stávajícího řešení smykadla

Ve stávajícím řešení je hlavní pohon řešen pomocí střídavého synchronního elektromotoru od firmy Siemens spojeného s dvoustupňovou koaxiální převodovkou. Výstup převodovky je přes rotační přívod chladicí kapaliny spojen s pohonným hřídelem. Rotační přívod chladicí kapaliny zajišťuje přívod chladicí kapaliny středem pohonné hřídele pouze pro přímou frézovací hlavu. Pohonná hřídel je uložena na ložiskách v přírubě osy A a v místě napojení na rotační člen. V přední části je spojena s hřídelí v nástrojové hlavě pomocí drážkování. Tímto spojení dochází k poháněnní nástrojů. Při výměně hlav musí být pohonná hřídel natočena v přesné poloze, aby do sebe zapadly jednotlivé zuby drážkování. Poloha pohonné hřídele je odměřována z encodéru synchronního motoru a ze senzoru, který je umístěn za převodovkou. Tím dojde k odstranění nepřesnosti vlivem vůlí v ozubení a uzavře se řídící smyčka.

V přední části smykadla je uložena výše zmíněná osa A. Její pohyb je znázorněn na obr. 12. O její natáčení se stará jeden dutý motor od firmy Siemens. Firma Siemens tyto motory nazývá High Torque. Úhel, o který je možno osu natočit, je dán Hirthovou spojkou. Hirthova spojka je složena ze dvou disků, které mají na čelech ozubení, kterým se přenáší krouticí moment z jednoho dílu na druhý. Použitá Hirthova spojka má 360 zubů a osu A je tedy možno natáčet po jednom stupni v rozsahu 0 - 360°. Zde má nejen funkci orientace, ale také vycentrování osy. Natáčení osy probíhá tak, že rozepne Hirthova spojka, osa se netočí o požadovaný úhel do požadované polohy a Hirthova spojka se uzamkne. Aby nemusel motor držen osu v dané poloze a mohl být odpojený, je osa zajištěna pomocí hydraulické jistící jednotky. Protože použité motory nemají encodéry, je odměřování polohy integrováno do ložiska, na kterém je celá osa A uložena. Jedná se o YRTC ložisko, což je velké ložisko, které se běžně používá pro uložení otočných stolů a dokáže zachytit radiální sílu, axiální síle v obou směrech a klopný moment.

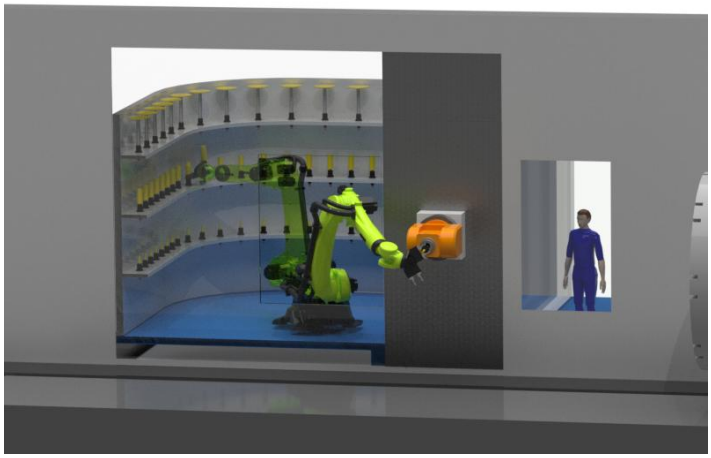
Odměřování polohy výsuvu smykadla je provedeno pomocí pravítka a jezdce. Pravítko je pevně spojeno s vřeteníkem a spolu se smykadlem se pohybuje jezdec. Ke smykadlu je zezadu připojena konzola, na které se nachází hydraulický, chladící a elektrický systém rozvodu. V horních dvou otvorech se nacházej předepínací tyče, které vyrovnávají průhyb smykadla, který vzniká vlastní tíhou smykadla a tíhou připojené nástrojové hlavy.

K motoru hlavního pohonu a motoru osy A jsou přivedeny kabely, které je napájí a zpět vedou informace o natočení motorů z encodéru, senzorů a YRTC ložiska pro řídicí systém. Dále, v případě osy A, zajišťují řízení jejího motoru. High Torque motor osy A musí být chlazen, aby dosahoval požadovaných parametrů. To je provedeno několika trubkami, které jsou vedeny ze zadní části smykadla. Další částí přívodů je mazání ložisek. Ložiska pohonné hřídele, které se nachází u rotačního přívodu nástroje a ložiska, na kterých jsou uloženy hřídele převodovky a motoru, jsou mazány olejovou mlhou. Hydraulické přívody se používají na upínání nástrojových hlav a pro jistící jednotku osy A.

Na čele příruby se nachází konektor a propojení médií s nástrojovou hlavou pomocí rychlospojek. Do konektoru a rychlospojek jsou nástrojové hlavy připojeny automaticky a současně s jejich upínáním na přírubu. Ke konektoru jsou přivedeny elektrické a datové kabely. Elektrická energie slouží pro napájení motorů, které má nástrojová hlava zabudovány v sobě. Hlavy, které tyto motory mají, jsou např. naklápěcí frézovací hlava a brousicí hlava. Datové přívody do těchto motorů dodávají informace pro jejich provoz. Jsou to informace, o kolik se mají motory natočit a jak rychle. Zpět dodávají informace o motorech pro řídicí systém a říkají jaká nástrojová hlava je na smykadle upnuta. Rozpoznání hlavy je provedenou pomocí bezkontaktního snímače. Rychlospojky dopravují chladicí kapalinu a mazací médium ze smykadla do nástrojové hlavy. Tyto kapaliny jsou na čelo příruby dopravovány pomocí rotačního přívodu k čelu osy A. Zároveň tento přívod dopravuje hydraulickou kapalinu pro upínače nástrojových hlav. Chladicí kapalina slouží pro chlazení místa řezu u frézovacích hlav kromě přímé. Tímto systémem může být místo řezu chlazeno středem nástroje nebo vnějším chlazením z nástrojové hlavy. Mazací médium je dopravováno pro mazání ložisek v nástrojové hlavě.

4.9 Systém výměny nástrojů

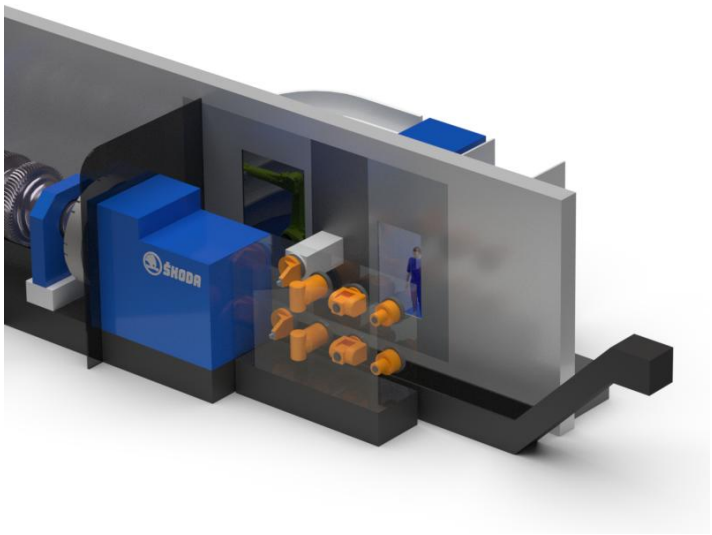
Jednotlivé nástroje jsou umístěny v zásobníku, který je spojen s frézovací věží a hýbe se tedy společně s ní. K podlaze zásobníku je připevněn robotický manipulátor, který se tedy hýbe společně se zásobníkem a tedy i s frézovací věží. Celá tento systém je na obr. 13 níže. Samotná výměna nástroje (např. frézy) probíhá pomocí robotického manipulátoru, který uchopí nástroj ze zásobníku a přesune se k nástrojové hlavě. Proběhne výměna nového nástroje za používaný a aktuálně používaný nástroj se vrátí na svojí pozici v zásobníku.



obr. 13: Výměna nástrojů (1)

4.10 Pick – up systém pro výměnu hlav

Jak bylo popsáno výše, na stroji je používáno hned několik nástrojových hlav. Jejich výměna probíhá plně automaticky pomocí pick – up systému. Tento systém je tvořen zásobníkem, ve kterém jsou umístěny jednotlivé hlavy v daných pozicích, jak je vidět na obr. 14. Výměna probíhá tak, že celá frézovací věž se přesune k zásobníku hlav do dané pozice, vysune se smykadlo a proběhne odepnutí používané hlavy. Poté se smykadlo zasune, proběhne přesun frézovací věže na pozici nové hlavy a její následné upnutí.



obr. 14: Pick - up systém (1)

4.11 Systém odvodu třísek

Třísky z obrábění polotovarů jsou odváděny pomocí dopravníku, který je umístěn mezi soustružnickým a frézovacím ložem. Třísky o vysoké teplotě, které vznikly obráběním, jsou odváděny pryč z pracovního prostoru. Tím je odstraněn jeden ze zdrojů tepla, který by mohl ohřívat lože a další díly stroje, a tím by mohlo dojít k změně tvaru a rozměrů ovlivněných dílů a tím i zmenšení přesnosti obracování obrobku. Dopravník je nejlépe znázorněn na obr. 6, ale je také vidět na obr. 14 výše v pravé části obrázku za pick - up systémem (černá hranolovitá trubka).

4.12 Parametry S200 – MT

Obecné parametry	
Průměr obrobku [m]	5
Maximální rozměr mezi vřeteníkem a koníkem [m]	15
Maximální hmotnost obrobku [t]	250
Výsuv smykadla [mm]	1 500
Frézovací část	
Hlavní pohon	
Výkon frézovacího vřetena [kW]	64
Maximální otáčky frézovacího vřetena [1/min]	3 500
Maximální krouticí moment frézovacího vřetena [Nm]	4 500
Osa A	
Moment osy A [Nm]	2 000
Soustružnická část	
Výkon soustružnického vřetena [kW]	95

Maximální otáčky soustružnického vřetena [1/min]	400
Maximální krouticí moment soustružnického vřetena [Nm]	140 000

tab. 2: Parametry stoje S200 - MT

5 Parametry konkurenčních strojů

5.1 GEORG

Je německá společnost, která koncepci tohoto stroje přinesla jako první. I ona vyrábí dvě varianty tohoto stroje. Plně zakrytovanou nazvanou Ultraturn MC a levnější bez krytů nazvanou pouze Ultraturn. Bohužel pro porovnání nebylo možno najít odpovídající model stroji S200 – MT firmy ŠMT, a proto jsou v tab. 3 níže uvedeny maximální parametry pro frézovací část, kterých může stroj od firmy GEORGE dosáhnout. Parametry soustružnické části firma v katalogu ani na internetových stránkách nenabízí.

Mimo výrobu tohoto typu stroje se firma GEORGE zabývá také výrobou klasických soustruhů, portálových a stolových frézek, vícevřetenových vrtaček a brousek. Dále se také zabývá výrobou balicí, lisovacích a řezacích linek na plech.

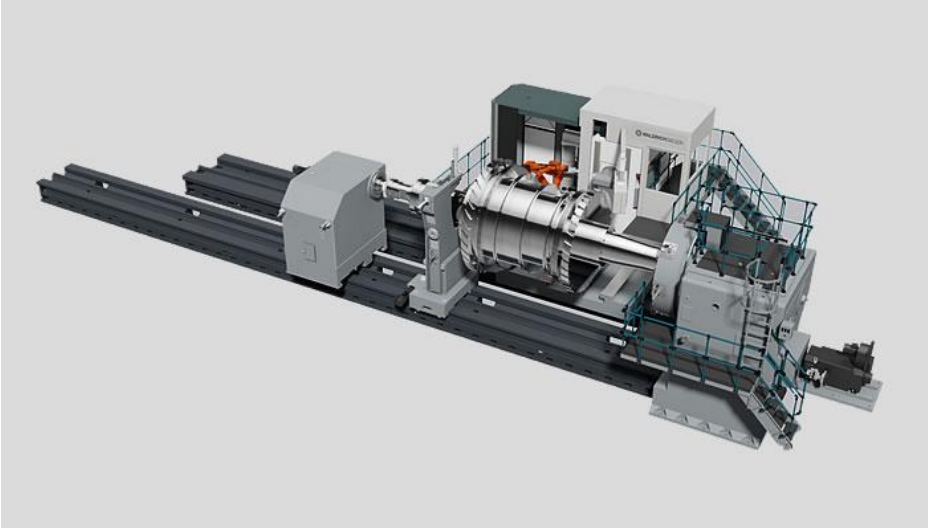
obr. 15: George ultraturn MC (5)

Obecné parametry	
Průměr obrobku [m]	1 – 4
Maximální rozměr mezi vřeteníkem a koníkem [m]	25
Maximální hmotnost obrobku [t]	250
Frézovací část	
Výkon frézovacího vřetena [kW]	94
Maximální otáčky frézovacího vřetena [1/min]	7 000
Maximální krouticí moment frézovacího vřetena [Nm]	7 000
Soustružnická část	
Výkon soustružnického vřetena [kW]	-
Maximální otáčky soustružnického vřetena [1/min]	-
Maximální krouticí moment soustružnického vřetena[Nm]	-

tab. 3: Parametry Ultraturn MC od firmy GEORG (5)

5.2 WALDRICH SIEGEN

Jedná se o společnost sídlící v Německu, která se zabývá výrobou obráběcích strojů, jako jsou vertikální i horizontální soustruhy, portálové frézky, horizontální vyvrtávačky, brousící stroje a dále také soustružnicko - frézovací stroj, což je stroj požadované koncepce, který firma nazvala ProfiTurn M. Ani u toho u tohoto stroje nebylo možné dohledat parametry řady, která by konkurovala centru S200 – MT, proto jsou v tab. 4 uvedeny opět hodnoty maximální. I zde firma uvádí pouze některé hodnoty stanovených parametrů.



obr. 16: ProfiTurn M firmy Waldrich Siegen (6)

Obecné parametry	
Průměr obrobku [m]	1 – 4,2
Maximální rozměr mezi vřeteníkem a koníkem [m]	25
Maximální hmotnost obrobku [t]	250
Frézovací část	
Výkon frézovacího vřetena [kW]	80
Maximální otáčky frézovacího vřetena [1/min]	-
Maximální krouticí moment frézovacího vřetena [Nm]	7 000
Soustružnická část	
Výkon soustružnického vřetena [kW]	310
Maximální otáčky soustružnického vřetena [1/min]	-
Maximální krouticí moment soustružnického vřetena[Nm]	-

tab. 4: Parametry stroje ProfiTurn firmy Waldrich Siegen (6)

5.3 GEMINIS

Tato španělská firma se zabývá pouze výrobou soustruhů, příslušenstvím k nim a strojem popsané koncepce. Stroj je tentokrát pojmenovaný jako GM9 a zařazen jako multiprocesní horizontální soustruh. Tato firma nabízí hodnoty u všech hodnotících parametrů, jak je patrné z tab. 5 níže.

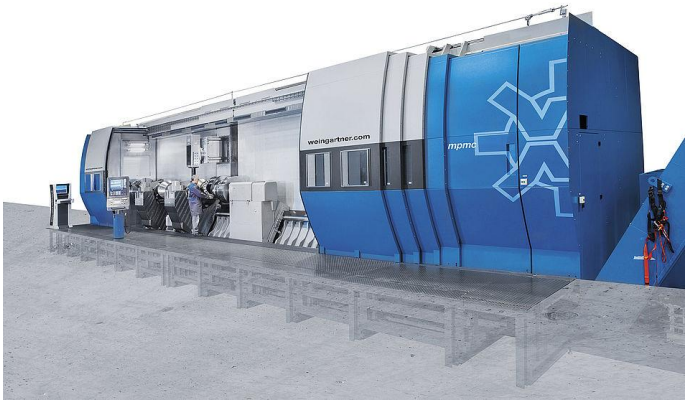
obr. 17: Stroj GM9 firmy GEMINIS (7)

Obecné parametry	
Průměr obrobku [m]	2
Maximální rozměr mezi vřeteníkem a koníkem [m]	24
Maximální hmotnost obrobku [t]	25
Frézovací část	
Výkon frézovacího vřetena [kW]	37
Maximální otáčky frézovacího vřetena [1/min]	4 000
Maximální krouticí moment frézovacího vřetena [Nm]	1 300
Soustružnická část	
Výkon soustružnického vřetena [kW]	92
Maximální otáčky soustružnického vřetena [1/min]	500
Maximální krouticí moment soustružnického vřetena[Nm]	28 000

tab. 5: Parametry stroje GM9 firmy GEMINIS (7)

5.4 WEINGÄRTNER MACHINENBAU

Poslední vybranou konkurencí je rakouská společnost WEINGÄRTNER MASCHINENBAU. Tato společnost mimo stroj popsané koncepce vyrábí soustružnické, frézovací, brousící a měřící stroje. Weingärtner stroj popsané koncepce nazývá mpmc, což je zkratka z anglického „multi product machining center“, neboli obráběcí centrum pro více obrobků. Pro porovnání byl vybrán stroj s označením mpmc 2000 jehož hodnoty parametrů jsou uvedeny v tab. 6.



obr. 18: Stroj mpmc firmy Weingärtner machinenbau (8)

Obecné parametry	
Průměr obrobku [m]	2
Maximální rozměr mezi vřeteníkem a koníkem [m]	15
Maximální hmotnost obrobku [t]	80
Frézovací část	
Výkon frézovacího vřetena [kW]	70
Maximální otáčky frézovacího vřetena [1/min]	3 000
Maximální krouticí moment frézovacího vřetena [Nm]	1 780
Soustružnická část	
Výkon soustružnického vřetena [kW]	198
Maximální otáčky soustružnického vřetena [1/min]	150
Maximální krouticí moment soustružnického vřetena[Nm]	7 872

tab. 6: Parametry stroje mpmc 2000 firmy Weingärtner machinenbau (8)

6 Parametry frézovacích hlav ŠMT a konkurentů

V této kapitole budou uvedeny frézovací hlavy ŠMT a jejich konkurentů proto, aby bylo možné později vyhodnotit výhodnost implementace osy A do smykadla a porovnat její výkonnost. Porovnávány budou frézovací hlavy, které tak využívají rotaci kolem osy vřetena stroje a které jsou koncepčně podobné těm použitým na multifunkčním stroji S200 – MT. Pro toto porovnání bylo vybráno několik parametrů. Jako je maximální výkon, moment motorů hlavy a přesnost polohování.

Tyto frézovací hlavy jsou odlišné od frézovacích hlav popsaných výše. Hlavní rozdíl je v pohánění natáčecích os. Tyto hlavy je mají motory všech os zabudované v sobě. Na rozdíl od multifunkčního centra, kde je jeden motor zabudovaný ve smykadle stroje.

Frézovací hlava je přídavné technologické zařízení, které umožňuje upínat různé druhy fréz. Má jednu či více natáčecích os a rozšiřuje obráběcí možnosti stroje. Upínají na čelo smykadla nebo pinoly stroje pomocí šroubů nebo automatických upevňovačů. Používají se na frézovacích a vyvrtávacích strojích. Tyto hlavy mají pohon nástroje odvozen od vřetena stroje a pohyby jednotlivých os jsou odvozeny od pohonů, které mají zabudovány v sobě. (9)

obr. 19: Frézovací hlavy (Pravoúhlá – vpravo, Univerzální – vlevo) (1)

6.1 Škoda Machine Tool

Jak bylo napsáno výše Škoda Machine Tool nevyrábí pouze obráběcí stroje, ale také příslušenství k nim. Mezi to spadají i frézovací hlavy. ŠMT vyrábí frézovací hlavy jak manuálně ovládané tak automaticky. Mezi automaticky ovládané spadají hlavy pravoúhlé, univerzální, pětačtyřiceti stupňové atd..

	Pravoúhlá hlava	Univerzální hlava
Maximální výkon [kW]	85	50
Maximální moment [Nm]	4 000	2 400
Přesnost polohování [°]	1°	1°

tab. 7: Frézovací hlavy firmy ŠMT

6.2 Fermat

Fermat je český výrobce obráběcích strojů a příslušenství k nim. Vyrábí horizontální vyvrtávačky a brousící stroje různých velikostí. V nabídce mají pouze dvě frézovací hlavy, obě ale vyhovují stanoveným srovnávacím kriteriím.

	Pravoúhlá hlava	Univerzální hlava
Maximální výkon [kW]	37	26
Maximální moment [Nm]	2 000	1 370
Přesnost polohování [°]	1°	1°

tab. 8: Frézovací hlavy firmy Fermat

6.3 TOS Varnsdorf

TOS Varnsdorf je česká firma nacházející se ve Varnsdorfu. Vyrábí horizontální vyvrtávačky stolové i deskové. Dále také portálové a horizontální obráběcí centra a příslušenství na tyto stroje, jako jsou frézovací hlavy. V této oblasti nabízejí stejné hlavy jako firma Škoda Machine Tool.

	Pravoúhlá hlava	Univerzální hlava
Maximální výkon [kW]	37	22
Maximální moment [Nm]	1 200	500
Přesnost polohování [°]	1 °	0,001 °

tab. 9: Frézovací hlavy firmy TOS Varnsdorf

7 Stávajícího řešení a požadavky na nový konstrukční návrh

Ve stávající řešení je smykadlo vysouváno pomocí kuličkového šroubu a vedeno ve valivém vedení. Hlavní pohon je řešen synchronním pohonem s koaxiální převodovkou. Osa A je natáčena jedním dutým motorem. Výkonové parametry těchto motorů jsou zopakovány v tab. 10. Je vyřešeno chlazení motorů, mazání ložisek, a přívody médií na čelo smykadla pro nástrojové hlavy.

Hlavní pohon	
Výkon [kW]	64
Moment [Nm]	4 500
Otáčky [1/min]	3 500
Osa A	
Moment [Nm]	2 000

tab. 10: Parametry motorů stávajícího řešení

Hlavními požadavky na nový konstrukční návrh je změna motoru hlavního pohonu za motor, který bude vyhovovat přímému pohonu. A navýšení momentových parametrů osy A, taky aby mohla být plynule polohovatelná a dali se tak obrábět složité tvary. Dále má být v návrhu respektováno stávající řešení upínání nástrojových hlav a propojení médií s nástrojovou hlavou. To znamená respektování rozměrů, kde se tyto prvky nacházejí a počet prvků, které upnutí a propojení médií zajišťují. V novém návrhu mají být navrhnuty všechny potřebné

přívody. To znamená chlazení motorů, mazání ložisek, hydraulický přívod a přívody pro propojení médií s nástrojovou hlavou. Požadované parametry, zadané zadavatelem úkolu, jednotlivých motorů jsou uvedeny v tab. 11 níže.

Hlavní pohon	
Výkon [kW]	119,5
Moment [Nm]	3 000
Otáčky [1/min]	4 000
Osa A	
Maximální moment [Nm]	4 000
Minimální otáčky [1/min]	5

tab. 11: Požadované parametry motorů nového návrhu

8 Kritéria pro hodnocení

Kritérium	**Požadavek**
Hlavní pohon	
Výkon [kW]	119,5
Maximální moment [Nm]	3 000
Maximální otáčky [1/min]	4 000
Osa A	
Maximální moment [Nm]	4 000
Otáčky při maximálním momentu [1/min]	5
Řízení	Plynulé
Společné	
Doba provozu [hod]	15 000
Montáž	Snadná a přístupná
Ekologické aspekty	Dodržet
Využití nakupovaných dílu	Požadavek
Propojovací místo s nástrojovými hlavami	Zachovat
Náklady	Nízké

tab. 12: Kritéria pro hodnocení

9 Volba motorů

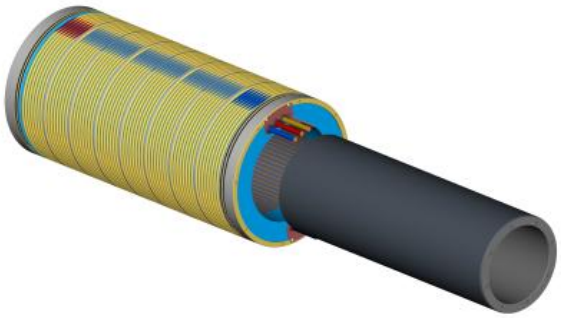
9.1 Hlavního pohonu

9.1.1 Přímý pohon

Tento motor společně s přesným typem byl vybrán přímo zadavatelem diplomové práce. Jedná se o na zakázku navržený přímý motor od firmy PHASE, který dosahuje požadovaných výkonových hodnot. Jeho hodnoty výkonu, momentu a otáček jsou uvedeny v tab. 13. Tento motor má na vnějším povrchu statoru drážky, kterými může proudit kapalina. Tak je dobře odváděno teplo, které vzniká zátěží motoru, v jeho vynutí. Hmotnost motoru je větší, než klasických vestavných synchronních motorů, ale oproti nim nemusí být spojen s převodovkou. Jelikož je motor v podstatě rotační válec, jeho montáž bude snadná. Navíc se rotační přívod chladicí kapaliny přesune až za motor, což opět usnadní montáž celého smykadla. Pořizovací náklady i vzhledem k tomu, že je motor zakázkový, jsou na druhou stranu vyšší.

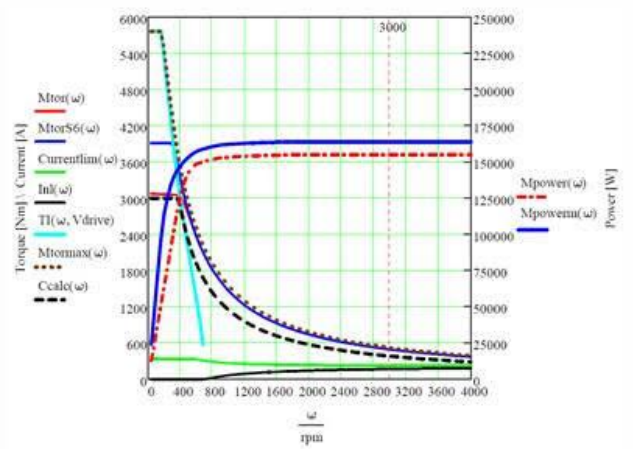
Výkon [kW]	119,6
Moment při jmenovitých otáčkách [Nm]	3 000
Maximální otáčky [1/min]	4 000
Jmenovité otáčky [1/min]	374

tab. 13: Parametry přímého pohonu firmy PHASE (1)



obr. 20: Přímý pohon firmy PHASE (1)

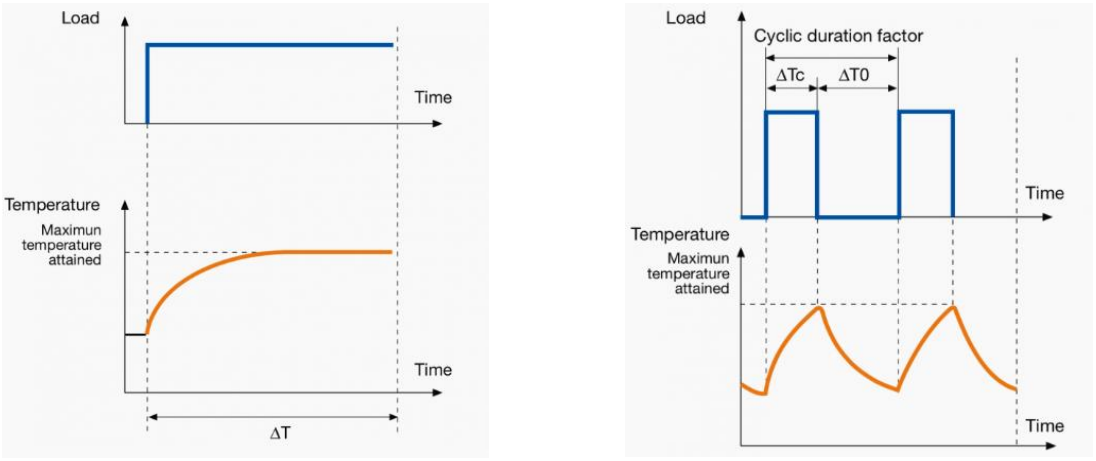
Na obr. 21 níže je výkonová a momentová charakteristika tohoto přímého motoru, které byli poskytnuty od zadavatele úkolu, firmy ŠMT. Na vodorovné ose jsou vyneseny hodnoty otáček od nuly do maximálních otáček tj. 4000 ot/min. Na pravé svislé ose jsou vyneseny hodnoty výkonu ve Wattech s odpovídající modrou a čerchovanou červenou křivkou. Z těchto křivek je patrné, že výkon je v celém rozsahu pracovních otáček motoru konstantní. Stejně je tomu i u tradičních elektromotorů používaných pro hlavní pohony. Červená čerchovaná křivka odpovídá typu provozu S1 a modrá křivka typu provozu S6 40 %. Na levé svislé ose jsou vyneseny hodnoty krouticího momentu v Nm, kterému odpovídají všechny klesající křivky. Provozu S1 a S6 40% odpovídají červená respektive modrá klesající křivka. Černá tečkovaná křivka odpovídá maximálnímu krouticímu momentu, kterého lze na motoru dosáhnout.



obr. 21: Charakteristika výstupních veličin přímého pohonu (1)

Oba typy, výše zmíněných provozů, jsou graficky znázorněny na obr. 22. Typ provozu bere v úvahu zátěžný cyklus, kterému je stroj vystaven včetně doby jeho působení. Jeden zátěžný cyklus zahrnuje rozběh, brzdění motoru, dobu bez zátěže a dobu bez napětí. V horní části obr. 22 je znázorněno zatížení motoru po určitou dobu a ve spodní části vývoj teploty v čase.

Typ provozu S1 je takový cyklus, při kterém je motor provozován při konstantním zatížením po tak dlouhou dobu, aby dosáhl tepelné rovnováhy. Typ provozu S6 je cyklus, během něhož se střídají určitou dobu trvající zatížením s konstantním průběhem a bez zatížení. Doba bez napětí nebo v klidu se u tohoto typu neuvažuje. U tohoto typu provozu se za označením S6 používají procenta, které vyjadřují podíl mezi dobou v zátěži a dobou jednoho cyklu, tento podíl se nazývá faktor cyklického trvání. Tyto informace jsou čerpány z (10)



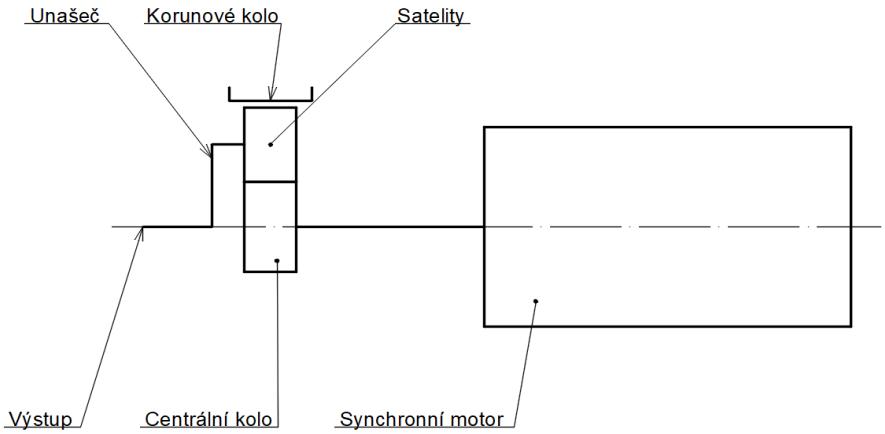
obr. 22: Typy provozu S1 a S6 (Stav S1 – vlevo, Stav S6 – vpravo) (10)

Dále budou uvedeny dvě varianty, které by bylo možné použít jako hlavní pohon smykadla. Tyto dvě varianty budou uvedeny pouze proto, aby bylo možné zhodnotit výhodnost použití přímého pohonu a aby byly ukázány výhody tohoto pohonu v porovnání s tradičními a běžnými pohony, které se na obráběcích strojích používají.

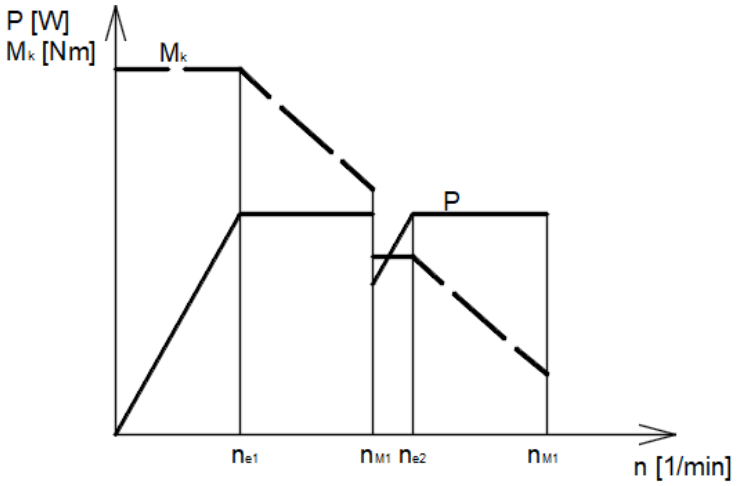
9.1.2 Varianta 1 (Elektromotor + planetová převodovka)

První varianta je obdobou stávajícího řešení hlavního pohonu. Synchronní motor by byl zachován, ale zvolen takový, jehož jmenovité otáčky dosahují čtyř tisíc, například motor Siemens 1FE1074. Za něj by byla zařazena dvourychlostní planetová převodovka. První stupeň převodovky by zajišťoval dosažení požadovaných otáček, neboli převod 1:1, a po zařazení druhého stupně by bylo docíleno požadovaného momentu, převod s převodovým číslem větším než jedna.

Toto řešení vlastnostmi odpovídá stávajícímu, a proto na něm půjde dobře ukázat výhody přímého pohonu. Má sníženou účinnost vlivem ztrát v ozubení, rotační přívod chladicí kapaliny musí být umístěn před pohonem a zabírá více místa. Montáž je o něco náročnější než v případě přímého motoru a to díky většímu počtu dílů a umístění rotačního přívodu. Náklady jsou, ale menší než v případě přímého pohonu i přes větší množství dílů. Na obr. 23 je schematicky znázorněn hlavní pohon s planetovou převodovkou, kdy na výstup by se napojila pohonná hřídel. Dále na obr. 24 níže je grafické znázornění momentové a výkonové charakteristiky použitého motoru s uvažováním dvoustupňové planetové převodovky.



obr. 23: Synchronní elektromotor s planetovou převodovkou



obr. 24: Momentová a výkonová charakteristika

9.1.3 Varianta 2 (Hydromotor)

V této variantě je uvažováno, že synchronní elektromotor by byl nahrazen hydromotorem. Protože hydromotor by sám o sobě nedosáhl požadovaných parametrů, byla by za něj zařazena stejná planetová převodovka jako v předchozí variantě. Toto znamená, že tato varianta má také malou účinnost, zde ale sníženou o ztráty v hydraulickém obvodě. Rotační přívod by zase musel být umístěn před motorem. Náročnost montáže a náklady na tuto variantu jsou obdobné jako u předchozí varianty.

obr. 25: Rotační hydromotor

9.1.4 Hodnocení variant hlavního pohonu

V tab. 14 je provedeno porovnání přímého pohonu a dvou výše popsaných variant. Je použit hodnotící systém od 0 do 4 bodů, kdy varianta s nejvíce získanými body je nejlepší. Hodnoceny budou parametry jako je cena, hmotnost motoru i s převody, náročnost montáže, kolik místa motor i s převody zaujme ve smykadle a účinnost pohonného ústrojí. Z tohoto hodnocení je patrné, že výhody přímého pohonu převyšují jeho vyšší pořizovací cenu a vyšší hmotnost v porovnání s dalšími variantami. Proto bude pro hlavní pohon použit přímý pohon.

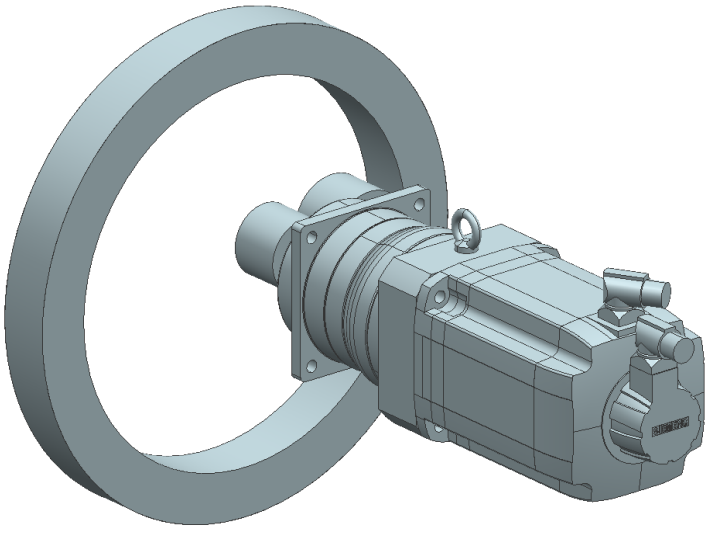
	Přímý pohon	Varianta 1	Varianta 2
Náklady	2	4	3
Hmotnost	3	2	2
Montáž	3	1	1
Prostorová náročnost	3	2	2
Účinnost	4	3	1
Celkem	15	12	9

tab. 14: Hodnocení variant hlavního pohonu

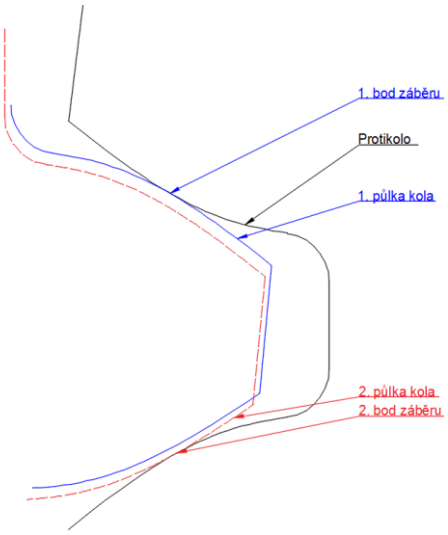
9.2 Pohon osy A

9.2.1 Varianta 1 (Trojkolí)

V první variantě pro natáčení osy A je uvažováno, že příruba osy A bude otáčena ozubeným věncem, který bude poháněn synchronním servomotorem. Mezi výstupní hřídel motoru, na kterou by byl nasazen pastorek, a věnec by bylo vloženo mezikolo. Toto mezikolo jednak změní smysl otáček a zvětší zástavbový prostor celého mechanismu natáčení, ale také umožní, aby se motor do smykadla vešel. Kvůli dvěma vloženým převodům klesá účinnost mechanismu a také nedojde k vymezení vůlí v ozubených kolech. K vymezení vůlí by mohlo být dosaženo rozdělením mezikola na dva kusy a ty poté vzájemně posunout, tak aby boky zubů každé půlky zabíraly do opačných boků protikola, jak je zobrazeno na obr. 27.



obr. 26: Mechanismus s vloženým kolem



obr. 27: Záběr zubů vymezující vůle

Roztečný průměr pastorku [mm	65
Roztečný průměr mezikola [mm	80
Roztečný průměr věnce [mm	350
Moment osy A [Nm]	4 000

tab. 15: Hodnoty pro výpočet varianty 1

V tab. 15 je uveden výstupní moment osy A a dále také rozměry ozubených kol pohonném mechanismu. Vydělením těchto rozměrů se získají převodové poměry mezi jednotlivými koly.

$$i_{12} = \frac{D_{mezikolo}}{D_{pastorek}} = \frac{80}{65} = 1{,}231$$

$$i_{23} = \frac{D_{venec}}{D_{mezikolo}} = \frac{350}{80} = 3{,}125$$

Celkový převodový poměr se pak rovná

$$i_c = i_{12} \cdot i_{23} = 1{,}231 \cdot 3{,}125 = 3{,}846.$$

Moment na motoru se získá vydělením potřebného momentu na osy A a celkového převodového poměru

$$M_M = \frac{M_{osaA}}{i_c} = \frac{4000}{3{,}846} = 1040\ N \cdot m.$$

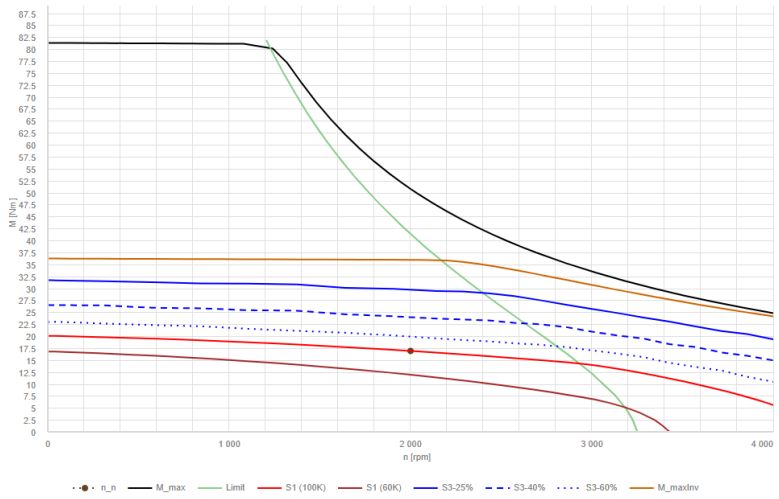
Moment motoru vychází větší než je maximální moment servomotorů, které je možno zvolit z katalogu. Proto bude za motor vřazena planetová převodovka a tím se z momentu motoru M_M stává moment na výstupu z planetové převodovky M_P. Proto zvolený motor 1FT7084 může mít pouze 81 Nm a převodový poměr na převodovce poté je

$$i_{prev} = \frac{M_P}{M_M} = \frac{1040}{81} = 9{,}171.$$

Tomuto převodovému poměru odpovídá planetová převodovka SP 140S – MF1 s převodovým poměrem 10. V tab. 16 jsou uvedeny důležité parametry zvoleného servomotoru a na obr. 28 je graf momentové charakteristiky toho servomotoru.

Výpočtový výkon [kW]	4,19
Maximální moment [Nm]	81
Statický moment [Nm]	20
Jmenovitý moment [Nm]	16,9
Jmenovité otáčky [1/min]	2 000
Hmotnost motoru [kg]	38
Maximální průřez [mm]	155x155
Délka pohonu [mm]	448,5
Převodový poměr planetové převodovky	10

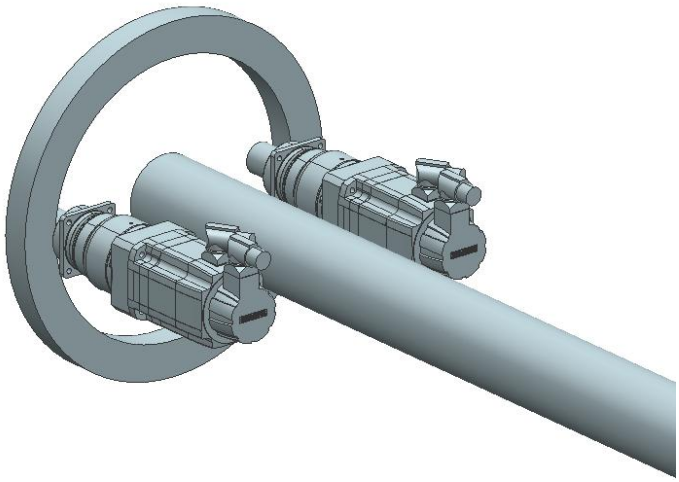
tab. 16: Parametry motoru 1FT7084 – 5AC74 – 1MG1 – Z J09 (11)



obr. 28: Momentová charakteristika motoru 1FT7084 – 5AC74 – 1MG1 – Z J09 (11)

9.2.2 Varianta 2 (Master/slave)

U druhé varianty je uvažován master/ slave mechanismus neboli elektronicky předepjaté pastorky, které zabírají do ozubeného věnce, který je spojen s přírubou osy A, a jsou poháněny dvěma synchronními servomotory. Tím se vymezí vůle v ozubených převodech a tím, že je každý pastorek poháněn vlastním motorem je možno celý mechanismus zmenšit při zachování stejných výstupních parametrů. U této varianty, díky dvěma menším motorům dojde ke snížení nákladů a hmotnosti oproti první variantě. Má také menší ztráty vlivem tření a jednodušší montáž, ale horší odvod tepla od motorů a tím zahřívá i okolí smykadla.



obr. 29: Systém Master/slave

Roztečný průměr pastorku [mm	36
Roztečný průměr věnce [mm	30
Moment osy A [Nm]	4 000

tab. 17: Hodnoty pro výpočet varianty 1

V tab. 17 jsou uvedeny vstupní hodnoty pro návrh motoru a jako první bude opět spočten převodový poměr mezi věnce a pastorkem na servomotoru

$$i_{12} = \frac{D_{venec}}{D_{pastorek}} = \frac{350}{36} = 9{,}722.$$

Jelikož jsou použity dva motory a prostor ve smykadle je omezený, je již od počátku uvažován servomotor s planetovou převodovkou, proto moment na výstupu této převodovky je

$$M_P = \frac{M_{osaA}}{2 \cdot i_{12}} = \frac{4000}{2 \cdot 9{,}722} = 205{,}714\ N \cdot m.$$

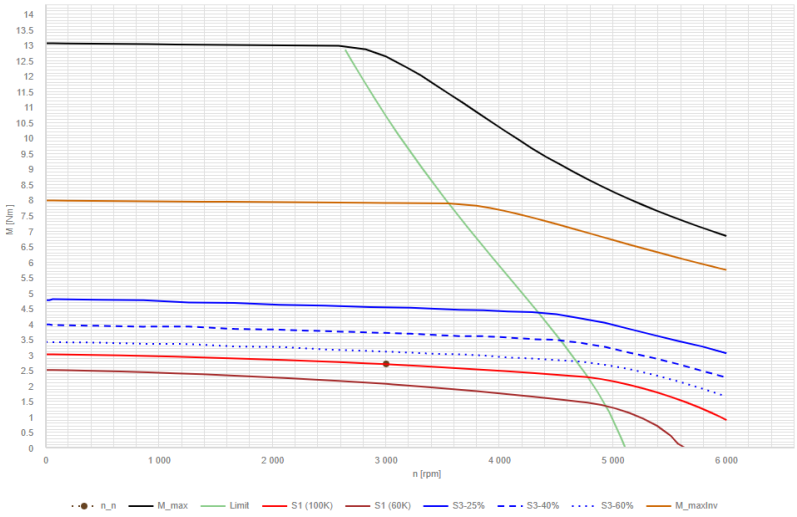
Je volen servomotor s označením 1FT7042 s maximálním momentem 13 Nm a převodový poměr pro převodovku je

$$i_{prev} = \frac{M_P}{M_M} = \frac{205{,}714}{13} = 15{,}824.$$

Zvolena převodovka SP 075S- MF2 s převodovým poměrem 16. Důležité parametry motoru jsou uvedeny v tab. 18 a momentová charakteristika motoru je na obr. 30.

Výpočtový výkon [kW]	0,94
Maximální moment [Nm]	13
Statický moment [Nm]	3
Jmenovitý moment [Nm]	2,7
Jmenovité otáčky [1/min]	3 000
Hmotnost motoru [kg]	8,2
Maximální průřez [mm]	96,5x96,5
Délka pohonu [mm]	325
Převodový poměr planetové převodovky	16

tab. 18: Parametry motoru 1FT7042 – 5AF74 – 1MG1 – Z J12 (11)



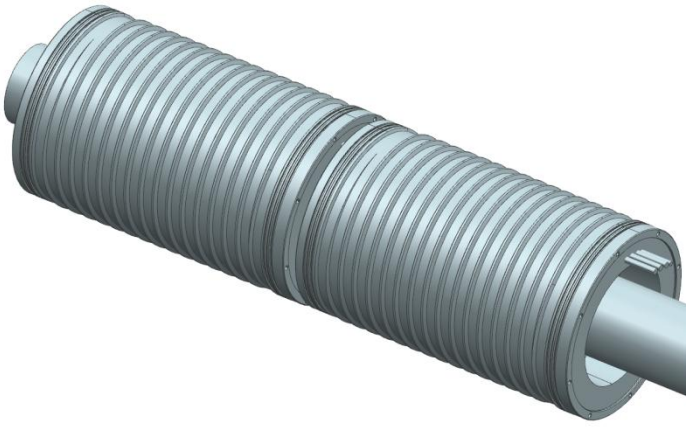
obr. 30: Momentová charakteristika motoru 1FT7042 – 5AF74 – 1MG1 – Z J12 (11)

9.2.3 Varianta 3 (Dva prstencové motory)

Jako poslední je uvažována varianta, kdy se původní High Torque motor, jehož parametry jsou uvedeny v tab. 19, zdvojí, zařadí se za sebe a spojí. Tím dojde k zdvojnásobení momentu a docílení požadovaných parametrů. Tato varianta je zcela beze ztrát a bez vůlí. Také montáž by u této varianty měla být snazší, protože se v podstatě jedná o dvě trubky v sobě, které by se zasunuly do válcového vývrtu v těle smykadla. Tyto motory mají, obdobě jako motor hlavního pohonu, na vnější povrchu statoru drážky, kterými se chladí vynutí motoru a dochází tím k dobrému odvodu tepla. Cena a hmotnost samotného motoru je ale oproti předchozím vyšší, ale sníží se počet obráběných dílu na minimum.

Výpočtový výkon [kW]	43,2
Maximální moment [Nm]	2130
Statický moment [Nm]	1080
Jmenovitý moment [Nm]	1050
Otáčky při maximálním momentu [1/min]	33,1
Jmenovité otáčky [1/min]	103
Přesnost polohování [°]	0,001
Hmotnost motoru [kg]	70,8
Maximální průměr [mm]	450
Délka pohonu [mm]	210

tab. 19: Parametry motoru T - 1FW6 - 0PB150 - 2JC3(11)



obr. 31: Zdvojení prstenových motorů

9.2.4 Hodnocení variant pohonu osy A

Dle vlastností vyjmenovaných u jednotlivých varianta jim byly přiřazeny body o 0 do 4. Výsledky tohoto obodování jsou v tab. 20 a opět varianta s největším počtem bodů je ta nejlepší, a proto se jako nejlepší jeví varianta 3. Protože varianta 1 nemá vymezené vůle, byla z hodnocení vyřazena a i kdyby byla uvažována s děleným mezikolem, tak je servomotor této varianty tak rozměrný, že by kolidoval s pohonným hřídelem a přívodem kapalin na čelo smykadla.

	Varianta 1	Varianty 2	Varianta 3
Náklady	3	4	3
Hmotnost	3	4	2
Montáž	1	2	4
Vymezení vůlí	0	4	4
Odvod tepla	2	2	4
Účinnost	1	3	4
Celkem	10	19	21

tab. 20: Hodnocení variant pohonu osy A

10 Popis konstrukčního návrh a jeho částí

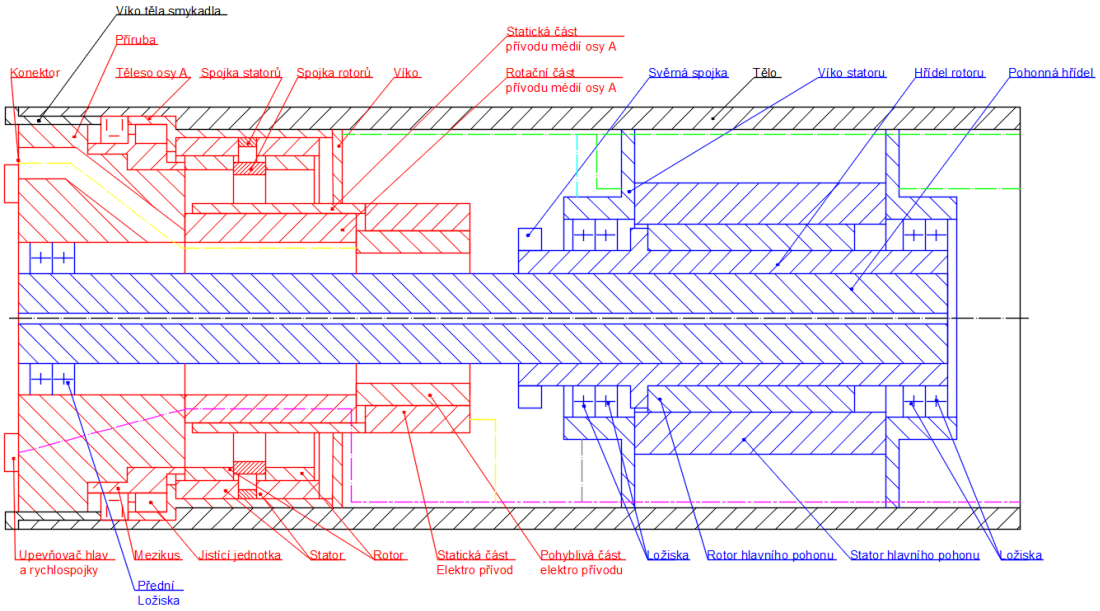
Stejně jako ve stávajícím řešení i v novém konstrukčním návrhu bude zachováno stejné koncepční uspořádání hlavního pohonu a osy A. V přední části se bude nacházet osa A, na obr. 32 znázorněna červeně, a v zadní části hlavní pohon, na obr. 32 znázorněn modře. Vedení smykadla bude zachováno valivé pomocí předepjatých tanků. V horních dvou dírách budou zachovány předepínací tyče, které vyrovnají průhyb smykadla.

Rotor hlavního pohonu bude nasunut na hřídel rotoru, která bude na obou stranách uložena v páru přesných kosoúhlých ložisek. Hřídel rotoru bude dále přes svěrnou spojku spojena s pohonnou hřídelí. Pohonná hřídel bude v přední části uložena na párovém přesném kosoúhlém ložisku. Stator hlavního pohonu bude spojen s víkem statoru, které jednak ustavuje motor ve správné pozici v těle smykadla a zároveň bude sloužit jako opora pro ložiska. Rotační přívod chladicí kapaliny středem se bude nacházet až za motorem.

Statory obou motorů osy A budou spojeny k sobě a jako celek spojeny s tělesem osy A. Těleso osy A bude v těle smykadla proti pootočení zajištěno perem a proti axiálnímu vysunutí z těla víkem těla smykadla. Obdobně budou spojeny i oba rotory a poté připojeny k přírubě. Celá osa A bude uložena na jednom YRTC ložisku, které dokáže zachytit axiální síly v obou

směrech, radiální síly i klopné momenty. Zároveň má toto ložisko integrované odměřování polohy inkrementálními snímači. Tím bude získávána informace o poloze natočení osy A, protože motory osy nemají vlastí odměřování přes encodéry.

Na přírubě bude dále navlečena jistící jednotka, která bude osu pevně zajišťovat při obrábění pod stálým konstantním úhlem.



obr. 32: Skica konstrukčního návrhu

V těle smykadla vzniká několik tepelných zdrojů. Jednak kvůli jeho uzavřené konstrukci, která zabraňuje dobrému přestupu tepla do okolí a kvůli vysokým otáčkám hlavního pohonu. Konkrétně tepelné zdroje vznikají ve vynutí motoru hlavního pohonu a vynutí motoru osy A. Dalším velkým zdrojem tepla jsou ložiska hlavního pohonu, kvůli vysokým otáčkám hlavního pohonu. Teplo z motorů bude odváděno pomocí chladicí kapaliny, která bude proudit mezi statorem motoru a trubkou přetáhnutou přes stator ve spirálových drážkách ve statoru. Teplo z ložisek je odváděno pomocí mazacího systému. Cesty vedení trubek chlazení motorů jsou na obr. 32 znázorněny zeleně. Přívod maziva k ložiskům je znázorněn světle modrou barvou a odvod maziva šedou barvou.

Přívody médií na čelo příruby jsou trubkou, purpurová barva, přivedeny na statickou část rotačního přívodu a dále vedeny skrz rotační část přívodu médií na čelo osy a přírubu až do rychlospojek. Stejným způsobem je přiveden olej do hydraulických upevňovačů pro uchycení nástrojových hlav.

Dále je velice důležité umístění kabelů. Kabely jsou přivedeny k jednotlivým motorům a k rotačnímu elektrickému přívodu. Rotační elektrický přívod vede kabely skrz tunel v přírubě až ke konektoru na jejím čelu. Tyto kabely jsou znázorněny žlutou barvou.

11 Stanovení zátěžných stavů a budících frekvencí

Protože multifunkční centrum nepracuje celou svoji životnost při největším momentu nebo otáčkách budou zde stanoveno několik zátěžných stavů. Zátěžné stavy by měly být stanoveny z operací, které se na stroji používají, tj. soustružení, frézování, vrtání, broušení a další. Pro navržení pohonů, ale postačí uvažovat frézování, kdy bude využit hlavní pohon i pohon osy

A. Celkem budou uvažovány tři zátěžné stavy. Dva frézovací a jeden soustružnický, kvůli pozdějšímu výpočtu tuhosti těla smykadla. U stavů pro frézování jsou uvažovány pouze přímá a úhlová hlava. Hlava naklápěcí nebude uvažována, protože její pohyby jdou složit z pohybů přímé a úhlové hlavy. Ke stanovení bude využit CoroGuide webový nástroj firmy Coromant, který je dostupný z (12).

11.1.1 1. Zátěžný stav

Tento stav je charakterizován hrubovacím operací. Při níž bude využit maximální moment při jmenovitých pravotočivých otáčkách. Je uvažováno obrábění frézou o velkém průměru, která je upnuta v přímé frézovací hlavě. Programem Coroguide byly určeny parametry obrábění, který jsou uvedeny v tab. 21. Tyto parametry lze využít pro obrábění uhlíkových ocelí, ale i vysoce pevných materiálů, které se používají pro lopatky turbín. Jde vždy jen u nastavení posuvu nástroje a hloubky obrábění.

Moment [Nm]	3 000
Otáčky [1/min]	374
Řezná rychlost [m/min]	130
Průměr frézy [mm]	300

tab. 21: Parametry 1. zátěžného stavu

Řezné síly vniklé obráběním při uvažování 1. zátěžného stavu

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot M_1}{D_{fr1}} = \frac{2 \cdot 3000}{0{,}300} = 20\,000\ N,$$

$$F_{r1} = 0{,}8 \cdot F_{o1} = 0{,}8 \cdot 20000 = 16\,000\ N,$$

$$F_{a1} = 0{,}6 \cdot F_{o1} = 0{,}6 \cdot 20000 = 12\,000\ N.$$

11.1.2 2. Zátěžný stav

Druhý stav je charakterizován obráběním na čisto. To znamená obrábění frézou malého průměru při maximálních otáčkách. Pro tento stav je uvažováno obrábění úhlovou hlavou. Opět byly programem CoroGuide stanoveny parametry v tab. 22.

Moment [Nm]	150
Otáčky [1/min]	4 000
Řezná rychlost [m/min]	296
Průměr frézy [mm]	20

tab. 22: Parametry 2. zátěžného stavu

Řezné síly vniklé obráběním při uvažování 2. zátěžného stavu

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_2}{D_{fr2}} = \frac{2 \cdot 150}{0{,}020} = 15\,000\ N,$$

$$F_{r2} = 0{,}8 \cdot F_{o1} = 0{,}8 \cdot 30000 = 12\,000\ N,$$

$$F_{a2} = 0{,}6 \cdot F_{o1} = 0{,}6 \cdot 30000 = 9\,000\ N.$$

11.1.3 3. Zátěžný stav

Posledním zátěžným stavem je soustružení. Velikost řezné síly byla zadána zadavatelem úkolu, protože během soustružení je využit motor soustružnického vřeteníku.

Obvodová síla [N]	50 000

tab. 23: Velikost sil 3. zátěžného stavu

Shrnutí sil a momentů jednotlivých zátěžných stavů je v tab. 24.

	Doba běhu [hod]	Moment [Nm]	Otáčky [1/min]	F_o [N]	F_r [N]	F_a [N]
1. Zátěžný stav	5 000	3 000	374	20 000	16 000	12 000
2. Zátěžný stav	5 000	150	4 000	15 000	12 000	9 000
3. Zátěžný stav	5 000	140 000	400	50 000	-	-

tab. 24: Výsledné zátěžné stavy

11.2 Budící frekvence od obrábění

Pro výpočet budících frekvencí vzniklých obráběním budou uvažovány dva nástroje. První bude fréza uvedená v prvním zátěžném stavu a druhý nástroj bude fréza z druhého zátěžného stavu. Konkrétně jde o frézy o 16 respektive 4 zubech. Otáčky nástrojů jsou přiřazeny ze zatěžovacích stavů výše a jsou uvedeny v tab. 25. Hodnoty dvou budících frekvencí, které vyvolá hrubovací a dokončovací obrábění, výše popsanými nástroji jsou spočteny výše a uvedeny v tab. 26.

	Otáčky nástroje [1/min]	Počet zubů [-]
První fréza	374	16
Druhá fréza	4 000	4

tab. 25: Frézovací nástroje pro výpočet budících frekvencí

$$f_{b1} = n_1 \cdot z_{f1} = 374 \cdot 16 = 99{,}7\ Hz$$

$$f_{b2} = n_2 \cdot z_{f2} = 4000 \cdot 4 = 266{,}7\ Hz$$

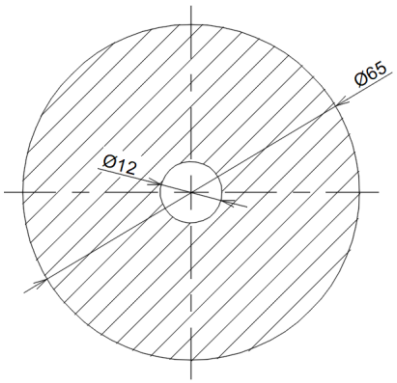
První budící frekvence [Hz]	99,7
Druhá budící frekvence [Hz]	266,7

tab. 26: Budící frekvence od obrábění

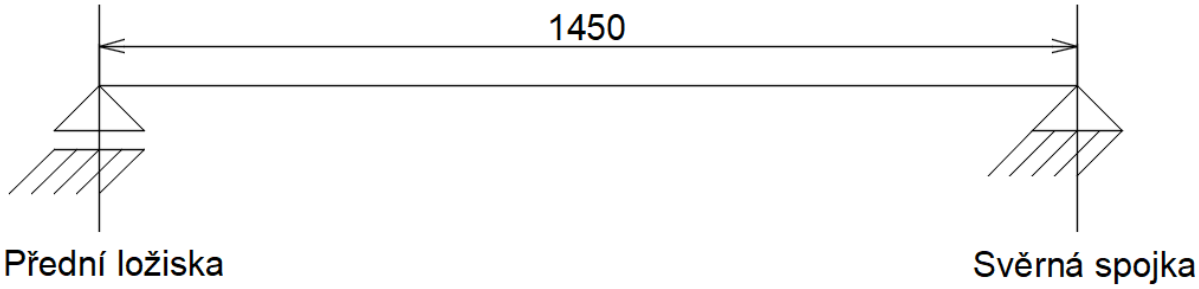
12 Konstrukční návrh hlavního pohonu

12.1 Návrh pohonného hřídele

Kvůli koncepci smykadla není pohonná hřídel namáhána řeznými silami ani tíhou jednotlivých zařízení a je namáhána pouze vlastní tíhou a krouticím momentem, který musí přenést od hlavního pohonu na nástroj. Proto jsou pro určení průměru pohonné hřídele důležité kritické otáčky v krutu a ohybu. Pro jeho navržení se bude vycházet ze třech průměrů 65 mm, 80 mm a 100 mm, a bude zvolen ten, který bude mít kritické otáčky v krutu a ohybu větší, než jsou provozní. Pohonná hřídel má ve svém středu 12 mm otvor, kterým je vedeno chladící médium místa řezu pro přímou nástrojovou hlavu. Na obr. 34 je uveden výpočtový model pohonné hřídele s délkou, která bude ve výpočtu uvažována tedy délka mezi svěrnou spojkou a předními ložisky.



obr. 33: Průřez pohonné hřídele



obr. 34: Zjednodušený výpočtový model pohonné hřídele

12.1.1 Krut

Níže je uveden postup výpočtu pro průměr hřídele 65 mm. Pro určení torzní tuhosti a kritických otáček budou nejprve spočteny průřezové charakteristiky, jako je plocha, kvadratický moment a polární kvadratický moment průřezu a dále hmotnost.

$$S = \frac{\pi \cdot \left({D_{ph}}^2 - {d_{ph}}^2\right)}{4} = \frac{\pi \cdot (65^2 - 12^2)}{4} = 3\,205{,}2\ mm^2,$$

$$J_k = \frac{\pi \cdot \left({D_{ph}}^4 - {d_{ph}}^4\right)}{32} = \frac{\pi \cdot (65^4 - 12^4)}{32} = 1\,750\,445{,}3\ mm^4,$$

$$J = \frac{\pi \cdot \left({D_{ph}}^4 - {d_{ph}}^4\right)}{64} = \frac{\pi \cdot (65^4 - 12^4)}{64} = 875\,222{,}6\ mm^4,$$

$$m = S \cdot l_{ph} \cdot \rho = 0{,}0032052 \cdot 1{,}450 \cdot 7800 = 36{,}3\ kg.$$

Z těchto hodnot lze spočítat torzní, ohybovou tuhost a kritické otáčky

$$k_\varphi = \frac{G \cdot J_k}{{l_{ph}}^3} = \frac{87000 \cdot 1750445{,}3}{1450^3} = 49{,}95\ \frac{N}{mm},$$

$$k_y = \frac{48 \cdot E \cdot J}{l_{ph}^3} = \frac{48 \cdot 210000 \cdot 875222{,}6}{1450^3} = 2\,893{,}8\ \frac{N}{mm},$$

$$n_k = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_y}{m}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2\,893{,}8}{36{,}3}} = 2698\,\frac{1}{min}.$$

Výsledky jsou uvedeny, společně s ostatními průměry, v tab. 27.

Průměr D [mm]	Torzní tuhost [kN/mm]	Kritické otáčky v krutu [1/min]
65	50	2 698
80	114,7	3 302
100	280,1	4 111,1

tab. 27: Výsledky tuhosti a kritických otáček v krutu

12.1.2 Ohyb

Zde bude opět uveden pouze výpočet pro průměr 65 mm. Nejprve bude spočtena tíhová síla, ze které se následně spočte maximální průhyb nosníku potřebný pro výpočet kritických otáček. Ohybová tuhost byla počítána již v předchozí kapitole, proto zde nebude její výpočet uveden. Výsledky pro všechny průměry jsou uvedeny v tab. 30.

$$F_g = m \cdot g = 36{,}3 \cdot g = 355{,}5\ N$$

$$y_{ph} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{355{,}5 \cdot 1450^3}{48 \cdot 210000 \cdot 875222{,}6} = 0{,}123\ mm$$

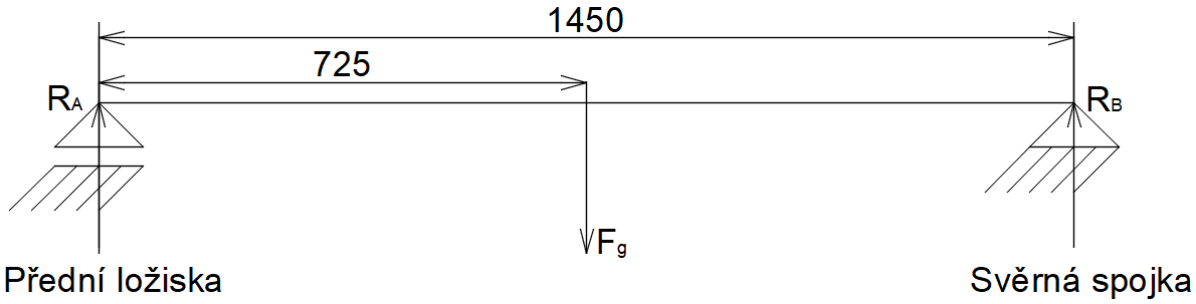
$$n_{ko} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{y_{ph}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{0{,}123}} = 2698\ \frac{1}{min}$$

Průměr D [mm]	Ohybová tuhost [kN/mm]	Kritické otáčky v ohybu [1/min]
65	2 893,8	2 698
80	6 644,6	3 302
100	16 226,9	4 111,1

tab. 28: Výsledky tuhostí a kritických otáček v ohybu

12.1.3 Kontrola pohonné hřídele

Na tomto místě bude kontrolováno maximální napětí v pohonné hřídeli způsobené její vlastní hmotností a krutem. Výpočetní model pohonné hřídele je uveden na obr. 35. Pro pohonnou hřídel je zvolen materiál 11 700, jehož mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tab. 29. Níže je opět uveden výpočet pro průměr 65 mm a výsledky pro ostatní průměry jsou uvedeny pouze v tab. 30 níže.



obr. 35: Výpočetní model pohonné hřídele pro výpočet napětí od vlastní hmotnosti

Materiál pohonné hřídele	11 700
Mez pevnosti v tahu [MPa]	700
Mez kluzu v tahu [MPa]	345
Dovolené napětí [MPa]	100

tab. 29: Mechanické vlastnosti materiálu pohonné hřídele(13)

Nejprve budou opět spočteny průřezové charakteristiky pohonné hřídele, kterými jsou plocha a kvadratické průřezy pro ohyb a krut

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left({D_{ph}}^2 - {d_{ph}}^2\right) = \frac{\pi}{4} \cdot (65^2 - 12^2) = 3\,205{,}2\ mm^2,$$

$$W_o = \frac{\pi}{32 \cdot D_{ph}} \cdot \left({D_{ph}}^4 - {d_{ph}}^4\right) = \frac{\pi}{32 \cdot 65} \cdot (65^4 - 12^4) = 26\,929{,}9\ mm^3,$$

$$W_k = \frac{\pi}{16 \cdot D_{ph}} \cdot \left({D_{ph}}^4 - {d_{ph}}^4\right) = \frac{\pi}{16 \cdot 65} \cdot (65^4 - 12^4) = 53\,859{,}8\ mm^3.$$

Dále bude spočtena hmotnost pohonné hřídele mezi svěrnou spojkou a předními ložisky a zní následně určená tíhová síla

$$m = S \cdot l_{ph} \cdot \rho = 3205{,}2 \cdot 1450 \cdot 7800 = 36{,}3\ kg,$$

$$F_g = m \cdot g = 36{,}3 \cdot g = 355{,}5\ N.$$

Protože je tíhová síla uprostřed hřídele, jsou síly v reakcích poloviční a ohybový moment se vypočte vynásobením reakční síly s polovinou délky hřídele

$$R_A = \frac{F_g}{2} = \frac{355{,}5}{2} = 177{,}8\ N,$$

$$R_B = \frac{F_g}{2} = \frac{355{,}5}{2} = 177{,}8\ N,$$

$$M_{omax} = R_A \cdot \frac{l_{ph}}{2} = 177{,}8 \cdot \frac{1450}{2} = 128\,868{,}8\ N \cdot mm.$$

Poté se napětí v ohybu a v krutu které v pohonné hřídeli vzniká rovná

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{128868{,}8}{26929{,}9} = 4{,}8\ MPa,$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3000000}{53859{,}6} = 55{,}7\ MPa.$$

Protože v hřídeli vznikají dvě na sebe kolmá napětí, o porovnání vůči dovolenému napětí rozhoduje redukované napětí, které se dle HMH hypotézy rovná

$$\sigma_{red} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + 3 \cdot {\tau_k}^2} = \sqrt{4{,}8^2 + 3 \cdot 55{,}7^2} = 96{,}6\ MPa.$$

Průměr pohonné hřídele [mm]	Napětí v pohonné hřídeli [MPa]
65	96,6
80	51,9
100	26,7

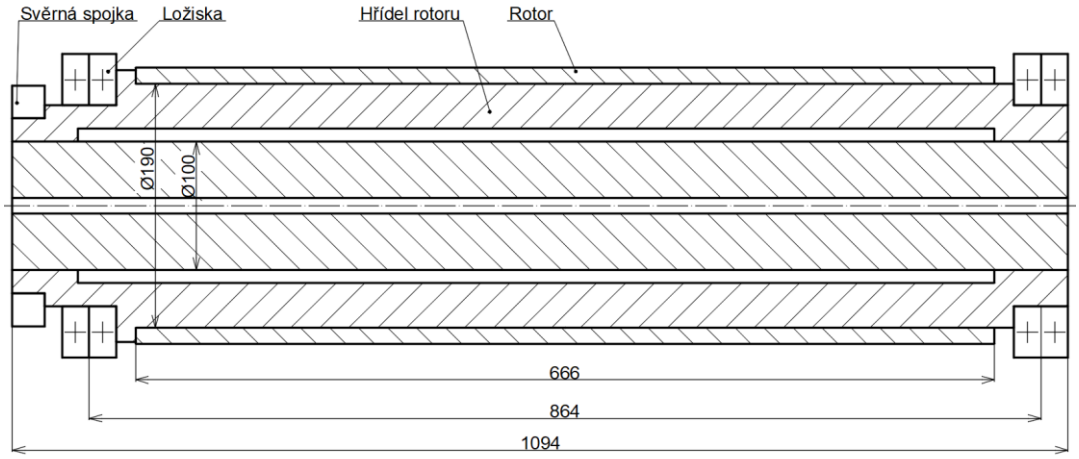
tab. 30: Výsledky napětí v pohonné hřídeli od vlastní hmotnosti

Z těchto výsledků vyplívá, že všechny navržené průměry vyhovují a napětí v pohonné hřídeli vyvolané její vlastní hmotností a krutem je menší než uvažované dovolené napětí. To tedy znamená, že napětí není určujícím kritériem pro volbu průměru hřídele. Tím kritériem jsou

kritické otáčky, které musí být větší, než jsou maximální pracovní otáčky smykadla. Proto je zvolen průměr pohonné hřídele 100 mm.

12.2 Kontrola hřídele rotoru

Hřídel rotoru bude kontrolována, stejně jako pohonná hřídel, na sílu od vlastní tíhy a krouticího momentu. Zde navíc bude k vlastní hmotnosti hřídele připočtena hmotnost rotoru, který je na hřídeli nasunut. Hřídel rotoru bude pro účely výpočtu uvažována zjednodušeně jako válec bez osazení pro ložiska a dalších detailů. Toto zjednodušení povede ke zvětšení hmotnosti hřídele rotoru a tím pádem ke zvýšení bezpečnosti. Všechny důležité rozměry pro výpočet vyplívají z obr. 36 a jsou přehledně uvedeny v tab. 31. Pro hřídel rotoru je zvolen materiál 11 700 dle ČSN, jehož mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tab. 32.



obr. 36: Skica hřídele rotoru s rotorem a jejich uložením

D_{hr} [mm]	190
d_{hr} [mm]	100
l_{hr} [mm]	1094
$l_{ložisek}$ [mm]	864
m_{rotor} [mm]	70

tab. 31: Důležité parametry pro výpočet napětí v hřídeli rotoru

Materiál hřídele rotoru	11 700
Mez pevnosti v tahu [MPa]	700
Mez kluzu v tahu [MPa]	345
Dovolené napětí [MPa]	100

tab. 32: Mechanické vlastnosti materiálu hřídele rotoru (13)

Průřezové charakteristiky potřebné pro další výpočet hřídele rotoru

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left({D_{hr}}^2 - {d_{hr}}^2\right) = \frac{\pi}{4} \cdot (190^2 - 100^2) = 20\,498{,}9\ mm^2$$

$$W_o = \frac{\pi}{32 \cdot D} \cdot \left({D_{hr}}^4 - {d_{hr}}^4\right) = \frac{\pi}{32 \cdot 190} \cdot (190^4 - 100^4) = 621\,709{,}8\ mm^3$$

$$W_k = \frac{\pi}{16 \cdot D} \cdot \left({D_{hr}}^4 - {d_{hr}}^4\right) = \frac{\pi}{16 \cdot 190} \cdot (190^4 - 100^4) = 1\,243\,419{,}6\ mm^3$$

Hmotnost hřídele rotoru

$$m_{hr} = S \cdot l_{hr} \cdot \rho = 20498{,}9 \cdot 1094 \cdot 7800 = 174{,}9\ kg.$$

Tíhová síla od hmotnosti hřídele rotoru a hmotnosti rotoru

$$F_g = (m_{hr} + m_{rotoru}) \cdot g = (174{,}9 + 70) \cdot g = 2401{,}8\ N.$$

Reakce v místě ložisek a maximální ohybový moment

$$R_A = \frac{F_g}{2} = \frac{2401{,}8}{2} = 1201\ N,$$

$$R_B = \frac{F_g}{2} = \frac{2401{,}8}{2} = 1201\ N,$$

$$M_{omax} = R_A \cdot \frac{l_{ložisek}}{2} = 1201 \cdot \frac{864}{2} = 818\,800{,}9\ N \cdot mm.$$

Napětí v ohybu a v krutu, která vznikají tíhou a krouticím momentem rotoru se rovnají

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{818800{,}9}{621709{,}8} = 0{,}83\ MPa,$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3000000}{1243419{,}6} = 2{,}4\ MPa.$$

Redukované napětí vzniklí v hřídeli rotoru

$$\sigma_{red} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + 3 \cdot {\tau_k}^2} = \sqrt{0{,}83^2 + 3 \cdot 2{,}4^2} = 4{,}3\ MPa.$$

Hřídel rotoru o navržených rozměrech vyhovuje, protože redukované napětí v hřídeli rotoru je menší, než dovolené napětí.

12.2.1 Napětí způsobené excentricitu rotoru

Magnetické pole rotoru vytváří radiální sílu, která se snaží rotor přitáhnout ke statoru. Radiální síla dále narůstá, čím větší je excentricita mezi osou rotoru a osou statoru. Tato síla je nulová pouze, pokud osa rotor leží v ose statoru tedy pouze, pokud je rotor souosí se statorem. Předchozí výpočet platí, pouze pokud jsou osy rotoru a statoru leží přesně na sobě. V tomto výpočtu bude spočtena maximální excentrická síla, která by mohla v hřídeli rotoru vzniknout. A při této síle v hřídeli vznikne napětí, které se bude rovnat dovolenému pro zvolený materiál.

$$\sigma_D = \sqrt{{\sigma_o}^2 + 3 \cdot {\tau_k}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_o}{W_o}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_k}{W_k}\right)^2}$$

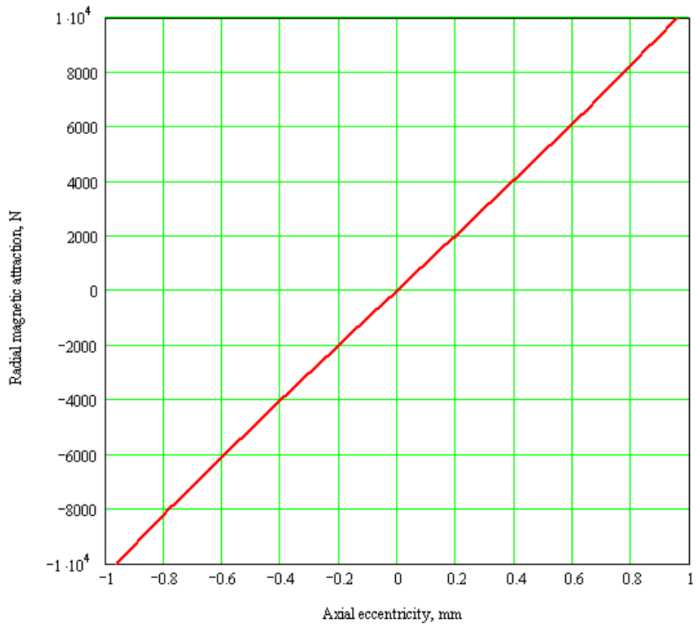
$$\sigma_d^2 - 3 \cdot \left(\frac{M_k}{W_k}\right)^2 = \left(\frac{M_o}{W_o}\right)^2$$

$$\sqrt{\sigma_d^2 - 3 \cdot \left(\frac{M_k}{W_k}\right)^2} \cdot W_o = M_o = \left(F_g + F_{exc}\right) \cdot \frac{l_{loziska}}{2} => F_{exc}$$

$$= \sqrt{\sigma_d^2 - 3 \cdot \left(\frac{M_k}{W_k}\right)^2} \cdot \frac{2 \cdot W_o}{l_{loziska}} - F_g =$$

$$= \sqrt{100^2 - 3 \cdot \left(\frac{3000000}{1243419{,}6}\right)^2} \cdot \frac{2 \cdot 621709{,}8}{864} - 2041{,}2 = 130\,584{,}9\ N$$

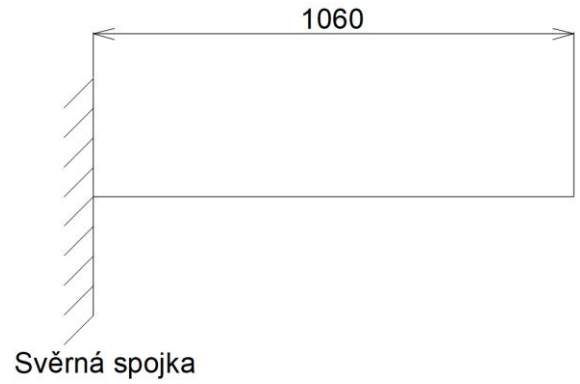
Maximální excentrická síla, která může vzniknout a nedojde ke vzniku trhliny, je tedy rovna 130 584,9 N. Na obr. 37, který je dostupný z (14), je uveden průběh excentrické síly v závislosti na velikosti excentricity os rotoru a statoru. Tento graf odpovídá motoru o průměru 370 mm, délce 105 mm a momentu 1 000 Nm. Použitý motor je větší ve všech těchto ohledech a proto i síla bude větší, než je uvedeno na grafu níže. I přesto se dá uvažovat, že aby vznikla excentrická síla o velikosti 130 854,9 N, musela by excentricita os být v desetinách milimetrů. To jsou pro tuto aplikaci příliš velké výrobní nepřesnosti, a proto excentrická síla nikdy nedosáhne vypočtené velikosti výše a hřídel rotoru tedy vyhovuje i z hlediska tohoto kritéria.



obr. 37: Průběh excentrické síly dle katalogu PHASE (14)

12.3 Kontrola konce pohonné hřídele (části v rotoru hlavního pohonu)

V této kapitole bude provedena kontrole konce pohonné hřídele, která je uvnitř rotoru hlavního pohonu. Jde tedy o část pohonné hřídele od svěrné spojky do konce hřídele rotoru. Zjednodušený výpočtový model této části hřídele je na obr. 38.



obr. 38: Zjednodušený výpočtový model konce pohonného hřídele

Opět budou spočteny průřezové charakteristiky konce pohonné hřídele. Těmi je plocha, kvadratický moment setrvačnosti a polární moment setrvačnosti

$$S = \frac{\pi \cdot \left({D_{ph}}^2 - {d_{ph}}^2\right)}{4} = \frac{\pi \cdot (100^2 - 12^2)}{4} = 7\,740{,}9\ mm^2,$$

$$J = \frac{\pi \cdot \left({D_{ph}}^4 - {d_{ph}}^4\right)}{64} = \frac{\pi \cdot (100^4 - 12^4)}{64} = 4\,907\,720{,}6\ mm^4,$$

$$J_k = \frac{\pi \cdot \left({D_{ph}}^4 - {d_{ph}}^4\right)}{32} = \frac{\pi \cdot (100^4 - 12^4)}{32} = 9\,815\,441{,}3\ mm^4.$$

Hmotnost a tíha konce hřídele se rovnají

$$m = S \cdot l_{konecph} \cdot \rho = 7740{,}9 \cdot 1060 \cdot 7800 = 64\ kg,$$

$$F_g = m \cdot g = 64 \cdot g = 627{,}6\ N.$$

Z těchto hodnot budou opět spočteny torzní tuhost, ohybová tuhost a průhyb hřídele jako v předchozí kapitole

$$k_\varphi = \frac{G \cdot J_k}{l^3} = \frac{87000 \cdot 9815441{,}3}{1060^3} = 717\ \frac{N}{mm},$$

$$k_y = \frac{3 \cdot E \cdot J}{{l_{konecph}}^3} = \frac{3 \cdot 210000 \cdot 4907720{,}6}{1060^3} = 2\,596\ \frac{N}{mm},$$

$$y_{konecph} = \frac{F \cdot {l_{konecph}}^3}{3 \cdot E \cdot J} = \frac{627{,}6 \cdot 1060^3}{3 \cdot 210000 \cdot 4907720{,}6} = 0{,}24\ mm.$$

A nakonec budou spočteny kritické otáčky v krutu a ohybu

$$n_k = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_y}{m}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2596}{64}} = 12\,084 \frac{1}{min},$$

$$n_{ko} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{y_{konecph}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{0{,}24}} = 12\,084 \frac{1}{min}.$$

Kritické otáčky v krutu [1/min]	12 084
Torzní tuhost [kN/mm]	717
Kritické otáčky v ohybu [1/min]	12 084
Ohybová tuhost [kN/mm]	2 596

tab. 33: Výsledky tuhostí a kritických otáček v krutu a ohybu

Kritické otáčky jsou vyšší než pracovní otáčky motoru proto i konec pohonné hřídele vyhovuje.

12.4 Kontrola ložisek hlavního pohonu

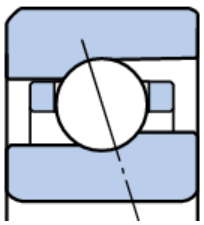
V této kapitole bude kontrolována statická bezpečnost a životnost ložisek hlavního pohonu. Dále bude také navržen mazací systém těchto ložisek.

Ložiska musí být dokonale mazány, tím dochází ke snižování třecích odporů, energetických ztrát, hlučnosti a zmenšuje se opotřebení funkčních ploch. Nejpoužívanějšími mazacími médii jsou olej a tuk. Mazání olej může probíhat ručně, rozstřikem, broděním, olejovou mlhou a oběhově. Mazání dále částečně funguje jako chlazení a pomáhá udržet teplotu ložisek na takové úrovni, aby nerostla a nesnižovala životnost ložisek. (15)

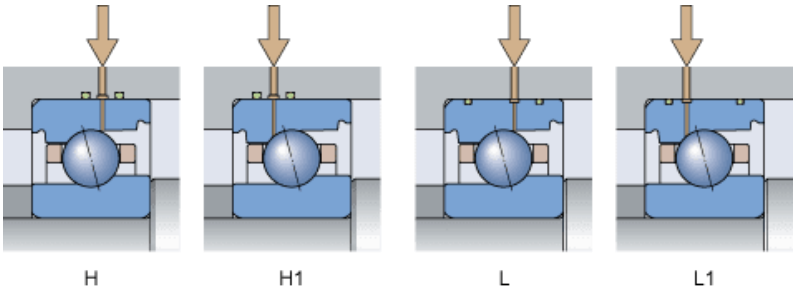
Pro tento případ se pro mazání ložisek nejvíce hodí mazání tukem nebo mazání mlhou. Protože jsou ložiska hřídele rotoru umístěny hluboko v těle smykadla, a je k nim velice špatný přístup, bude pro ně uvažováno mazání mlhou. Přední ložiska pohonné hřídele jsou umístěny hned u čela smykadla, v přírubě, a je k nim velice snadný přístup. Proto když by bylo potřeba doplnit mazivo těmto ložiskům, nebyl by problém ložiska demontovat, doplnit mazivo a zpětně zase namontovat. Z tohoto důvodu je pro přední ložiska uvažováno tukové mazání.

Jak již bylo popsáno výše, pro hlavní pohon jsou zvolena přesná kosoúhlá ložiska o dvou velikostech. Ložiska s označení 7030, které jsou natažena na hřídel rotoru a ložiska 71924, která jsou v přední části pohonné hřídele. Jejich přesné označení je v tab. 34.

Zvolené ložiska mají několik provedení. Klasické provedení a provedení pro přímé mazání. Klasické provedení je na obr. 39 a přímé mazání, které má dvě provedení, je na obr. 40. První provedení, s označení H, má mazací radiální díru, kterou je směs oleje a vzduchu přiváděna přímo na oběžnou dráhu ložiska a mazací drážka musí být v náboji. Druhé provedení, s označení L, má mazací díru i drážku ve vnějším kroužku ložiska.



obr. 39: Klasické provedení přesných kosoúhlých ložisek(16)



obr. 40: Provedení s přímým mazáním (vlevo – drážka v náboji, vpravo drážka v kroužku ložiska) (16)

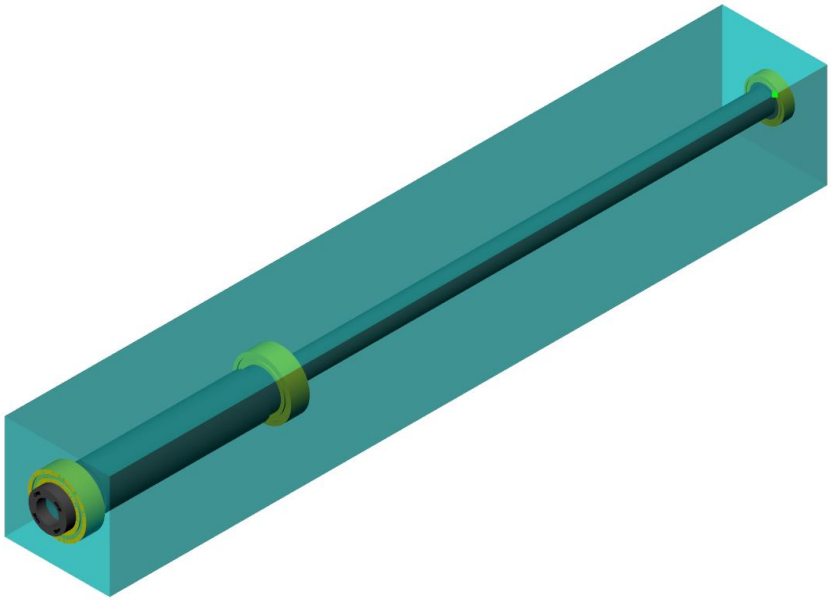
	Typ ložiska
Ložiska hřídele rotoru	SKF 7030 ACD/P4AL
Přední ložiska	SKF 71924 ACD/P4A

tab. 34: Přesné označení ložisek hlavního pohonu

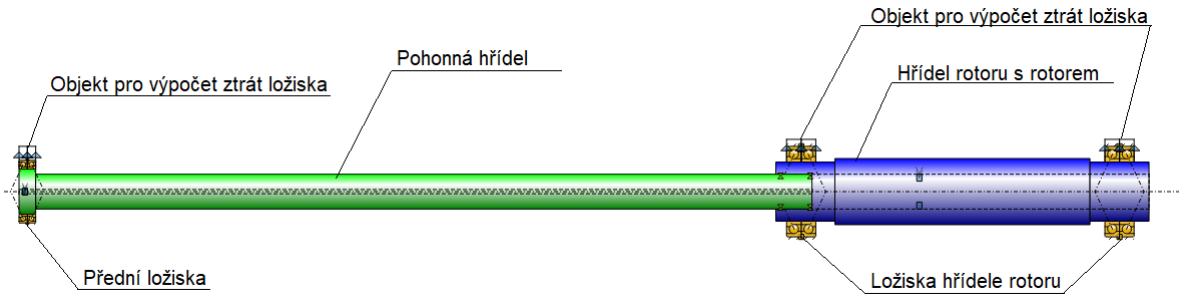
Návrh mazacího systému bude proveden pomocí programu KISSsys. Díky tomu bude možno nejen určit teplotně stabilní otáčky, tedy otáčky, při kterých teplota ložiska již neroste, ale také velikost chladiče pro udržení teploty mazacího média. KISSsys pro výpočet mazacího systému potřebuje okrajové podmínky. Těmi jsou teplota okolí ložisek, skříně ložisek a teplota samotného ložiska a maziva. Jednotlivé teploty jsou uvedeny v tab. 35. Pro zjednodušení zadávání systému mazání do programu KISSsys bude vždy pro všechna ložiska zadán jeden typ mazání, tj. tuk nebo mlha. Na konci tohoto výpočtu budou uvedeny výsledky pro jednotlivá ložiska s uvedeným typem mazání. Model tohoto systému je na obr. 41 a obr. 42.

Teplota skříně ložisek [°C]	20
Teplota okolí ložisek [°C]	20
Střední teplota ložisek [°C]	70
Teplota maziva [°C]	70

tab. 35: Uvažované teploty v mazacím systému



obr. 41: 3D pohled na model mazacího systému



obr. 42: 2D pohled na model mazacího systému

12.4.1 Mazání mlhou

Mlhou je myšleno směs oleje a vzduchu. Mazání mlhou probíhá tak, že se v přesně stanovených intervalech vstřikuje malé množství oleje do proudu vzduchu o malém přetlaku. Vzniklá směs se přivádí přímo do oběžné dráhy ložiska a usazují se jak na oběžné dráze, tak i na samotném valivém tělese, kde vytváří jemný olejový film. Díky tomuto jemnému filmu je zajištěno dostatečné mazání ložiska a zároveň snížení odporu, který klade olej pohybujícímu se valivému tělesu. Potřebné průtočné množství se nastaví ve ventilech systému dopravy. (15)

Mazání mlhou odpovídá v softwaru KISSsys „Oil mist lubrication“. Pro tento typ mazání nelze přesně nastavit množství vstřikovaného oleje a ani intervaly, kdy je směs do drážky vstřikována. Hodnoty teplotně stabilních otáček jsou uvedeny v tab. 36 a velikost potřebného chladiče v tab. 39. V příloze č. 1 jsou uvedeny všechny výstupy z tohoto výpočtu.

	Teplotně stabilní otáčky pro mazání mlhou [1/min]
Ložiska hřídele rotoru (7030)	3 365
	3 365
	3 365
	3 365
Přední ložiska (71924)	9 951
	9 951

tab. 36: Teplotně stabilní otáčky pro mazání mlhou

Velikost chladiče [W]	

tab. 37: Velikost chladiče pro mazání mlhou ložisek hlavního pohonu

Kvůli nemožnosti nastavení množství a intervalů vstřikování výsledky neodpovídají skutečnosti. Pro přiblížení bude proveden výpočet teplotně stabilních otáček pro oběhové a tukové mazání ložisek hřídele rotoru (7030). Skutečné otáčky, při mazání mlhou, by pak měly ležet mezi těmito dvěma výsledky.

12.4.2 Mazání oběhové

Při oběhovém mazání je mazací drážkou v ložisku dopravován nepřetržitě olej. Ten ložiskem proteče a otvorem v nejnižším místě skříně vyteče z ložiska ven. Pro tento výpočet byl použit úplně stejný model jako pro předchozí výpočet. Výsledky teplotně stabilních otáček pro všechny ložiska jsou uvedeny v tab. 38 a velikost chladiče v tab. 39. Zde jsou důležité hlavně výsledky pro ložiska hřídele rotoru. Všechny výstupy z toho výpočtu jsou uvedeny v příloze č. 2.

	Teplotně stabilní otáčky pro oběhové mazání [1/min]
Ložiska hřídele rotoru (7030)	5 185
	5 185
	5 185
	5 185
Přední ložiska (71924)	7 058
	7 085

tab. 38: Teplotně stabilní otáčky pro oběhové mazání

Velikost chladiče [W]	1 155,5

tab. 39: Velikost chladiče pro oběhové mazání ložisek hlavního pohonu

12.4.3 Mazání tukové

Jak bylo popsáno výše, ložisko se tukem namaže při jeho montáži. Výpočtový model v programu KISSsys byl použit stejný jako v předchozích dvou případech. Výsledky teplotně stabilních otáček a velikost chladiče jsou uvedeny v tab. 40 respektive tab. 41. Všechny výsledky z toho výpočtu jsou uvedeny v příloze č. 3.

	Teplotně stabilní otáčky pro tukové mazání [1/min]
Ložiska hřídele rotoru (7030)	3 768
	3 768
	3 768
	3 768
Přední ložiska (71924)	8 898
	8 898

tab. 40: Teplotně stabilní otáčky pro tukové mazání

Velikost chladiče [W]	479,8

tab. 41: Velikost chladiče pro tukové mazání ložisek hlavního pohonu

12.4.4 Shrnutí výsledků

Výsledky pro oběhové a tukové mazání ložisek hřídele rotoru jsou uvedeny v tab. 44. Protože teplotně stabilní otáčky jsou velice blízko provozním otáčkám (4 000 ot/min) a otáčky pro oběhové mazání tuto hodnotou vysoce převyšují, dá se usuzovat, že při mazání mlhou by bylo dosaženo požadovaných 4 000 ot/min.

	Teplotně stabilní otáčky pro oběhové mazání [1/min]	Teplotně stabilní otáčky pro tukové mazání [1/min]
Ložiska hřídele rotoru (7030)	5 185	3 768
	5 185	3 768
	5 185	3 768
	5 185	3 768

tab. 42: Výsledné teplotně stabilní otáčky pro hřídele rotoru

U předních ložisek je uvažováno tukové mazání. Z výsledků pro oběhové mazání, které jsou zopakovány v tab. 43, je patrné, že je toto mazání pro přední ložiska dostačující.

Přední ložiska (71924)	8 898
	8 898

tab. 43: Výsledné teplotně stabilní otáčky pro přední ložiska

V tab. 44 jsou pro úplnost uvedeny statické bezpečnosti a životnosti zvolených ložisek. Tento výpočet byl také proveden programem KISSsys. Všechny ložiska plně vyhovují i z těchto hledisek, protože životnosti ložisek jsou vyšší než 15 000 hodin a statické bezpečnosti vyšší než 2. Celý report z toho výpočtu je uveden v příloze č. 4.

	Statická bezpečnost [-]	Životnost [hod]
Ložisko 1 (7030)	427,2	1 000 000
Ložisko 2 (7030)	132,5	1 000 000
Ložisko 3 (7030)	265,9	1 000 000
Ložisko 4 (7030)	171,1	1 000 000
Ložisko 5 (71924)	67,7	804 338
Ložisko 6 (71924)	102,6	1 000 000

tab. 44: Statické bezpečnosti a životnosti ložisek hlavního pohonu

12.5 Prodloužení pohonné hřídele vlivem oteplení ložisek

Vlivem vysokých otáček hlavního pohonu může dosáhnout ložisko teploty až 70 °C. Protože je pohonná hřídel na jedné straně pevně spojena se svěrnou spojkou, jsou přední ložiska této hřídele axiálně volná tak aby mohli vyrovnávat tepelnou dilataci. Minimální axiální vůle v labyrintovém těsnění musí být větší než tato vzniklá tepelná dilatace.

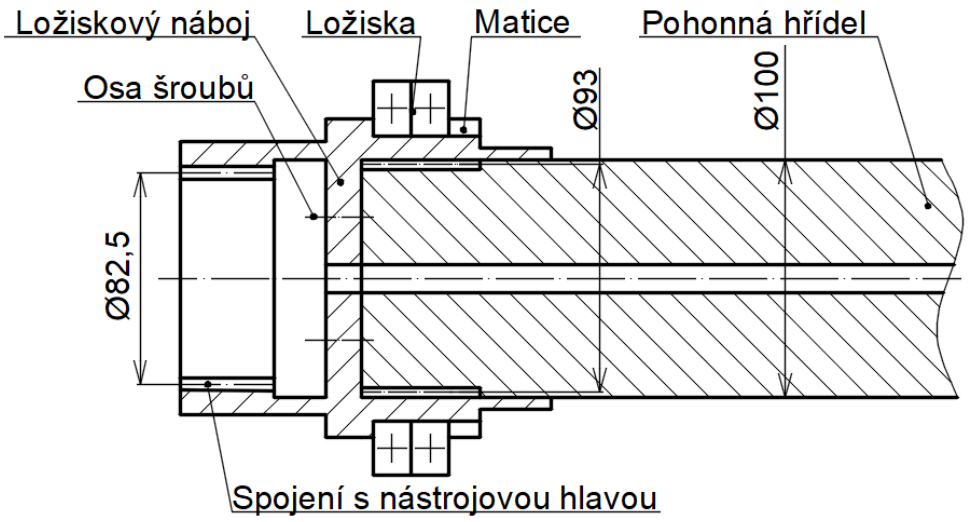
$$\Delta T = t_{ložiska} - t_{okolí} = 70 - 20 = 50\,°C$$

$$\Delta l = l_{ph} \cdot \alpha \cdot \Delta T = 1450 \cdot 0{,}000012 \cdot 50 = 0{,}9\,mm$$

Axiální vůle mezi kanálky statické a otočné části labyrintového těsnění musí být alespoň 0,9 mm, proto je navržená vůle 1 mm dostačující.

12.6 Návrh drážkování hlavního pohonu

Aby byl krouticí moment přenášen z pohonné hřídele na vřeteno v nástrojové hlavě a tím i na nástroj, musí být na hřídeli navlečen díl. Na tomto díle jsou zároveň navlečena přední ložiska pohonné hřídele. Proto bude v této kapitole navrženo evolventní drážkování, které tento přenos zajišťuje. Jedná se o spojení pohonné hřídele a ložiskového náboje a spojení s nástrojovou hlavou, jak je zobrazeno na obr. 43. Pro tento výpočet budou uvažovány parametry z tab. 45 níže a využit program MITCalc.



obr. 43: Ložiskový náboj hlavního pohonu

Charakter pohonu	Rovnoměrný
Typ zatížení	Střídavý rázy
Charakter provozu	Obousměrný
Počet rozběhů v tisících	100
Životnost spoje v hodinách	15 000
Požadovaná bezpečnost spoje	1,5
Celkový provozní koeficient	3,75

tab. 45: Parametry pro výpočet drážkování

12.6.1 Spoj pohonné hřídele a ložiskového náboje

Díl, na kterém jsou přední ložiska pohonné hřídele, je spojen s pohonnou hřídelí pomocí evolventního drážkování. Ložiska jsou na tomto díle stažena přesnou maticí. V zadní části je drážkovaný díl centrován na pohonné hřídeli. Celé popsané spojení je na obr. 43. Zvolené materiály pro jednotlivé díly a výsledky z programu MITCalc jsou uvedeny v tab. 46 respektive v tab. 47.

	Pohonná hřídel	Ložiskový náboj
Materiál	11 700	11 700
Mez pevnosti v tahu [MPa]	700	700
Mez kluzu v tahu [MPa]	345	345
Dovolené napětí v otlačení [MPa]	250	250
Dovolené napětí v krutu [MPa]	275	275

tab. 46: Mechanické vlastnosti materiálů použitých ve spoji (13)

Roztečný průměr [mm]	93
Počet zubů drážkování	62
Modul drážkování [mm]	1,5
Délka drážkování [mm]	25
Napětí v otlačení [MPa]	156,2
Napětí v krutu [MPa]	75,6
Bezpečnost v otlačení	1,60
Bezpečnost v krutu	3,64

tab. 47: Rozměrové parametry a bezpečnosti navrženého drážkování

Navržené evolventní drážkování o roztečném průměru 96 mm, modulu 2 mm, délce 25 mm a 48 zubech vyhovuje.

12.6.2 Spoj ložiskového náboje a nástrojové hlavy

K přenosu momentu z pohonné hřídele na hřídel v nástrojové hlavě slouží evolventní drážkování na jednom konci pohonné hřídele. K tomuto spojení bude využit ložiskový náboj., jak je výše popsáno. Zvolené materiály pro spoj jsou v tab. 48. Pro materiál hřídele ve frézovací hlavě je uvažován materiál 11 700. Výsledky jsou uvedeny v tab. 49.

	Ložiskový náboj	Hřídel v hlavě
Materiál	11 700	11 700
Mez pevnosti v tahu [MPa]	700	700
Mez kluzu v tahu [MPa]	345	345
Dovolené napětí v otlačení [MPa]	250	250
Dovolené napětí v krutu [MPa]	275	275

tab. 48: Mechanické vlastnosti materiálů použitých ve spoji (13)

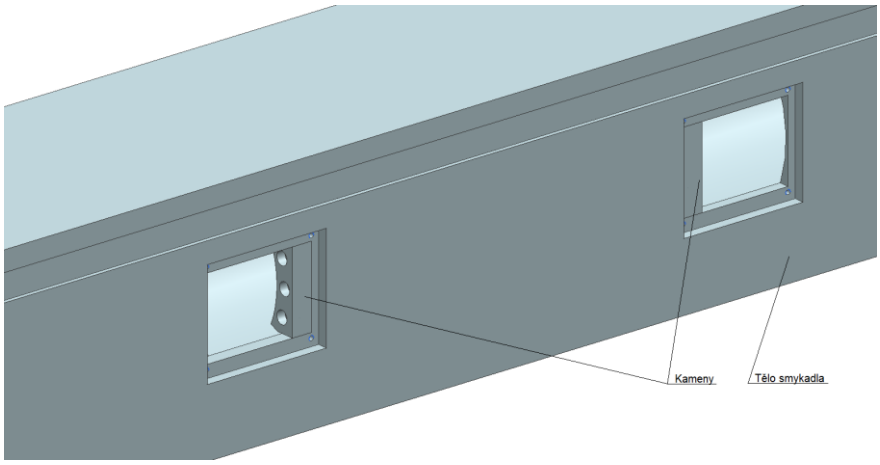
Roztečný průměr [mm]	82,5
Počet zubů drážkování	55
Modul drážkování [mm]	1,5
Délka drážkování [mm]	32
Napětí v otlačení [MPa]	154,1
Napětí v krutu [MPa]	106,9
Bezpečnost v otlačení	1,62
Bezpečnost v krutu	2,57

tab. 49: Rozměrové parametry a bezpečnosti navrženého drážkování

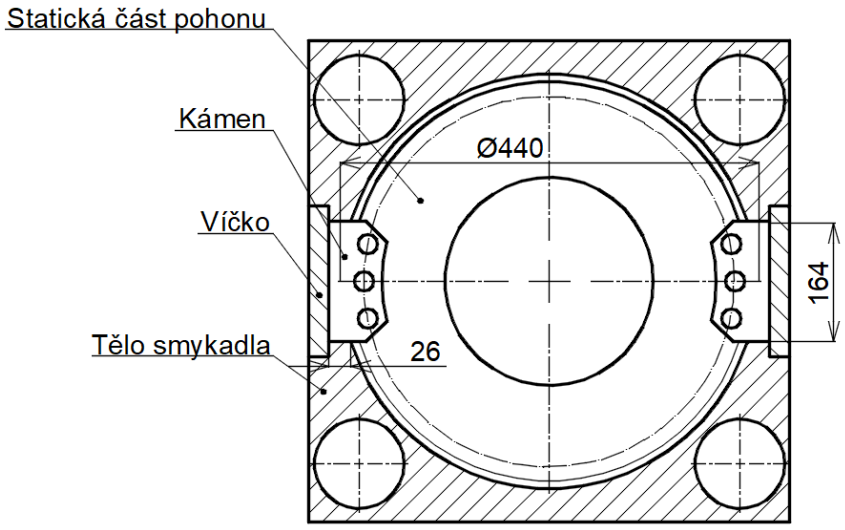
Navržené evolventní drážkování o roztečném průměru 82,5 mm, modulu 1,5 mm, délce 32 mm a 55 zubech vyhovuje.

12.7 Kontrola kamenů držící hlavní pohon

Poloha hlavního pohonu je zajištěna pomocí čtyř kamenů, které jsou šrouby spojeny se statickou částí motoru. Kameny tedy jednak zachycují krouticí moment motoru a dále také jeho axiální posuv a natočení a tím ustavují motor ve správné poloze. Čtveřice kamenů je zasunuta z boku do těla smykadla, jak je znázorněno na obr. 44. Na obr. 45 je popis částí tohoto spoje s důležitými rozměry kamenů pro výpočet.



obr. 44: Kameny v těle smykadla



obr. 45: Pohled na kameny v příčném řezu smykadla

b_{kamen} [mm]	26
t_{kamen} [mm]	40
v_{kamen} [mm]	164
d_{kamen} [mm]	440

tab. 50: Rozměry kamene

	Kameny	Tělo smykadla
Materiál	11 500	11 700
Mez pevnosti v tahu [MPa]	500	700
Mez pevnosti v kluzu [MPa]	245	345
Dovolené napětí v tlaku [MPa]	80	90
Dovolené napětí ve smyku [MPa]	90	100

tab. 51: Mechanické vlastnosti materiálů ve spoji kámen/ tělo smykadla

Síla namáhající kameny na krut působí ve středu šířky dotykové plochy mezi kameny a tělem smykadla a rovná se

$$F_{kamen} = \frac{2 \cdot M_{khp}}{d_{kamen}} = \frac{2 \cdot 3000}{0{,}44} = 13\,636{,}4\ N.$$

Kameny namáhány na otlačení a krut, které se spočtou

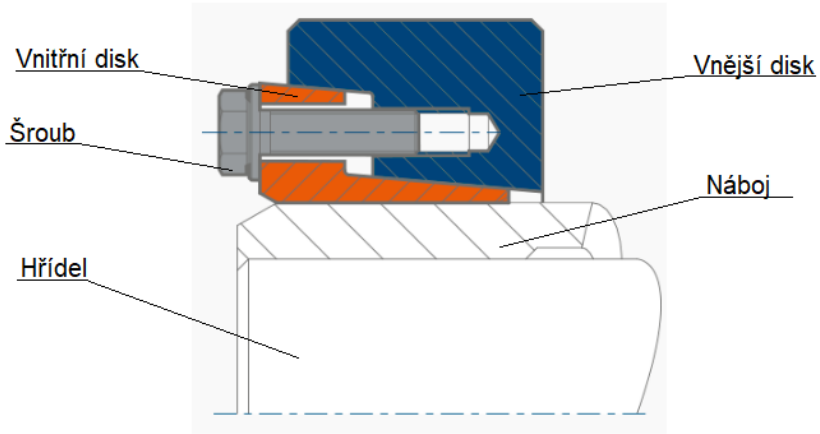
$$p_{kamen} = \frac{F}{4 \cdot b_{kamen} \cdot t_{kamen}} = \frac{13636{,}4}{4 \cdot 26 \cdot 40} = 3{,}3\ MPa,$$

$$\tau_{kamen} = \frac{F}{4 \cdot h_{kamen} \cdot t_{kamen}} = \frac{13636{,}4}{4 \cdot 164 \cdot 40} = 0{,}5\ MPa.$$

Plocha kamenů je dostatečná, protože napětí v tlaku a smyku, které v kameni vzniká, je menší než jejich dovolené hodnoty.

12.8 Návrh svěrné spojky

Svěrná spojka, která spojuje pohonnou hřídel s hlavním pohonem, bude nakupovaný díl od firmy Stüwe. Jedná se o ručně utahovanou spojku typu HSD 22, která je na obr. 46. Dle požadavků zadavatele úkolu je nutné, aby spojka udržela alespoň dvojnásobný moment tedy alespoň 7000 Nm. Vnitřní průměr spojky musí být větší, než 100 mm což je průměr pohonné hřídele. Všem těmto podmínkám nejlépe vyhovuje spojka s označením HSD 125 – 22 x 125.



obr. 46: Popis částí svěrné spojky HSD (17)

Vnější průměr náboje [mm]	125
Průměr hřídele [mm]	100
Maximální moment při nulové axiální síle [Nm]	18 700
Maximální síla při nulovém momentu [N]	375 000

tab. 52: Vybrané parametry svěrné spojky HSD 125 - 22 x 125

12.9 Kontrola šroubových spojů hlavního pohonu

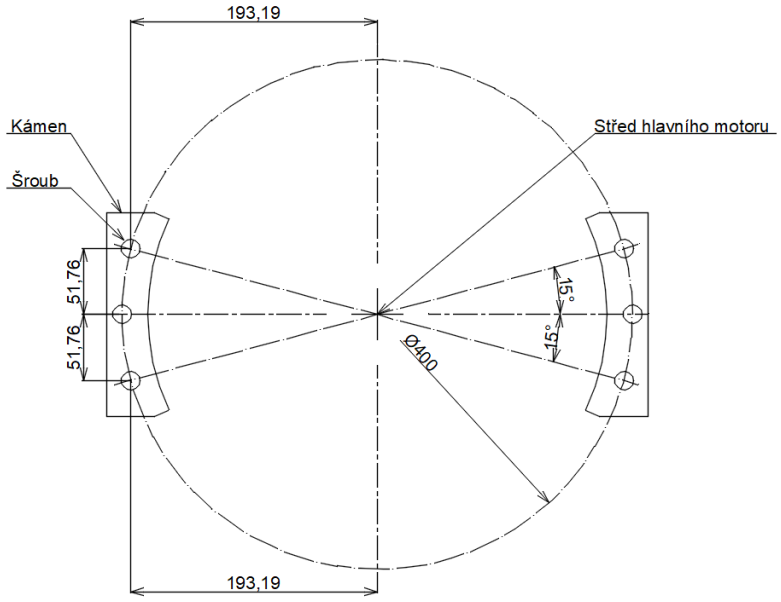
Zde budou kontrolovány šrouby, kterými je zajištěn hlavní pohon ve smykadle. Jde o šrouby kamenů a dále šrouby ložiskového náboje, které slouží jako axiální zajištění náboje na pohonné hřídeli. Kontrola byla provedena v softwaru KISSsoft.

12.9.1 Spoj kamenů se statickou části motoru

Šrouby jsou zatíženy pouze krouticím momentem. Velikost momentu a poloha jednotlivých šroubů je v tab. 53. Výsledky jsou uvedeny v tab. 54 a detailní report z výpočtu v KISSsoftu je uveden v příloze č. 6.

Zatížení šroubového spoje	
Moment [Nm]	3 000
Umístění šroubů	
Umístění šroubů	Viz. obr. 47

tab. 53: Zatížení a umístění šroubů kamenů



obr. 47: Umístění šroubů kamenů

Velikost šroubů	M 16
Materiál šroubů	12.9
Počet šroubů	6
Bezpečnost proti mezi kluzu	3,1

tab. 54: Šrouby kamenů

12.9.2 Spoj ložiskového náboje s pohonnou hřídelí

Tyto šrouby jsou namáhány pouze od předepínací síly ložisek. Síla je určena dle předepínací třídy, která je pro účel výpočtu volena jako ta nejvyšší, tedy třída předepnutí D. Její velikost je

volena z (16) a uvedena v tab. 55 společně s roztečným průměrem šroubů. Výsledky jsou opět uvedeny v tab. 56 níže a detailní report s výsledky je v příloze č. 7.

Zatížení šroubového spoje	
Axiální síla předepínající ložiska [N]	3 600
Umístění šroubů	
Roztečný průměr [mm]	60

tab. 55: Zatížení a umístění šroubů ložiskového náboje

Velikost šroubů	M10
Materiál šroubů	8.8
Počet šroubů	4
Bezpečnost proti mezi kluzu	2,85

tab. 56: Šrouby ložiskového náboje

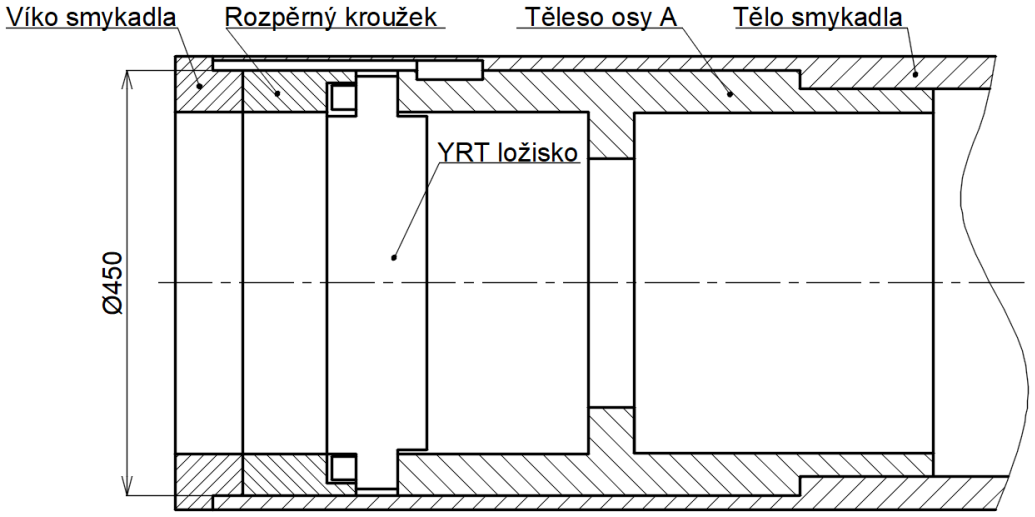
13 Konstrukční návrh osy A

13.1 Návrh pera tělesa osy A

Poloha tělesa osy A je ve smykadla zajištěna proti pootočení perem a axiální poloha je zajištěna víkem smykadla. Skica zajištění tělesa osy A je na obr. 48. Mechanické vlastnosti materiálů použitých v tomto spoji jsou v tab. 57.

	Pero	Tělo smykadla	Těleso osy A
	11 500	11 700	11 700
Mez pevnosti v tahu [MPa]	500	700	700
Mez kluzu v tahu [MPa]	245	345	345
Dovolené napětí v otlačení [MPa]	130	250	250
Dovolené napětí ve smyku [MPa]	200	275	275

tab. 57: Mechanické vlastnosti materiálů pera, těla smykadla, tělesa osy A



obr. 48: Popis zajištění tělesa osy A

Pro průměr 450 mm je dle normy ČSN 02 2562 šířka pera 100 mm a výška 50 mm. Drážka pro pero v těle smykadla o takovéto výšce je větší, než je tloušťka stěny těla. Proto je navrženo nenormalizované pero o rozměrech v tab. 58.

b_{pera} [mm]	30
h_{pera} [mm]	20

tab. 58: Rozměry pera tělesa osy A

Obvodová síla namáhající pero na tlak a smyk se rovná

$$F_{pera} = \frac{2 \cdot M_A}{D_T} = \frac{2 \cdot 4000}{0{,}45} = 17\,778\ N.$$

Délka pera vypočtená z dovolených hodnot ve smyku a tlaku

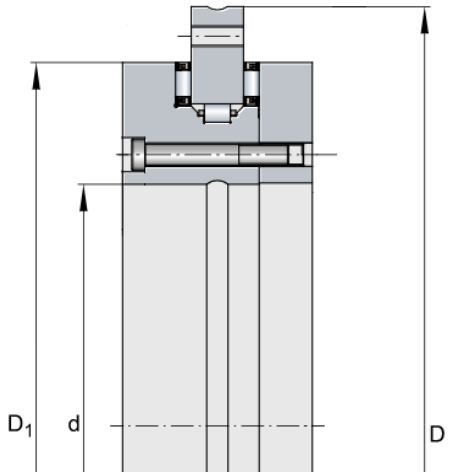
$$\tau_D = \frac{F_{pera}}{b_{pera} \cdot (l_{pera} - b_{pera})} => l_{pera} = \frac{F_{pera}}{b_{pera} \cdot \tau_D} + b_{pera} = \frac{17778}{30 \cdot 200} + 30 = 32{,}9\ mm,$$

$$p_D = \frac{F_{pera}}{\frac{h_{pera}}{2} \cdot (l_{pera} - b_{pera})} => l_{pera} = \frac{2 \cdot F_{pera}}{h_{pera} \cdot p_D} + b_{pera} = \frac{17778}{20 \cdot 130} + 30 = 43{,}7\ mm.$$

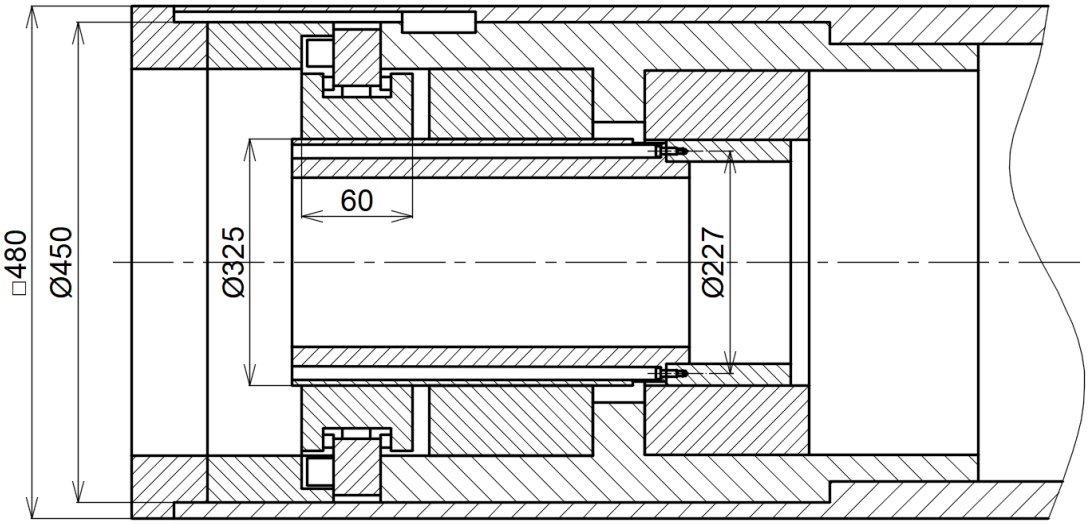
Dle vypočtených hodnot musí být délka pera v tělese osy A alespoň 43,7 mm, proto je zvolena délka pera 50 mm.

13.2 Návrh ložiska osy A

Jak již bylo popsáno výše celá osa A je uložena na jednom YRTC ložisku. Jde o ložisko, které svou konstrukcí dokáže přenášet kombinované axiální, radiální i ohybové zatížení. Protože bude ložisko zachycovat pouze řezné síly při využívání frézovacích hlav, bude ložisko navrhováno na tyto dva zátěžné stavy. Z výše popsaného principu funkce osy A, která může být buď plynule polohovatelná, nebo se může natočit a zajistit v dané poloze, plyne, že je ložisko namáhané staticky i dynamicky. Z konstrukčních důvodů lze použít pouze ložisko YRTCM 325 XL. Tyto důvody jsou patrné z obr. 50. Jedním konstrukčním omezením je maximální průměr ložiska, který je omezen maximálním předním vývrtem ve smykadle. Dalším omezením je minimální průměr ložiska, který musí být větší, než jsou připojovací rozměry rotoru motoru osy A. V poslední řadě musí mít ložisko integrováno odměřování, aby mohla být zjištěna aktuální poloha osy A.



obr. 49: Detail YRTC ložiska (18)



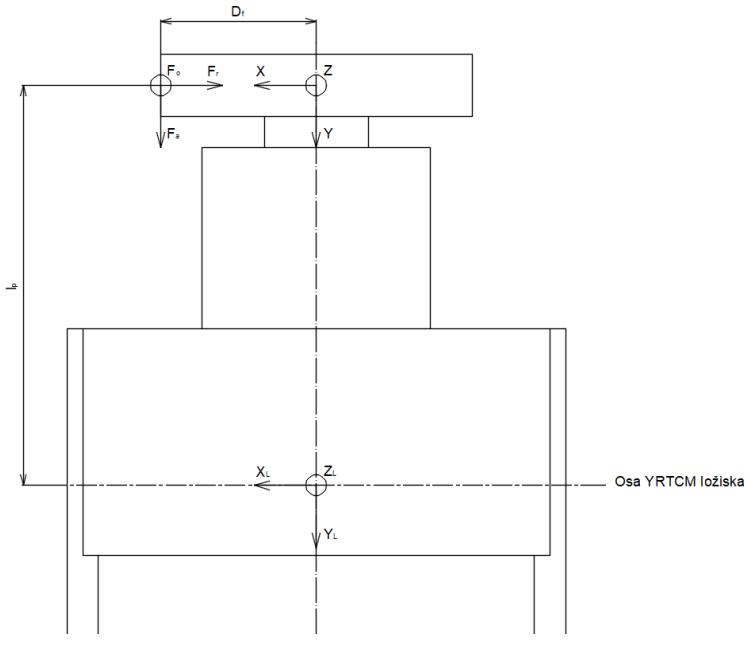
obr. 50: Konstrukční omezení pro volbu ložiska

d [mm]	325
D [mm]	450
H [mm]	60
Maximální otáčky [1/min]	200
Axiální dynamická únosnost ložiska [kN]	247
Radiální dynamická únosnost ložiska [kN]	183
Axiální statická únosnost ložiska [kN]	1 900
Radiální statická únosnost ložiska [kN]	530
Minimální statická bezpečnosti ložiska [-]	4

tab. 59: Parametry ložiska YRTC 325 XL

Níže bude ložisko kontrolováno na oba frézovací zátěžné stavy. Dovolené hodnoty statické bezpečnosti a dynamické únosnosti jsou uvedeny v tab. 59.

13.2.1 Přímá hlava



obr. 51: Transformace řezných sil u přímé hlavy

D_f [mm]	300
l_p [mm]	779
Obvodová složka řezné síly v XYZ [N]	20 000
Radiální složka řezní síly v XYZ [N]	16 000
Axiální složka řezní síly v XYZ [N]	12 000

tab. 60: Parametry pro výpočet ložiska při přímé hlavě

Řezné síly jsou transformovány z místa řezu do souřadného systému ložiska X_L Y_L Z

$$F_{oL} = 20\,000\ N,$$

$$F_{rL} = -\,16\,000\ N,$$

$$F_{aL} = \ 12\,000\ N.$$

Momenty vzniklé řeznými silami při transformaci do souřadného systému ložiska

$$M_Z = F_a \cdot \frac{D_f}{2} = 16000 \cdot \frac{0{,}300}{2} = 1\,800\ N \cdot m,$$

$$M_Y = -F_o \cdot \frac{D_f}{2} = -20000 \cdot \frac{0{,}300}{2} = -3\,000\ N \cdot m,$$

$$M_X = -F_o \cdot l_p = -20000 \cdot 0{,}779 = -15\,580\ N \cdot m,$$

$$M_Z = -F_r \cdot l_p = -16000 \cdot 0{,}779 = -12\,464\ N \cdot m.$$

Výslednice radiálních sil

$$F_{rcL} = \sqrt{F_{oL}^2 + F_{rL}^2} = \sqrt{20000^2 + (-16000)^2} = 25\,612\ N.$$

Statické bezpečnosti v radiálním a axiálním směru

$$s_{0r} = \frac{C_{0r}}{F_{rcL}} = \frac{530000}{25612} = 20{,}69,$$

$$s_{0a} = \frac{C_{0a}}{F_{aL}} = \frac{1900000}{12000} = 158{,}3.$$

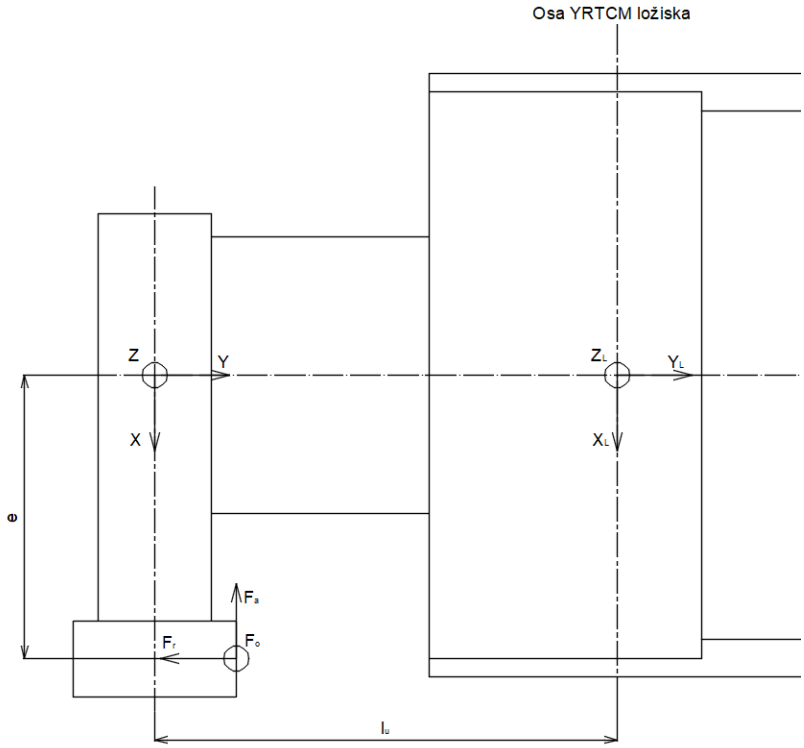
Radiální a axiální dynamická únosnost ložiska

$$C_{sr} = \left(\frac{L_{h10} \cdot n_A}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot F_{rcL} = \left(\frac{15000 \cdot 103}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot 25612 = 99\,673\ N,$$

$$C_{sa} = \left(\frac{L_{h10} \cdot n_A}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot F_{aL} = \left(\frac{15000 \cdot 103}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot 12000 = 46\,699\ N.$$

Statické bezpečnosti v obou směrech jsou vyšší než 4. Proto ložisko z tohoto hlediska vyhovuje. Vyhovuje i z dynamického hlediska, protože potřebná únosnost ložiska je několika násobně menší, než jeho skutečná únosnost.

13.2.2 Úhlová hlava



obr. 52: Transformace řezných sil u úhlové hlavy

D_f [mm]	20
e [mm]	245
l_u [mm]	579
Obvodová složka řezné síly v XYZ [N]	15 000
Radiální složka řezní síly v XYZ [N]	12 000
Axiální složka řezní síly v XYZ [N]	9 000

tab. 61: Parametry pro výpočet ložiska při úhlové hlavě

Řezné síly jsou transformovány ze souřadného systému X, Y, Z do souřadného systému ložiska X_L Y_L Z

$$F_{oL} = 15\,000\ N,$$

$$F_{rL} = -\,12\,000\ N,$$

$$F_{aL} = -\,9\,000\ N.$$

Momenty vzniklé řeznými silami při transformaci do souřadného systému ložiska

$$M_X = F_o \cdot \frac{D_f}{2} = 15000 \cdot \frac{0{,}020}{2} = 150\ N \cdot m,$$

$$M_Z = F_a \cdot \frac{D_f}{2} = 9000 \cdot \frac{0{,}020}{2} = 90\ N \cdot m,$$

$$M_Y = -F_o \cdot e = -15000 \cdot 0{,}245 = -3\,675\ N \cdot m,$$

$$M_Z = -F_r \cdot e = -12000 \cdot 0{,}245 = -2\,940\ N \cdot m.$$

$$M_Z = -F_a \cdot l_u = -9000 \cdot 0{,}579 = -\,5\,211\ N \cdot m,$$

$$M_X = -F_o \cdot l_u = -15000 \cdot 0{,}579 = 8\,685\ N \cdot m,$$

Výslednice radiálních sil

$$F_{rcL} = \sqrt{F_{oL}^2 + F_{aL}^2} = \sqrt{15000^2 + (-9000)^2} = 17\,493\ N.$$

Statické bezpečnosti v radiálním a axiálním směru

$$s_{0r} = \frac{C_{0r}}{F_{rcL}} = \frac{530000}{17493} = 27{,}5,$$

$$s_{0a} = \frac{C_{0a}}{F_{rL}} = \frac{1900000}{12000} = 158{,}3.$$

Radiální a axiální životnosti ložiska

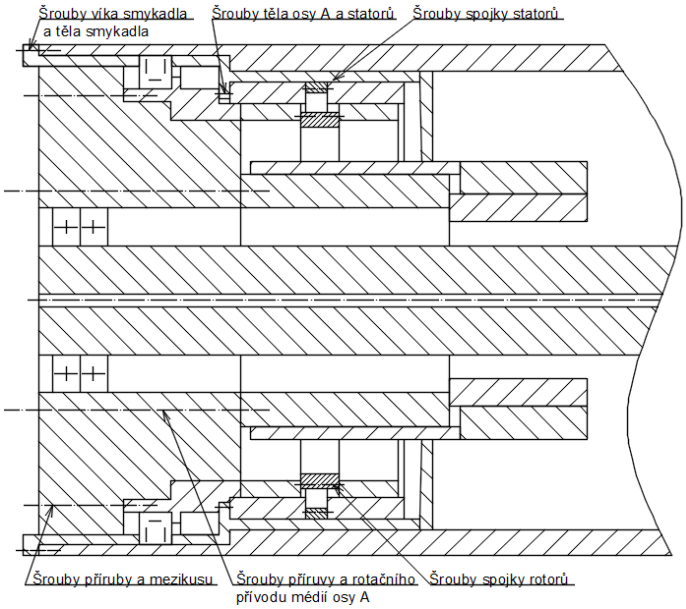
$$C_{rs} = \left(\frac{L_{h10} \cdot n}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot F_{rcL} = \left(\frac{15000 \cdot 103}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot 17493 = 68\,075\ N,$$

$$C_{as} = \left(\frac{L_{h10} \cdot n}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot F_{rL} = \left(\frac{15000 \cdot 103}{16666}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot 12000 = 46\,699\ N.$$

I u tohoto zátěžného stavu ložisko vyhovuje, protože jsou statické bezpečnosti vyšší a dynamická únosnost menší, než jaké jsou parametry ložiska.

13.3 Kontrola šroubových spojů osy A

Stejně jako u hlavního pohonu budou zkontrolovány i šrouby osy A. Stejně jako v předchozím případě budou kontrolovány pomocí softwaru KISSsoft. V tomto případě jde o šrouby, které spojují oba rotory osy A, šrouby víka smykadla, spojení příruby a muzikusu, spojení příruby a rotačnímu členu. Jednotlivé šroubové spoje jsou naznačeny osami na obr. 53. Jelikož všechny spojované díly jsou ocelové, je uvažováno ve všech výpočtech smykové tření 0,15. V předchozí kapitole bylo ukázáno, že první zátěžný stav je ten nejméně příznivý. Proto budou všechny šroubové spoje osy A počítány právě na tento stav.



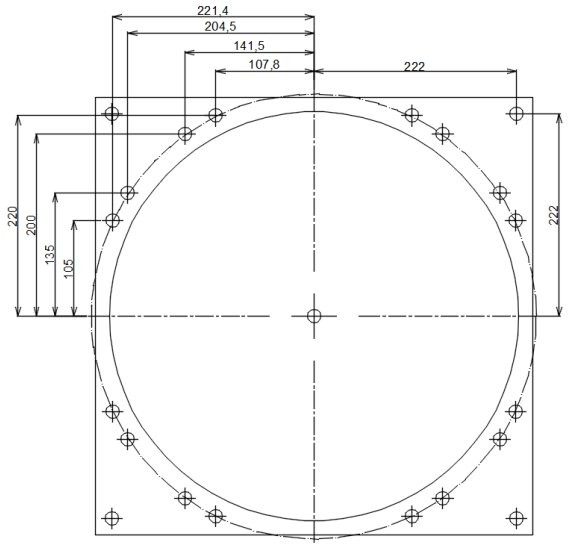
obr. 53: Šrouby osy A

13.3.1 Spoj víka smykadla a těla smykadla

Protože víko smykadla axiálně drží ložisko osy A, jsou šrouby namáhány od řezných sil a moment, které tyto síly vytváří. Zatížení šroubů je uvedeno v tab. 62 a umístění šroubů na obr. 54. Výsledky jsou v tab. 63 a kompletní report z KISSsoftu je uveden v příloze č. 9.

Zatížení šroubového spoje	
Axiální síla [N]	12 000
Radiální síla v osy X [N]	16 000
Radiální síla v osy Z [N]	20 000
Ohybový moment v ose X [Nm]	12 000
Ohybový moment v ose Z [Nm]	11 400
Krouticí moment [Nm]	3 000
Umístění šroubů	
Rozmístění šroubů [mm]	Viz. obr. 54

tab. 62: Zatížení a umístění šroubů víka smykadla a těla smykadla



obr. 54: Umístění šroubů víka smykadla a těla smykadla

Velikost šroubů	M16
Materiál šroubů	8.8
Počet šroubů	20
Bezpečnost proti mezi kluzu	1,98

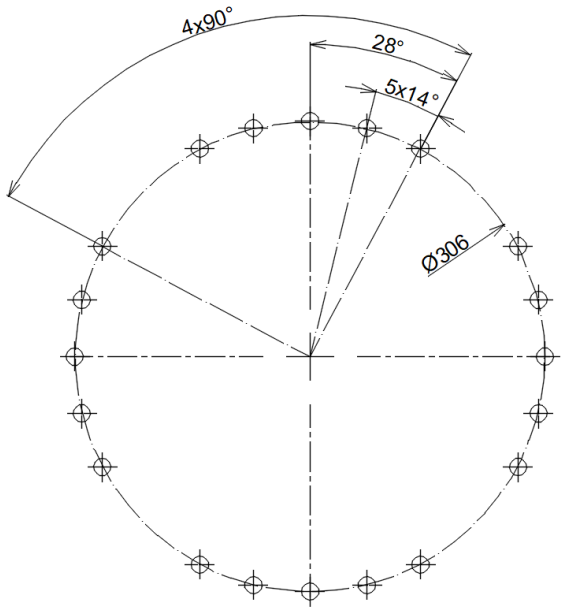
tab. 63: Šrouby víka smykadla a těla smykadla

13.3.2 Spoj příruby a muzikusu

Šrouby spoje příruby a muzikusu jsou namáhány od řezných sil a musí také přenést moment z motoru osy A. Celkové zatížení spoje je v tab. 64. Umístění jednotlivých šroubů je na obr. 55. Výsledky jsou uvedeny v tab. 65 níže a celý report z toho výpočtu je v příloze č. 10.

Zatížení šroubového spoje	
Axiální síla [N]	12 000
Radiální síla v osy X [N]	16 000
Radiální síla v osy Z [N]	20 000
Ohybový moment v ose X [Nm]	14 710
Ohybový moment v ose Z [Nm]	13 568
Krouticí moment [Nm]	3 000
Umístění šroubů	
Rozmístění šroubů [mm]	Viz. obr. 55

tab. 64: Zatížení a umístění šroubů příruby a mezikusu



obr. 55: Umístění šroubů příruby a mezikusu

Velikost šroubů	M12
Materiál šroubů	12.9
Počet šroubů	20
Bezpečnost proti mezi kluzu	1,26

tab. 65: Šroubové spojení příruby a mezikusu

13.3.3 Spoj příruby a rotačního dílu medií osy A

Šrouby tohoto spoje jsou namáhány pouze krouticím momentem osy A. Velikost tohoto momentu a umístění šroubů je uvedeno v tab. 66.

Zatížení šroubového spoje	
Krouticí moment [Nm]	4 000
Umístění šroubů	
Rozmístění šroubů [mm]	168

tab. 66: Zatížení a umístění šroubů spojení příruby a rotačního dílu médií osy A

Výsledky jsou uvedeny v tab. 67 a kompletní výsledky v příloze č. 11.

Velikost šroubů	M12
Materiál šroubů	10.9
Počet šroubů	6
Bezpečnost proti mezi kluzu	1,93

tab. 67: Šroubové spojení příruby a rotačního dílu médií osy A

13.3.4 Spoj spojky rotorů

Tyto šrouby jsou počítány jen pro kontrolu, zda je počet šroubů rotorů navržený výrobcem rotoru dostačující. Protože jsou motory zdvojeny a s tím při běžném návrhu motoru nemuselo být počítáno. Jsou namáhány pouze krouticím momentem osy A. Jejich umístění a velikost zátěžného momentu jsou uvedeny v tab. 68.

Zatížení šroubového spoje	
Krouticí moment [Nm]	4 000
Umístění šroubů	
Roztečný průměr [mm]	277

tab. 68: Zatížení a umístění šroubů spojení rotoru osy A

Z výsledků uvedených v tab. 69 je patrné, že šrouby vyhovují. To znamená, že vyhovují i šrouby spojky statorů a šrouby statoru a tělesa osy A. Pro ně jsou opět využity díry vyrobené výrobcem motorů. Kompletní výsledky jsou uvedeny v příloze č. 12.

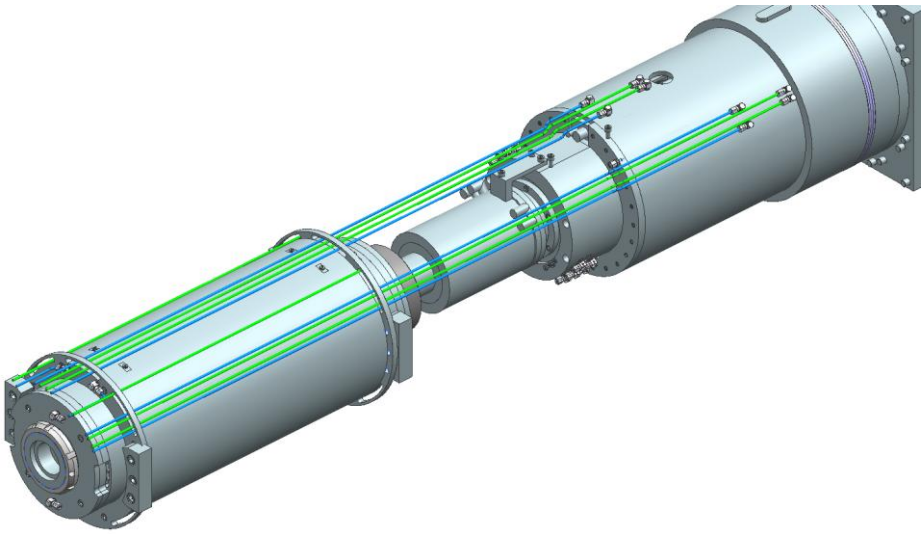
Velikost šroubů	M6
Materiál šroubů	12.9
Počet šroubů	23
Bezpečnost proti mezi kluzu	1,18

tab. 69: Šroubové spojení rotorů morotru osy A

14 Konstrukční návrh přívodů

14.1 Chladící přívody motorů

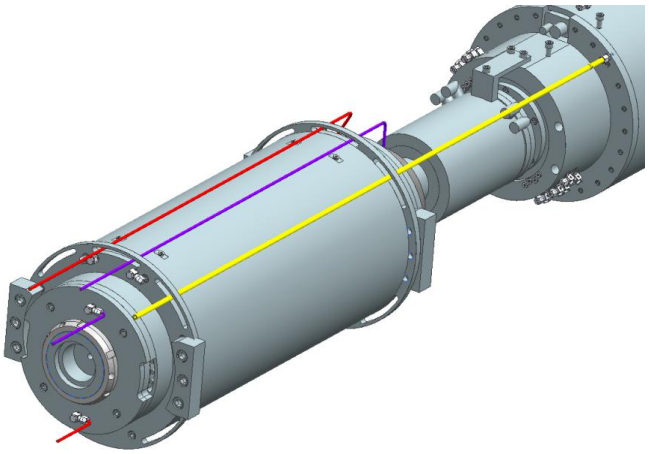
Přívod a odvod chladícího média ke statoru hlavního motoru bude proveden dvěma trubkami. Přívodní trubky jsou zbarveny modrou barvou a trubky odvodu chladícího média zbarveny zeleně jak je vidět na obr. 56. Přívod a odvod hlavního motoru je proveden axiálním vrtáním do pláště statoru motoru osy A je provedeno radiálním vrtáním do pláště statoru.



obr. 56: Přívod a odvod chlazení hlavního motoru a motoru osy A

14.2 Přívody mazání ložisek a oleje do jistící jednotky

Mazací médium je dopravováno trubkami přímo k ložisku. Přívod média je na obr. 57 fialovou barvou a odvod od ložisek červenou barvou. Jistící jednotka pro svoji funkci potřebuje hydraulický olej. Ten je dopravován trubkou do tělesa osy A a tělesem rozveden do jistící jednotky. Jistící jednotka má sice dva přívody, ale jeden slouží jen pro odvzdušnění jednotky při její montáži a poté bude zaslepen, proto stačí pouze jedna trubka, která je na obr. 57 žlutě.



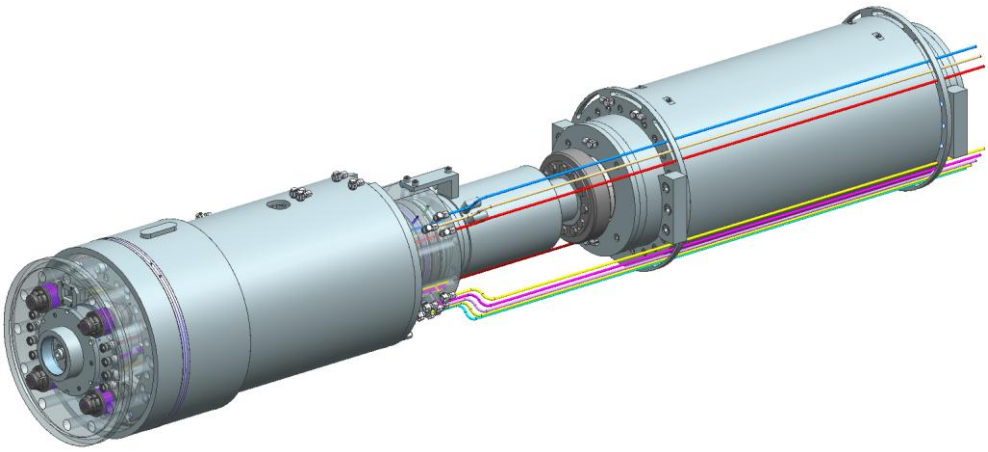
obr. 57: Přívody k ložiskům a jistící jednotce

14.3 Přívody pro nástrojové hlavy

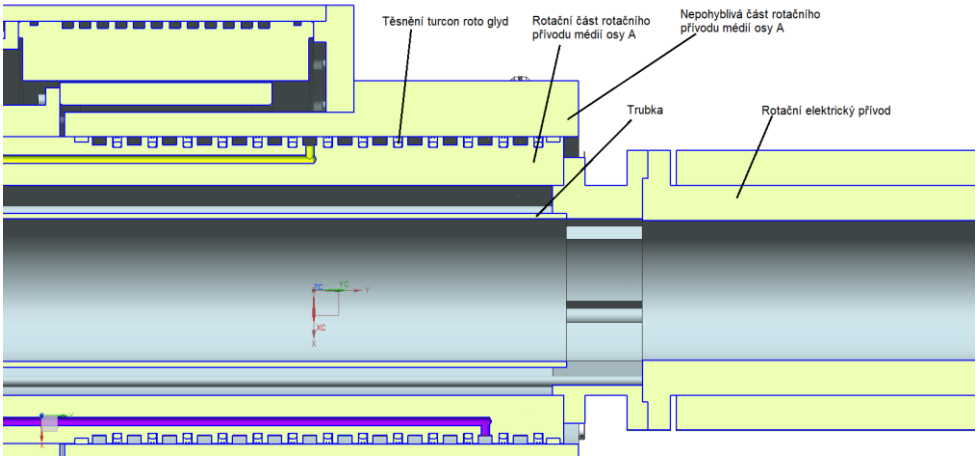
Přívody médií na čelo příruby pro nástrojové hlavy jsou trubkami přivedeny do rotačního přívodu médií osy A. Tudy jsou dopravovány skrz přírubu na její čelo. Trubky jsou zobrazeny barevně na obr. 58 a jsou protaženy skrz uchycení hlavního motoru do zadního konce smykadla. Pro utěsnění médií v drážce jsou použity těsnění turcon roto glyd od firmy Trelleborg, které je vidět na obr. 59. Kvůli velkému množství spojek na čele příruby a tím velkému množství drážek pro média, vytváří těsnění velký třecí moment, který může dosahovat až 500 Nm. Velikost třecího momentu závisí na tlaku média, který je do drážky přiveden. Elektrické přívody ke konektoru jsou řešeny rotačním elektrickým přívodem. Jedná

se o nakupovaný díl od firmy Rietech. Ze kterého vede celkem 5 kabelů, čtyři kabely o průměru 14 mm a jeden kabel o průměru 8 mm. Jeho princip je naznačen na obr. 60. Jedna část se pohybuje společně s celou osou A a druhá část, která je nehybná, má na sobě kontakty přes které je veden elektrický proud od kabelů. Aby se kabely nedotýkaly pohonné hřídele, jsou od ní odděleny trubkou, která je spojena s rotační části elektrického přívodu. Tato trubka je vidět na obr. 59. Tunel v přírubě, kterým se musejí kabely protáhnout, musí mít průřez alespoň

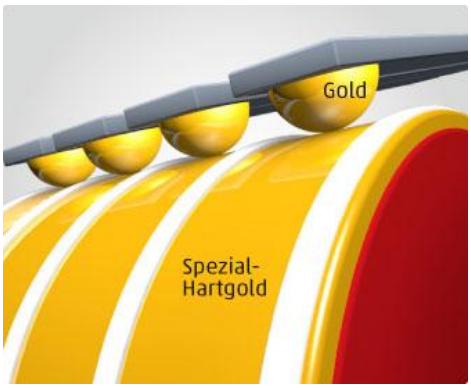
$$S_{tunel} = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 14^2}{4} + 1 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 666\ mm^2.$$



obr. 58: Přívody pro propojení médií na čele příruby a upínače nástrojových hlav



obr. 59: Těsnění rotačního přívodu médií osy A



obr. 60: Rotační elektrický přívod firmy Rietech(19)

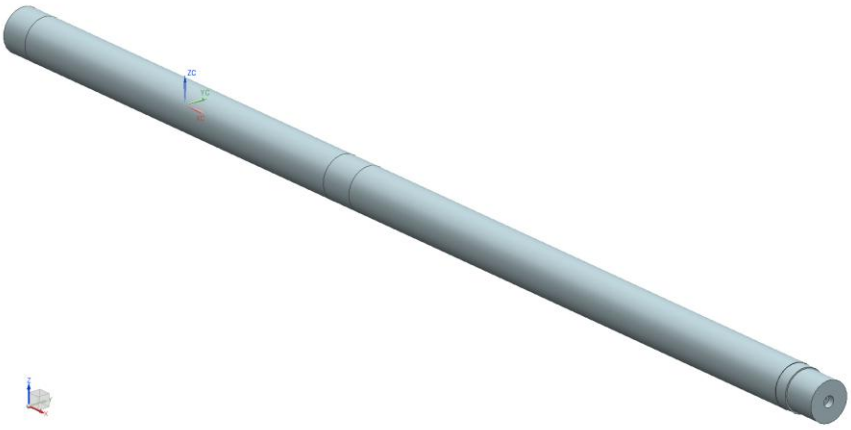
15 MKP výpočty

Následujícím krokem bude kontrola některých částí smykadla, které by bylo nutné velice zjednodušit nebo by byly velice složité na výpočet, pomocí MKP analýzy. Takto bude provedena modální analýza pohonné hřídele, zjištěn vliv předepínacích tyčí a vypočtena tuhost smykadla s předepínacími tyčemi a bez předepínacích tyčí v několika polohách.

15.1 Modální analýza hlavního pohonu

Jak již bylo popsáno výše, v této simulaci bude provedena modální analýza pohonné hřídele. V předchozím výpočtu byla hřídel počítána velice zjednodušeně, proto zde bude simulována se skutečnou geometrií.

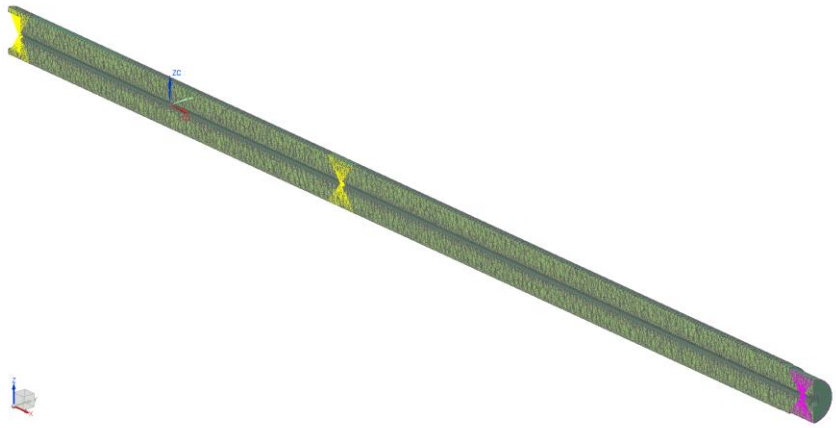
Pohonné hřídeli byly odstraněny některé, pro simulaci nedůležité, prvky. Jako jsou závitové díry, rádiusy a sražené hrany. Podélný řez zjednodušeným modelem je na obr. 61. V katalogu výrobce ložisek lze dohledat pouze axiální tuhosti ložisek, závislé na jejich předepnutí, proto nebudou tuhosti ložisek do výpočtu uvažovány.



obr. 61: Model pohonné hřídele

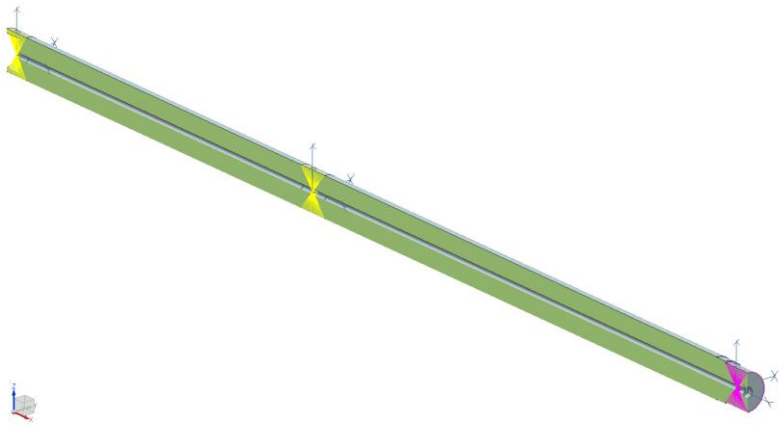
Pohonná hřídel byla nasíťována tetraedrovými 3D prvky o velikosti 10 mm. V místech kde se pohonná hřídel dotýká hřídele rotoru, byly vytvořeny nekonečně tuhé růžice z prvků RBE 2. Jejich síť je na obr. 62 zbarvena žlutě. V přední části, kde je na pohonnou hřídel nasunut

ložiskový náboj, byly také vytvořeny nekonečně tuhé růžice. Tato nekonečně tuhá růžice má purpurovou barvu. Celý nasíťovaný model je na obr. 62.



obr. 62: Nasíťovaný model pohonné hřídele

V místě vytvořených růžic bylo modelu odstraněno 5 stupňů volnosti. Volný byl ponechán pouze stupeň volnosti, který odpovídá rotaci kolem osy hlavního pohonu. Kvůli tomu bude první vlastní frekvence, která odpovídá právě zmíněnému stupni volnosti, nulová. Další vlastní frekvence již nulová vlastní frekvence nezobrazovala, byl řešič nastaven aby ji ignoroval. Výpočtový model s okrajovými podmínkami je na obr. 63, kde byla 3D síť pohonné hřídele záměrně skryta.



obr. 63: Okrajové podmínky pohonné hřídele

Výsledky modální analýzy jsou vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů. Vlastní frekvence a vlastní tvary jsou kvůli symetrii tělesa vždy zdvojené. Výjimku tvoří sedmá vlastní frekvence stejně jako sedmý vlastní tvar kmitu, kdy se projeví stupeň volnosti, který nebyl odebrán. Prvních devět vlastních frekvencí je v tab. 70 i přepočtem na otáčky. Tvary vlastních kmitů jsou na obr. 64 až obr. 67. V tab. 71 jsou zopakovány budící frekvence, které vyvolají nástroje během obrábění.

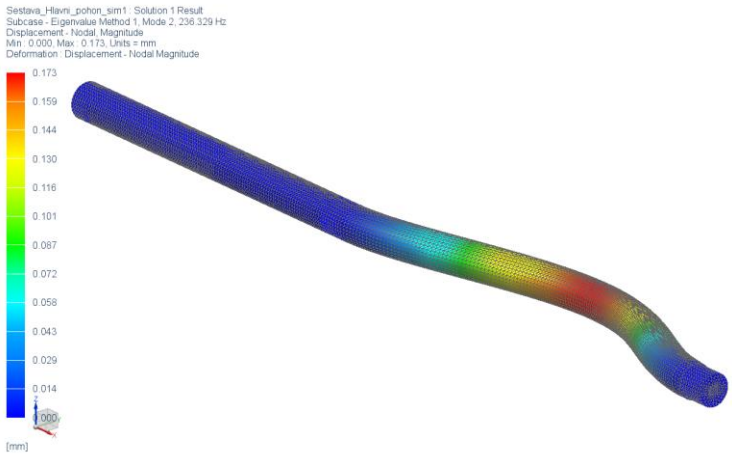
	[Hz]	[1/min]
1. Vlastní frekvence	236	14 160
2. Vlastní frekvence	236	14 160
3. Vlastní frekvence	489	29 340
4. Vlastní frekvence	489	29 340

5. Vlastní frekvence	632	37 920
6. Vlastní frekvence	632	37 920
7. Vlastní frekvence	660	39 600
8. Vlastní frekvence	1193	71 580
9. Vlastní frekvence	1193	71 580

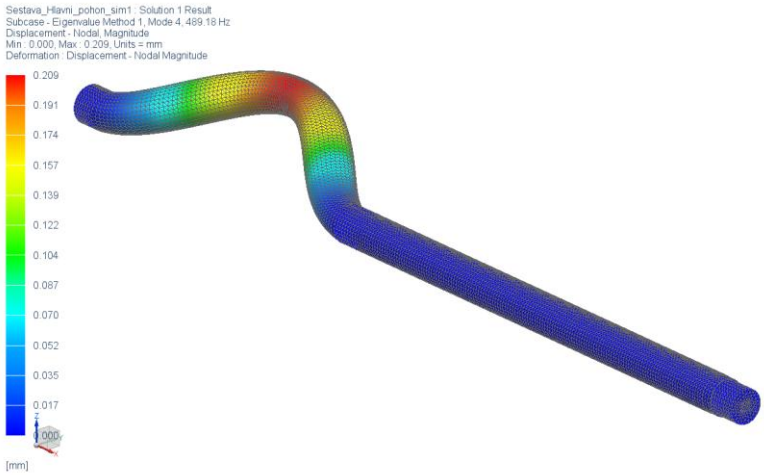
tab. 70: Výsledky vlastních frekvencí

Provozní otáčky hlavního pohonu [1/min]	4 000
1. Budící frekvence [Hz]	99,7
2. Budící frekvence [Hz]	266,7

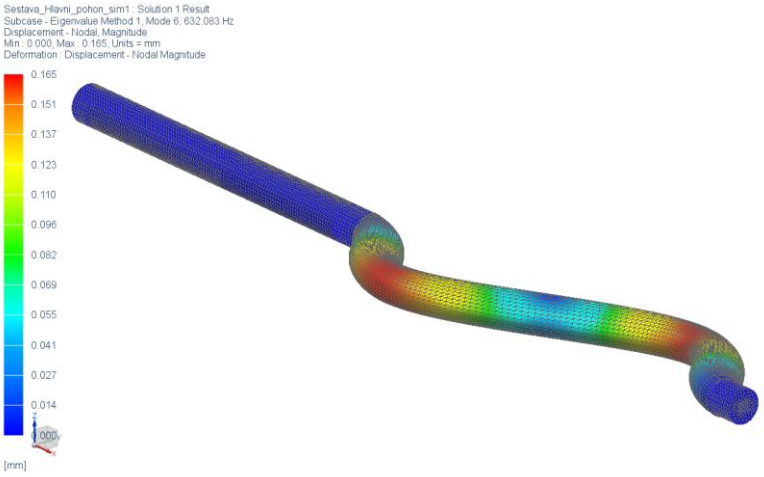
tab. 71: Pracovní otáčky a budící frekvence od nástrojů



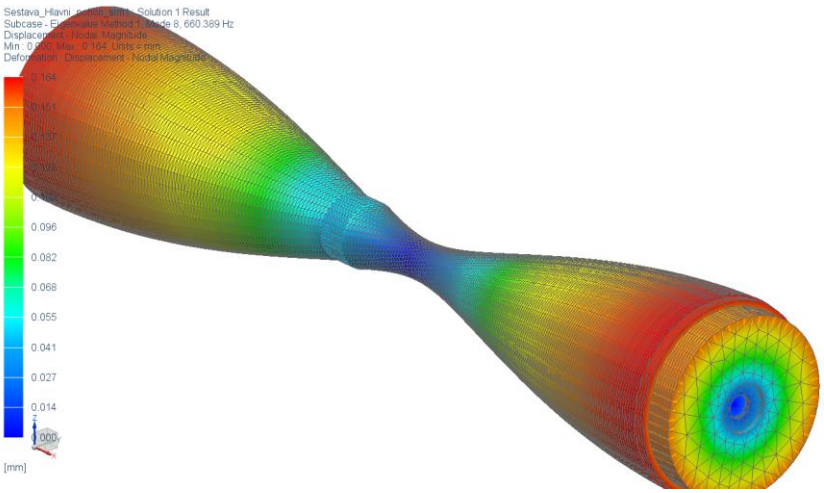
obr. 64: První a druhý tvar vlastního kmitu



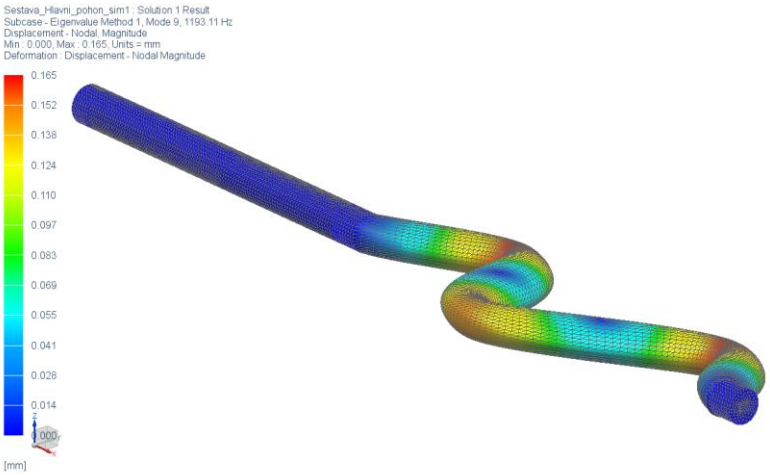
obr. 65: Třetí a čtvrtý tvar vlastního kmitu



obr. 66: Pátý a šestý tvar vlastního kmitu



obr. 67: Sedmí tvar vlastního kmitu



obr. 68: Osmý a devátý tvar vlastního kmitu

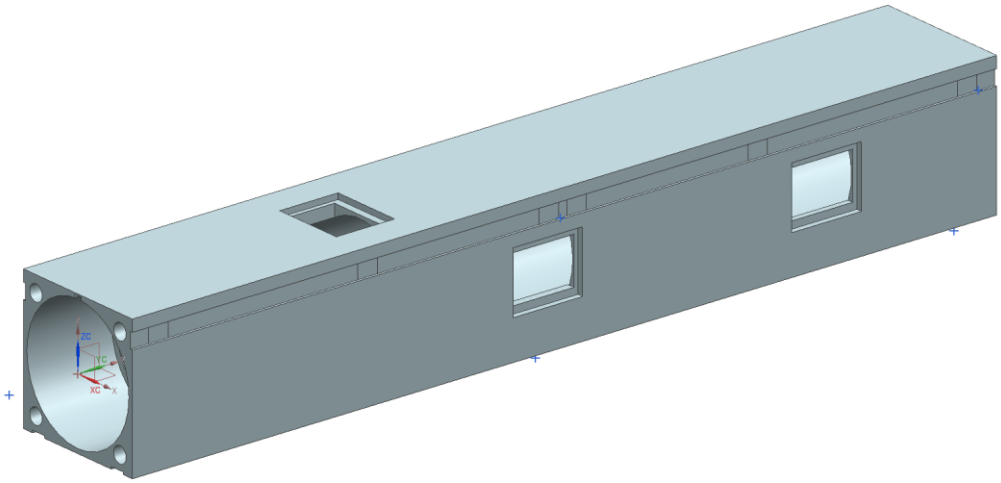
Je důležité, že vlastní frekvence jsou vysoko nad provozními otáčkami hlavního pohonu. Při porovnání vlastních frekvencí s budícími frekvencemi vychází, že při neuvažování tuhostí ložiska jsou všechny vlastní frekvence nad budícími. To znamená, že nebude docházet k rezonanci v celém rozsahu pracovních otáček hlavního pohonu.

15.2 Deformace smykadla od vlastní tíhy

V této kapitole bude nejprve zjištěn vliv předepínacích tyčí na průhyb smykadla. Funkce předepínacích tyčí je kompenzovat ohyb smykadla způsobený jeho vlastní hmotností. Výpočet bude proveden v několika krocích. Prvním korkem bude simulace smykadla bez předepínacích tyčí. V následujícím kroku bude zjištěna velikost předepínací síly tyčí a v posledním kroku bude smykadlo simulováno s předepjatými tyčemi. Všechny tyto výpočty budou provedeny při maximálním vysunutí smykadla, protože jestli tyče vyrovnají tento průhyb, vyrovnají i průhyby při kratších vysunutí. Při výpočtech bude uvažována přímá frézovací hlava o hmotnosti 350 kg.

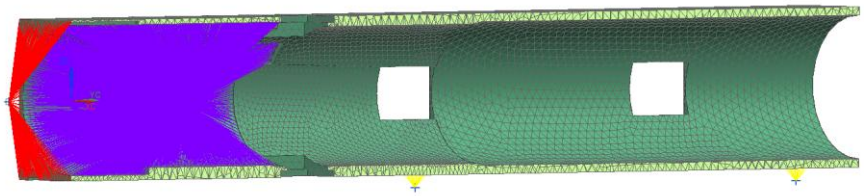
15.2.1 Deformace smykadla od vlastní tíhy

Jak bylo výše nastíněno, v této kapitole bude zjišťována deformace smykadla vlivem jeho vlastní tíhy a vlivem tíhy připojené nástrojové hlavy bez předepjatých tyčí. Zjednodušený model smykadla je na obr. 69. Z modelu byly odebrány díry pro šrouby, rádiusy a sražené hrany. Byly naseknuty plochy v místech, kde se nacházejí valivé tanky.



obr. 69: Model smykadla

Takto připravený model byl dále nasíťována 3D tetraedrovými prvky o velikosti 30 mm. Síti byl přiřazen materiál dle tab. 72. Do naseknutých míst byly přidány nekonečně tuhé růžice z RBE 2 prvků spojené s bodem, ve kterém se nachází střed valivého tanku (na obr. 70 žlutě). Dále byly přidány hmotnostní 0D prvky do těžiště nástrojové hlavy a osy A. Hmotnostní prvky byly nekonečně tuhými RBE 2 prvky připojeny v tělu smykadla. Střed hmotnosti osy A je připojen fialovými prvky na obr. 70 a střed hmotnosti nástrojové hlavy červeně.

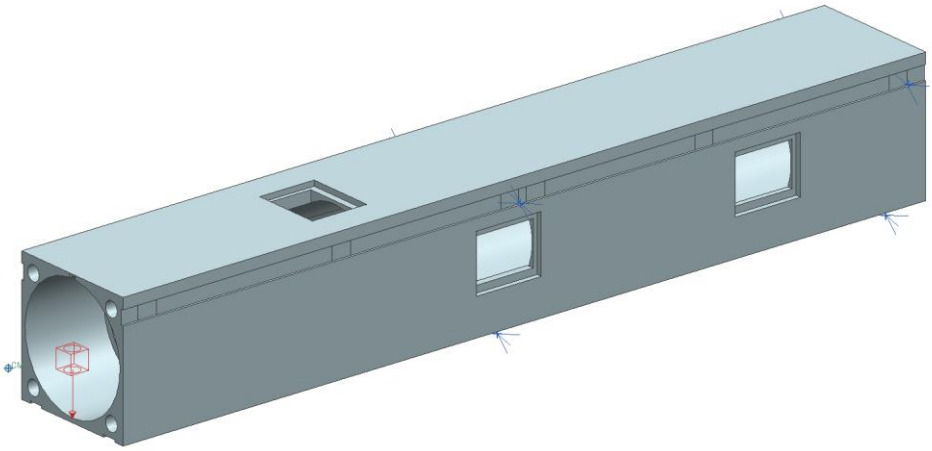


obr. 70: Nasíťovaný model smykadla

Označení	11 700
Modul pružnosti v tahu [GPa]	206,94
Poissonovo číslo	0,288
Mez pevnosti v tahu [MPa]	700

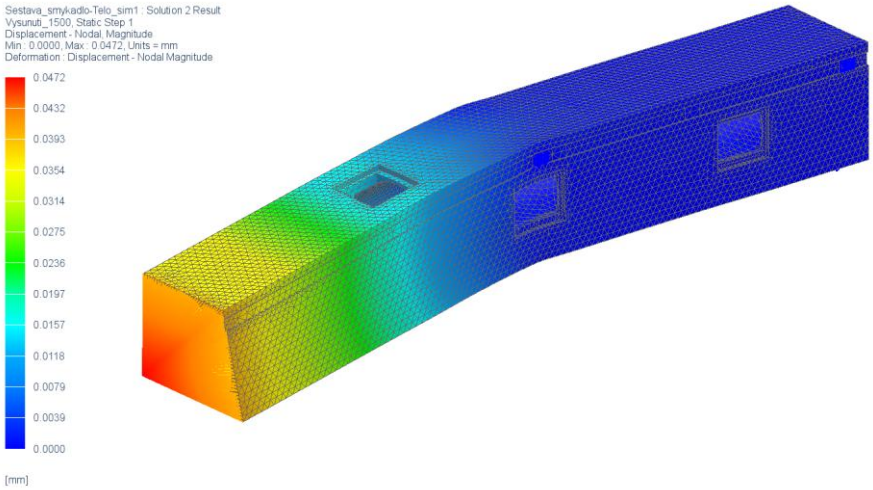
tab. 72: Materiál smykadla

Posledním krokem bylo přidání okrajových podmínek do modelu. Ve středech valivých tanků byly odebrány všechny stupně volnosti a byla přidána gravitační síla. Okrajové podmínky jsou na obr. 71. Na tomto obrázku byly barevné sítě skryty, aby okrajové podmínky byly lépe viditelné.



obr. 71: Okrajové podmínky smykadla

Výsledek je na obr. 72 a v tab. 73. Jak bylo očekáváno, maximální deformace se nachází v místě těžiště nástrojové hlavy. Tato deformace činí 0,0466 mm. V další kapitole bude stanovena předepínací síla a simulováno zda dokáže tuto deformace vykompenzovat.



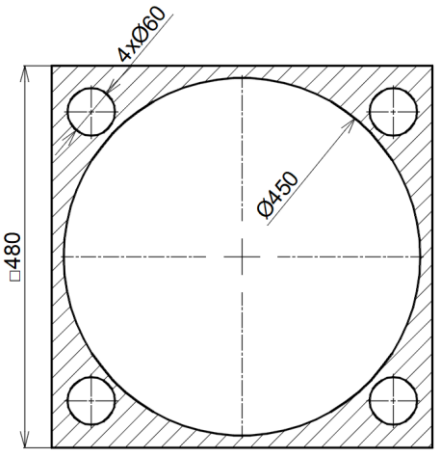
obr. 72: Výsledná deformace smykadla

Maximální deformace [mm]	-0,0472

tab. 73: Maximální deformace smykadla od vlastní tíhy

15.2.2 Zjištění předepínací síly tyčí

Pro zjednodušení bude předepínací síla vypočtena z maximálního dovoleného napětí, které muže v tyčích vzniknou a ony nebudou porušeny. Na obr. 73 je proveden řez smykadlem v místě osy A. Předepínací tyče se budou nacházet v horních dvou dírách. Ty tak omezují jejich velikost, proto je volen průměr předepínacích tyčí 50 mm. Pro tyče je zvolen materiál 11 500, jehož mechanické vlastnosti jsou v tab. 74tab. 74 a jsou zjištěny z (13).



obr. 73: Velikost děr pro předepínací tyče

Materiál tyčí	11 500
Mez pevnosti v tahu [MPa]	500
Maz pevnosti v kluzu [MPa]	245
Dovolené napětí v tahu [MPa]	90
Průměr tyčí [mm]	50

tab. 74: Parametry předepínacích tyčí

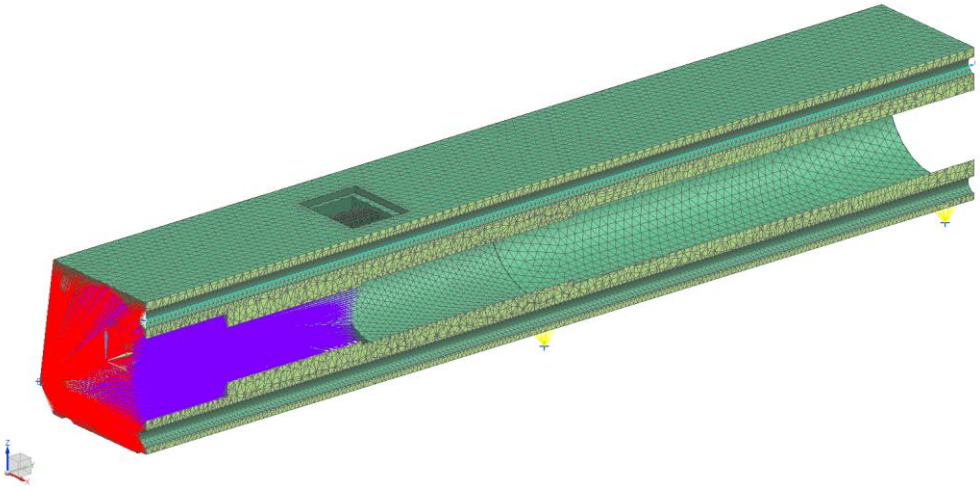
Velikost předepínací síly je rovna

$$F_{pred} = \sigma_D \cdot \frac{\pi \cdot d_{tyč}^2}{4} = 90 \cdot \frac{\pi \cdot 50}{4} = 176\,714{,}6\ N.$$

Maximálně můžou být tyče o zvoleném průměru a materiálu předepnuty silou 176 714,6 N.

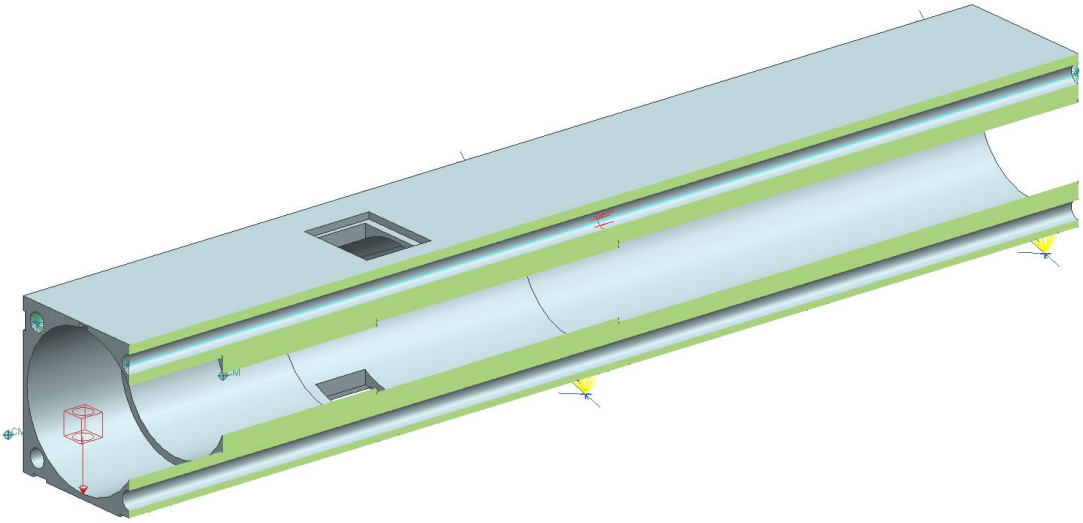
15.2.3 Deformace smykadla od vlastní tíhy s předepínacími tyčemi

V této kapitole je proveden stejný výpočet jako v kapitole výše. Rozdíl je, že do horních děr jsou přidány předepínací tyče, kterým je dána síla vypočtená v předchozí kapitole. Model je tedy beze změny. Do sítě výpočtového modelu byly přidány 1D prvky, které nahrazují předepínací tyče. Ty jsou na obr. 74 zbarveny světle modrou barvou. Konce 1D prvků jsou bílými RBE 3 prvky spojeny s tělem smykadla. Celý nasíťovaný model je na obr. 74.



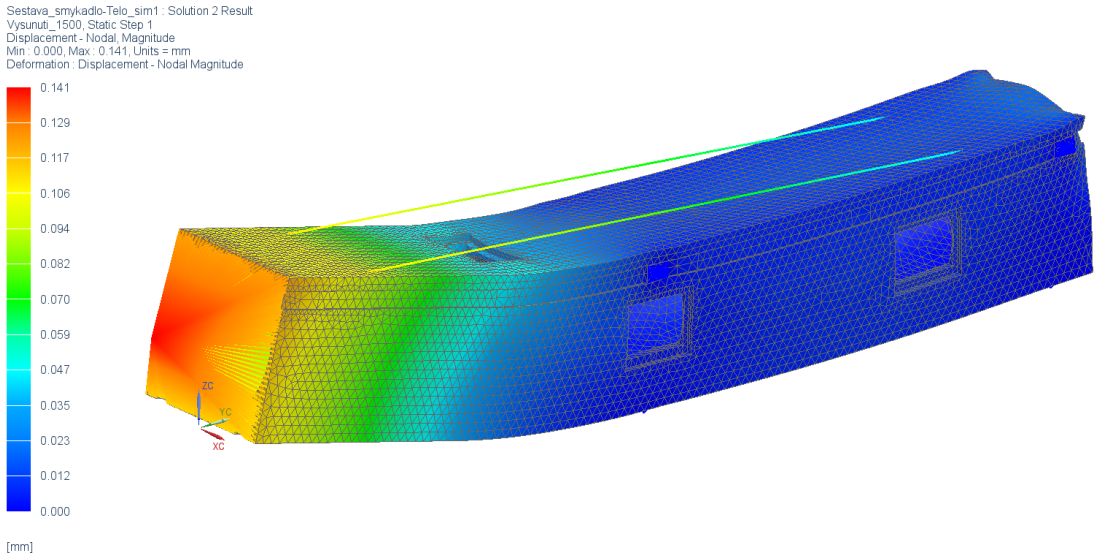
obr. 74: Nasíťovaný model smykadla s předepínacími tyčemi

Mezi okrajové podmínky byla do 1D prvků, které nahrazují předepínací tyče, přidána předepínací síla. Takto vytvořený výpočtový model s okrajovými podmínkami je na obr. 75.



obr. 75: Okrajové podmínky smykadla s předepínacími tyčemi

Výsledky jsou uvedeny na obr. 76 i v tab. 75. Maximální deformace je opět v těžišti nástrojové hlavy. V tomto případě, ale deformace vzniká v kladném směru osy Z.



obr. 76: Výsledná deformace smykadla s předepínacími tyčemi

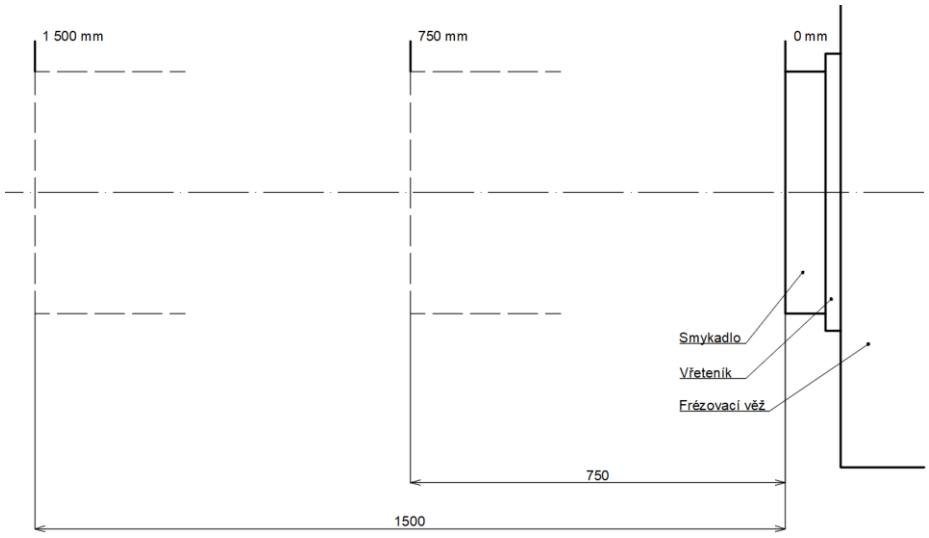
Maximální deformace [mm]	0,141

tab. 75: Maximální deformace smykadla od vlastní tíhy s předepínacími tyčemi

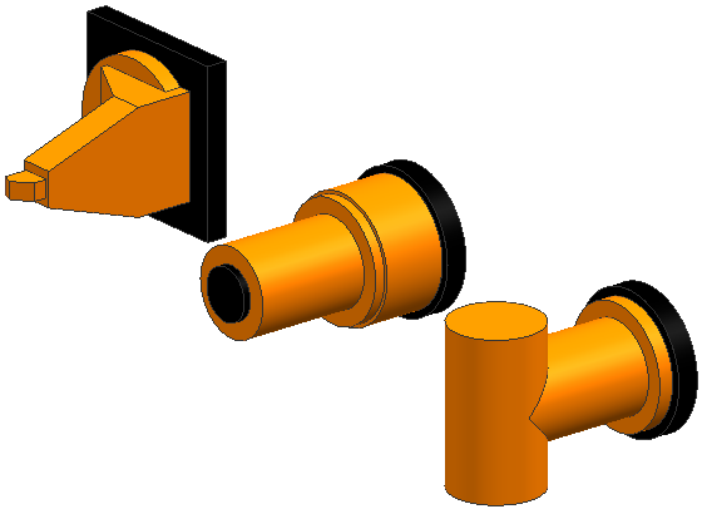
To znamená, že předepínací tyče dokázaly překonat tíhu smykadla i nástrojové hlavy. Aby bylo smykadlo vykompenzováno pouze do nuly je potřeba menší předepínací síla. K tomu aby mohlo být smykadlo vykompenzováno do nuly v jakékoliv svojí poloze, mohou být předepínací tyče předepnuty hydraulickou předepínací jednotkou. Tato jednotka dokáže nastavovat předepínací sílu plynule v celém rozsahu výsuvu smykadla. To znamená, že navržené předepínací tyče jsou schopny vykompenzovat vlastní tíhu smykadla. Pokud by z nějakého důvodu musela být síla zvětšena nad výše vypočtenou, navržené předepínací tyče by ji nedokázaly přenést. V takovém případě by se mohl změnit materiál tyčí a tím dosáhnou větší síly.

15.3 Tuhostní analýza smykadla

V této kapitole bude zjišťována tuhost smykadla během obrábění. Ta bude zjišťována ve dvou variantách bez a s předepínacími tyčemi a navíc v několika polohách smykadla. První poloha bude odpovídat smykadlu zasunutému ve vřeteníku. Druhá a třetí poloha budou vysunuté stavy smykadla, kdy třetí je maximální vysunutí smykadla a druhá poloha smykadlo v poloviční dráze. Tyto proměnné vysunutí jsou na obr. 77. Ve všech výše popsaných konfigurací budou navíc uvažovány tři nástrojové hlavy, které odpovídají výše stanovených zátěžným stavům. První je soustružnická hlava, druhá přímá frézovací hlava a poslední úhlová hlava, která je i s ostatními zařízeními na obr. 78. Tuhost bude vždy zjišťována ve třech směrech a těchto směrů bude vektorovým součtem vypočtena celková tuhost.



obr. 77: Polohy smykadla



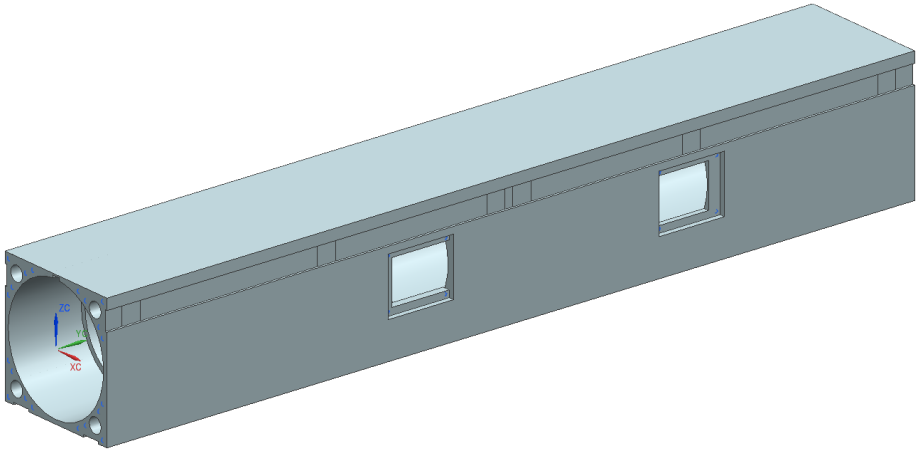
obr. 78: Použité nástrojové hlavy

15.3.1 Bez předepínacích tyčí

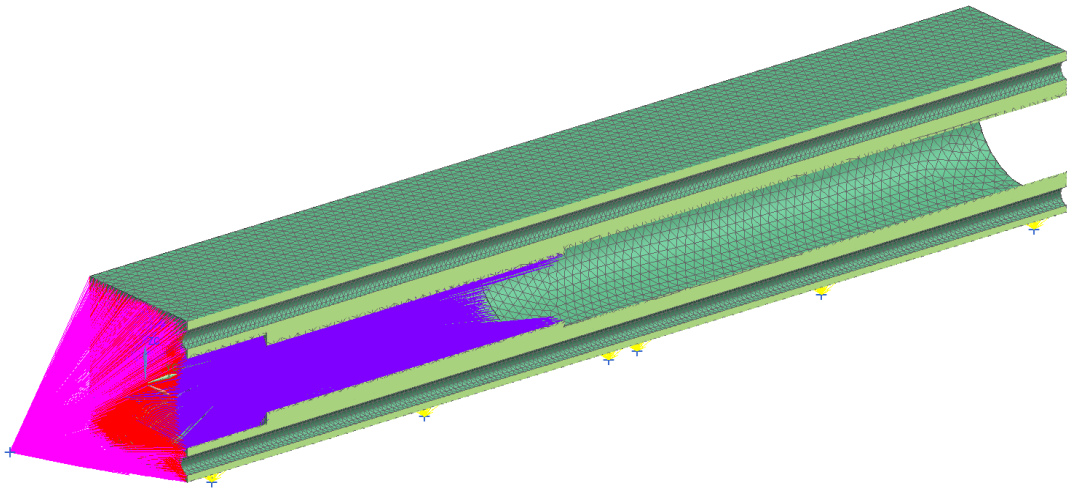
Tělo smykadla bylo pro tuto simulaci zjednodušeno. Byly odstraněny díry pro šrouby, rádiusy a sražené hrany. Model z obr. 79 byl nasíťován 3D tetraedry o velikosti 30 mm. Byly přidány hmotnostní 0D prvky, které nahrazují nástrojovou hlavu a osu A. Tyto prvky byly přidány vždy do těžiště osy A nebo nástrojové hlavy. Byly spojeny s tělem smykadla nekonečně tuhými růžicemi tvořenými z RBE 2 prvků. Těžiště nástrojové hlavy červenou sítí a těžiště osy A fialovou sítí. Místa, kde se nacházejí středy valivého vedení, jsou s tělem smykadla spojena rovněž nekonečně tuhou růžicí. Ty jsou na obr. 80 znázorněna žlutou barvou. Poté byla přidána nekonečně tuhá růžice, která spojuje bod, kde se nachází řezná síla dané nástrojové hlavy s čelem těla smykadla. Ta má purpurovou barvu. Takto připravený výpočtový model je na obr. 80. Místům, kde se nachází středy valivých tanků, byly odebrány všechny stupně volnosti. Do purpurové růžice byla zadána řezná síla dle tab. 76 a byla tak zadána gravitační síla. Výpočtový model s okrajovými podmínkami je na obr. 81. Takto byly vytvořeny modely pro všechny nástrojové hlavy.

	Směr X [kN]	Směr Y [kN]	Směr Z [kN]
Soustružení	-	-	-50
Přímá hlava	20	16	-12
Úhlová hlava	15	12	-9

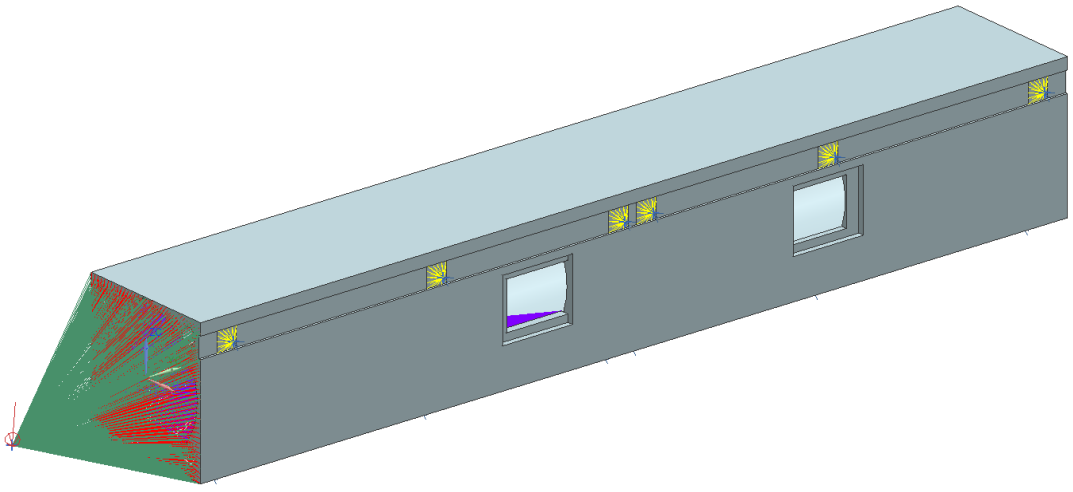
tab. 76: Velikosti řezných sil zátěžných stavů v souřadném systému modelu



obr. 79: Model smykadla



obr. 80: Nasíťovaný model smykadla



obr. 81: Model s okrajovými podmínkami

Vyhodnocována byla vždy největší deformace v daném směru. Následně byla síla v daném směru podělena zjištěnou deformací a výsledek zanesen do tab. 77, tab. 78 a tab. 79.

	Soustružnická hlava		
	$Tuhost_0$ [kN/mm]	$Tuhost_{750}$ [kN/mm]	$Tuhost_{1500}$ [kN/mm]
Směr X	-	-	-
Směr Y	-	-	-
Směr Z	37 160,6	2 777,8	518,7

tab. 77: Tuhosti smykadla při použití soustružnické hlavy

	Přímá hlava		
	$Tuhost_0$ [kN/mm]	$Tuhost_{750}$ [kN/mm]	$Tuhost_{1500}$ [kN/mm]
Směr X	42 807,5	3 061	512,8
Směr Y	6 350,3	5 937	1 500
Směr Z	1 652,9	2 739	520,8

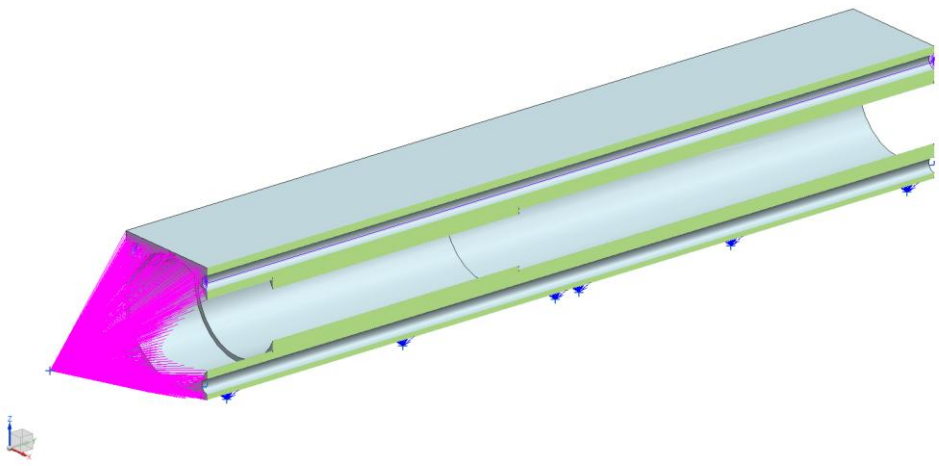
tab. 78: Tuhosti smykadla při použití přímé hlavy

	Úhlová hlava		
	$Tuhost_0$ [kN/mm]	$Tuhost_{750}$ [kN/mm]	$Tuhost_{1500}$ [kN/mm]
Směr X	40 731,2	3 311,6	541,5
Směr Y	4 743,7	5 891,7	1 507,3
Směr Z	983,6	3 145,9	563,4

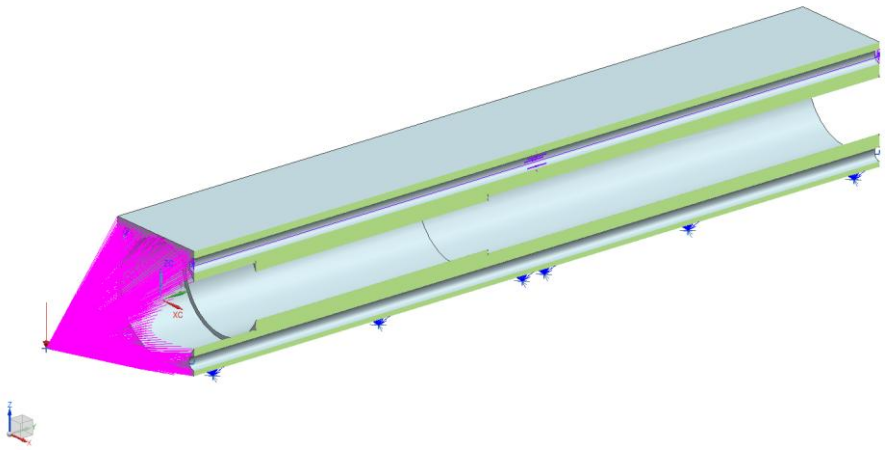
tab. 79: Tuhosti smykadla při použití úhlové hlavy

15.3.2 S předepínacími tyčemi

Pro zjištění tuhosti smykadla s předepínacími tyčemi byl využit zjednodušený 3D model z předchozí kapitoly. Model byl stejně jako v předchozí kapitole nasíťován třírozměrnými tetraedry o velikosti 30 mm. Úplně stejně byly vytvořeny nekonečně tuhé růžice pro připojení síly, valivých tanků, těžiště nástrojové hlavy a těžiště osy A. Navíc byly v tomto případě vytvořeny předepjaté tyče ve dvou horních rohových dírách, kterým je zadána předepínací síly 176 714,6 N. Stejně jako v předchozí kapitole byla zadána řezná síla do špičky purpurové růžice a odebrány všechny stupně volnosti v místech valivých tanků. Na obr. 82 a obr. 83 jsou růžice a tetraedrová síť záměrně skryty, aby byla vidět síť předepínacích tyčí, která má na obou obrázcích nastavenou fialovou barvu.



obr. 82: Nasíťovaný model s předepínacími tyčemi



obr. 83: Zatížený model s předepínacími tyčemi

Tuhost byla zjišťována stejným způsobem jako v předchozí kapitole. Výsledky jsou zaneseny v tab. 80, tab. 81 a tab. 82 pro každou nástrojovou hlavu zvlášť.

	Soustružnická hlava		
	$Tuhost_0$ [kN/mm]	$Tuhost_{750}$ [kN/mm]	$Tuhost_{1500}$ [kN/mm]
Směr X	-	-	-
Směr Y	-	-	-
Směr Z	301,2	612,7	1661

tab. 80: Tuhosti smykadla při použití soustružnické hlavy s předepínacími tyčemi

	Přímá hlava		
	$Tuhost_0$ [kN/mm]	$Tuhost_{750}$ [kN/mm]	$Tuhost_{1500}$ [kN/mm]
Směr X	769	784	517,8
Směr Y	111,1	146,7	285,7
Směr Z	120,5	244,8	722

tab. 81: Tuhosti smykadla při použití přímé hlavy s předepínacími tyčemi

	Úhlová hlava		
	$Tuhost_0$ [kN/mm]	$Tuhost_{750}$ [kN/mm]	$Tuhost_{1500}$ [kN/mm]
Směr X	700,9	731,7	541,5
Směr Y	83,3	110	214,3
Směr Z	72,7	147,1	300

tab. 82: Tuhosti smykadla při použití úhlové hlavy s předepínacími tyčemi

Při porovnání jednotlivých tuhostí bez předepínacích tyčí a s předepínacími tyčemi je patrné, že některé tuhosti jsou dokonce nižší při použití předepínacích tyčí. To je způsobeno tím, že předepínací síla je uvažována maximální a celé tělo smykadla je přemoženo a deformováno v opačném směru. Kvůli tomu mnohdy vznikne větší deformace než bez tyčí. Tomu by se dalo předejít použitím správné předepínací síly, poté by byla deformace způsobená vlastní tíhou smykadla a hlavy vykompenzována a tuhost by se navyšovala.

16 Komplexní zhodnocení navrhnutého řešení

Protože je motor hlavního pohonu vybrán přímo zadavatelem úkolu, jeho výkonové parametry dosahují stanovených kritérií. Zdvojením dutých motorů osy A bylo docíleno

požadovaného momentu a plynulého řízení. Zvolený dutý motor také bez problému dosahuje požadovaných minimální otáček na osu A.

Hlavní pohon		
	Požadavek	**Navrženo**
Výkon [kW]	119,5	119,5
Maximální moment [Nm]	3 000	3 000
Maximální otáčky [1/min]	4 000	4 000
Osa A		
Maximální moment [Nm]	4 000	4 000
Otáčky při maximálním momentu [1/min]	5	103
Řízení	Plynulé	Plynulé
Přesnost polohování [°]	-	0,001

tab. 83: Požadované hodnoty a navržené hodnoty pohonů

Zvolený motor pro hlavní pohon smykadla dosahuje parametrů v tab. 83. V porovnání se strojem od firmy Geminis a Weingärtner dosahuje vyšších otáček i momentů. Oproti tomu na stroj od firmy Georg a Waldrich ztrácí. Obě firmy, ale prezentují pouze nejvyšší parametry, které stroj dosahuje. Pokud by se navrhoval přímý pohon pro nejvyšší řadu multifunkčního centra, dal by se použít větší motor a tím se parametrům přiblížit.

	Georg	Waldrich siegen	Geminis	Weingärtner
Výkon [kW]	97	80	37	70
Maximální moment [Nm]	7 000	7 000	1 300	1 780
Maximální otáčky [1/min]	7 000	-	4 000	3 000

tab. 84: Parametry frézovací části konkurenčních strojů

Navržené parametry osy A jsou též uvedeny v tab. 83. U osy A není zas tak důležitá velikost výkonu motorů. Daleko důležitější je velikost maximálního momentu a přesnosti polohování. Momentově je navržený motor osy srovnatelný s momentem pravoúhlé hlavy od ŠMT. Ostatní dva konkurenty převyšuje i více než dvojnásobně. Také přesnost polohování je díky použití přímého pohonu velmi dobrá. Dosahuje hodnoty 0,001 ° i v tomto ohledu se všem srovnávacím hlavám vyrovná. Výhodou frézovacích hlav je jejich možnost upínání na libovolný stroj, který k tomu má uzpůsobený nástavec. Tím mohou rozšířit stroj o několik os a na stroji se dá obrábět velké množství obrobků. Ale při výběru, na multifunkčním stroji, mezi strojem bez osy A a frézovací hlavou a strojem s vestavěnou A osou vždy vyhraje vestavěná osa. Celé řešení je sice o něco složitější, ale osa A je přesnější, dosahuje dobrých momentových parametrů a celý stroj je kompaktnější, proto je výhodné použití vestavěné osy A.

	ŠMT	Fermat	TOS Varnsdorf
Pravoúhlé hlava			
Výkon [kW]	85	37	37
Maximální moment [Nm]	4 000	2 000	1 200
Přesnost polohování [°]	1	1	1
Univerzální hlava			
Výkon [kW]	50	26	22
Maximální moment [Nm]	2 400	1 370	500
Přesnost polohování [°]	1	1	0,001

tab. 85: Parametry frézovacích hlav

Všechny ložiska hlavního pohonu vyhověly stanovené době provozu 15 000 hodin. Tomuto kritériu vyhovělo i YRTC ložisko osy A, které navíc není používáno vždy, když dochází k obrábění.

Montáž byla navržena tak, aby byla co nejjednodušší. Motor hlavního pohonu se smontuje mimo smykadlo a poté se jako patrona vloží do těla smykadla. To samé bude provedeno i s motorem osy A. Bude smontován mimo smykadlo a poté zasunut do smykadla. Kvůli tomu sice bude nutné rozpojit stator a rotor a montovat je ke spojkám a mezikusu odděleně na speciálních trnech, ale bude k nim dobrý přístup a celkově se montáž zjednoduší. Poté by se přišroubovala příruba osy A a prostrčila by se pohonná hřídel s předními ložisky. Svěrná spojka by se teda utahovala až naposled v těle smykadla. Tím k ní bude o něco horší přístup, ale navržené montážní otvory na boku těla smykadla jsou snad dostatečně velká a jejich případné zvětšení není problém.

Ekologickým kritériem je myšleno nakládání s hydraulickými přívody a mazivem ložiska. Mazivo ložiska je trubkami odváděno zpět do nádrže a ložiska jsou dostatečně utěsněna, takže by k žádným unikům docházet nemělo. Hydraulické přívody jistící jednotky a automatických upevňovačů jsou opět svedeny zpět do samostatné nádrže. Jednotlivé díly, kudy olej proudí, jsou utěsněny, takže by mělo docházet jen k minimálním průsakům. Dostatečné utěsnění je opět provedeno i u přívodů chlazení motorů. Kvůli uzavřenému okruhu a utěsněným dílům by nemělo docházet nebo jen minimálně ke kontaminaci jednotlivých použitých médií.

Propojovací rozměry byly zachovány na stejných místech a ve stejném počtu a byl k nim navržen rotační přívod.

Posledním hodnotícím kritériem byly náklady na výrobu navrženého řešení. Použitím přímých pohonu na hlavní pohon i osu A náklady rostou, ale také je kvůli nim usnadněna montáž a sníží se počet obráběných dílů. Dále dojde k úplnému odstranění převodovky a přesunu rotačního přívodu chlazení středem a tím ke zjednodušení řešení. Také se usnadní spojení pohonné hřídele s motorem. To celé by mělo znamenat, že se celkové náklady na řešení sníží.

17 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout smykadlo multifunkčního stroje S200 – MT. Na tomto stroji se dá vykonávat několik obráběcích operací. Dá se na stroji frézovat, soustružit, vrtat, vyvrtávat a brousit. V neposlední řadě je možno na stroji také obrobky po jejich obrobení měřit. Silnou stránkou multifunkčního centra by mohlo být obrábění tvarově složitých obrobků, které by se daly obrábět díky vestavěné ose A a velkému množství rozmanitých nástrojových hlav, které se na centrum upínají. Jedním z požadavků bylo při konstrukčním návrhu využít pohon přímého typu. Dalším bylo navrhnout vestavěnou osu A tak, aby byla souvisle řízená a na centu se tak daly obrábět tvarově složité obrobky.

Zadavatel úkolu přímo zadal typ přímého pohonu, jaký má být využit. Tento motor, díky své délce dosahuje následujících parametrů. Výkon 119,5 kW, maximální moment 3 000 Nm a maximální otáčky 4 000 ot/min. Proto byl navržen pouze motor pohonu osy A pro její přímé řízení. I pro tento motor byl využit přímý pohon, jehož maximální moment je 4 000 Nm při 103 ot/min. Na čele příruby byly zachovány přípojné rozměry pro nástrojové hlavy, což byl také jeden z požadavků zadavatele úkolu. Pro toto propojení byly navrženy přívody médií. Přívody médií byly navrženy i pro chlazení obou motorů, mazání ložisek a pro hydraulický přívod do automatických upevňovačů a jistící jednotky.

Montáži jednotlivým částí byl kladen velký důraz. Cílem bylo montáž co nejvíce zjednodušit. Proto je zvolen princip, kdy se motory smontují mimo smykadlo a jako patrony se do těla smykadla zasunou.

Protože jsou použity pro hlavní pohon i osu A přímé pohony, jejichž cena je oproti klasickým motorům vyšší, je cena navrženého konstrukčního řešení také o něco vyšší. To je bezpochyby jedna z nevýhod toho řešení. Tu ale na druhou stranu kompenzuje snadná montáž, snížení množství opracovávaných dílů a zjednodušení celého řešení. Další nevýhodou je ubírání potenciálního maximálního momentu motoru osy A těsněním, které se nachází na rotačním přívodu médií pro osu A.

18 Použité zdroje

1. *Škoda Machine Tool.* [Online] Agionet, ©2019. [Citace: 9. 10 2019.] https://skodamt.com/cs/.

2. **Ženíšek, Josef, a další.** *Teorie a konstrukce výrobních strojů II (obráběcí stroje).* Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1988. ISBN 04-233-88.

3. **Emco-Mecof.** *Emco-Mecof.* [Online] EMCO group, ©2012. [Citace: 2019. 11 10.] https://www.emco-mecof.it/en/products/industry/milling/cat/182/d/2/p/1000363%2C182/pr/ecomill.html.

4. **Bernardin, Petr.** *Přednášky z předmětu KOS (Konstrukce obráběcích strojů).* Plzeň : ZČU, 2019.

5. *George.* [Online] ©2019. [Citace: 10. 10 2019.] https://www.georg.com/en/products/machine-tools/high-performance-lathes/.

6. *WaldrichSiegen.* [Online] Waldrich Siegen GmbH & Co. KG, ©2019. [Citace: 10. 10 2019.] https://www.waldrichsiegen.com/products-services/profiturn-m-mill-turning-machines/.

7. *Geminis.* [Online] Geminis Lathes S.A., ©2019. [Citace: 11. 10 2019.] Geminis Lathes S.A..

8. *Weingärtner maschinenbau.* [Online] Weingärtner Maschinenbau GmbH, ©2016. [Citace: 11. 10 2019.] https://www.weingartner.com/machines/mpmc/general/.

9. **Lašová, Václava.** *Základy stavby obráběcích strojů.* Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství, 2012. ISBN 978-80-261-0126-0.

10. *Electrical engineering portal.* [Online] EEP - Electrical Engineering Portal, ©2019. [Citace: 2019. 11 15.] https://electrical-engineering-portal.com/10-duty-types-three-phase-asynchronous-motors.

11. *Siemens.* [Online] Siemens, ©2019. [Citace: 10. 11 2019.] https://mall.industry.siemens.com/mall/ww/en/Catalog/Products/10007359?tree=CatalogTree.

12. *Sandvik Coromant.* [Online] SANDVIK CZ s.r.o., ©2019. [Citace: 10. 8 2019.] https://coroguide.sandvik.coromant.com/.

13. **Leinveber, Jan a Vávra, Pavel.** *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd.* Úvaly : Albra - pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

14. *Phase Motion Control.* [Online] Sinergica, ©2019. [Citace: 10. 10 2019.] http://www.phase.eu/torque-and-spindle-motors/.

15. **Kubíček, Josef.** *Konstrukce a výpočty zažízení obráběcích strojů .* Plzeň : ZČU Plzeň, 1994. ISBN 80-7082-127-2.

16. *SKF.* [Online] SKF, ©2020. [Citace: 29. 1 2020.] https://www.skf.com/group/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings.

17. *Stüwe.* [Online] Stüwe® GmbH & Co. KG & CONCEPTPARTNER®, 2020. [Citace: 12. 2 2020.] https://www.stuewe.de/en/products/shrink-disc-mechanical-hsd.

18. *Schaeffler*. [Online] Schaeffler CZ s.r.o. [Citace: 25. 1 2020.] https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products-and-solutions/industrial/nabidka_produktu/valiva_a_kluzna_loziska/loziska_otocnych_stolu/index.jsp.

19. **Rietech.** *Rietech.* [Online] DesignConnection GmbH, 2020. [Citace: 18. 2 2020.] https://www.rie-tech.de/en/produkte/schleifringuebertrager/technik/.

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet mazání mlhou ložisek hlavního pohonu

	A	B	C	D	E
1	**CALCULATION SETUP**				
2	Requested Result	Cooler Power		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	**SPECIFIC FUNCTIONS**				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	**RESULTS SUMMARY**				
11	Power Input [W]	4188.8		Efficiency (total) [%]	57.71
12	Power Output [W]	2417.3		Efficiency (gear mesh) [%]	100
13	Power Losses [W]	1771.5		Req. Cooler Power [W]	1155.5
14					
15	**LOSSES AND DISSIPATIONS**				
16	**Heat Generated**	Correction Factors		**Heat Dissipated**	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	616.1
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	1771.5		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	1155.5
21	Total Power Losses [W]	1771.5		Total Dissipation [W]	1771.6

	A	B	C	D
1	Losses	Calculated value [W]	Correction factor	Current value [W]
2	_O.GB.vreteno.Losses_RollerBearing1.fPVL	1215.8	1	1215.8
3	_O.GB.vreteno.Losses_RollerBearing2.fPVL	555.72	1	555.72

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet oběhového mazání ložisek hlavního pohonu

	A	B	C	D	E
1	**CALCULATION SETUP**				
2	Requested Result	Cooler Power		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	**SPECIFIC FUNCTIONS**				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	**RESULTS SUMMARY**				
11	Power Input [W]	4188.8		Efficiency (total) [%]	57.71
12	Power Output [W]	2417.3		Efficiency (gear mesh) [%]	100
13	Power Losses [W]	1771.5		Req. Cooler Power [W]	1155.5
14					
15	**LOSSES AND DISSIPATIONS**				
16	**Heat Generated**	Correction Factors		**Heat Dissipated**	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	616.1
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	1771.5		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	1155.5
21	Total Power Losses [W]	1771.5		Total Dissipation [W]	1771.6

	A	B	C	D
1	Losses	Calculated value [W]	Correction factor	Current value [W]
2	_O.GB.vreteno.Losses_RollerBearing1.fPVL	1215.8	1	1215.8
3	_O.GB.vreteno.Losses_RollerBearing2.fPVL	555.72	1	555.72

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet tukového mazání ložisek hlavního pohonu

	A	B	C	D	E
1	**CALCULATION SETUP**				
2	Requested Result	Cooler Power		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	**SPECIFIC FUNCTIONS**				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	**RESULTS SUMMARY**				
11	Power Input [W]	4188.8		Efficiency (total) [%]	73.84
12	Power Output [W]	3093		Efficiency (gear mesh) [%]	100
13	Power Losses [W]	1095.8		Req. Cooler Power [W]	479.8
14					
15	**LOSSES AND DISSIPATIONS**				
16	**Heat Generated**	Correction Factors		**Heat Dissipated**	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	616.1
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	0		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	1095.8		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	479.8
21	Total Power Losses [W]	1095.8		Total Dissipation [W]	1095.9

	A	B	C	D
1	Losses	Calculated value [W]	Correction factor	Current value [W]
2	_O.GB.vreteno.Losses_RollerBearing1.fPVL	722.39	1	722.39
3	_O.GB.vreteno.Losses_RollerBearing2.fPVL	373.46	1	373.46

PŘÍLOHA č. 4

Výpočet statické bezpečnosti a životnosti ložisek hlavního pohonu

KISSsoft Release 03/2018 F

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Hlavni pohon
Changed by: joskozak on: 20.07.2020 at: 12:15:54

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> The frictional moment Mdrag (drag, churning or splashing losses) experienced by grease lubricated rolling bearings have an effect on the losses. Unfortunately the main SKF catalog does not provide the details necessary for calculation.
The Mdrag frictional moment is set to 0 for grease lubricated rolling bearings.

2-> The speed limit of the bearing 'Shaft 'Teleso_lozisek', Rolling bearing 'Rolling bearing 5'' is not known (in the database).

Verify the speed limit in the regulations given by the manufacturer.

3-> The speed limit of the bearing 'Shaft 'Teleso_lozisek', Rolling bearing 'Rolling bearing 6'' is not known (in the database).

Verify the speed limit in the regulations given by the manufacturer.

4-> Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 1':
The minimal load of the bearing is not achieved!
(P = 0.7 kN, Pmind = 1.6 kN, Condition: P/C > 1.000 %)

5-> Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 1':
The axial force is significantly bigger than the radial force!
It is better to use an axial bearing.

6-> The speed limit of the bearing 'Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 1'' is not known (in the database).

Verify the speed limit in the regulations given by the manufacturer.

7-> Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 2':
The minimal load of the bearing is not achieved!
(P = 1.4 kN, Pmind = 1.6 kN, Condition: P/C > 1.000 %)

8-> The speed limit of the bearing 'Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 2'' is not known (in the database).

Verify the speed limit in the regulations given by the manufacturer.

9-> Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 3':
The minimal load of the bearing is not achieved!
(P = 0.9 kN, Pmind = 1.6 kN, Condition: P/C > 1.000 %)

10-> The speed limit of the bearing 'Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 3'' is not known (in the database).

Verify the speed limit in the regulations given by the manufacturer.

11-> Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 4':
The minimal load of the bearing is not achieved!
(P = 1.1 kN, Pmind = 1.6 kN, Condition: P/C > 1.000 %)

12-> The speed limit of the bearing 'Shaft 'Rotor', Rolling bearing 'Rolling bearing 4'' is not known (in the database).

Verify the speed limit in the regulations given by the manufacturer.

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label		Centralni_hridel
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		2627.000
Speed (1/min)		4000.00
Sense of rotation: clockwise		

Material		C45 (1)
Young's modulus (N/mm²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10^-6/K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		158.323
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		158.323
Mass moment of inertia (kg*m²)		0.200
Momentum of mass GD2 (Nm²)		7.844

Label		Teleso_lozisek
Drawing		
Initial position (mm)		2536.000
Length (mm)		91.000
Speed (1/min)		4000.00
Sense of rotation: clockwise		

Material		C45 (1)
Young's modulus (N/mm²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10^-6/K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		4.124
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		4.124
Mass moment of inertia (kg*m²)		0.013
Momentum of mass GD2 (Nm²)		0.514

Label		Rotor
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		1108.000
Speed (1/min)		4000.00
Sense of rotation: clockwise		

Material		C45 (1)
Young's modulus (N/mm²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300

Density (kg/m³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10^-6/K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		133.424
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		133.424
Mass moment of inertia (kg*m²)		0.762
Momentum of mass GD2 (Nm²)		29.884

Label	motor
Drawing	
Initial position (mm)	200.000
Length (mm)	666.000
Speed (1/min)	4000.00
Sense of rotation: clockwise	

Material		C45 (1)
Young's modulus (N/mm²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10^-6/K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		46.789
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		46.789
Mass moment of inertia (kg*m²)		0.489
Momentum of mass GD2 (Nm²)		19.192

Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction factor	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

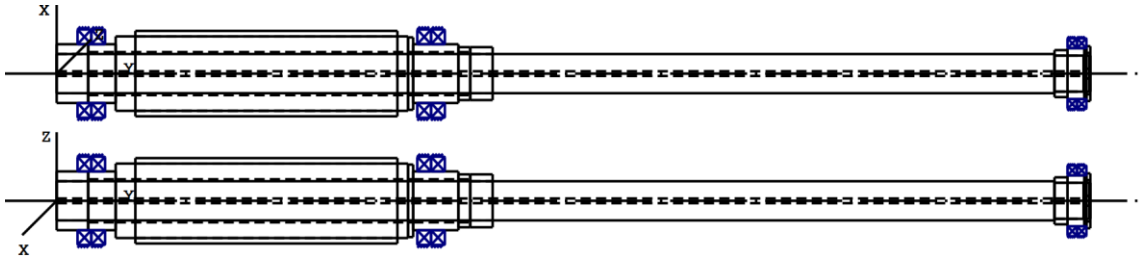


Figure: Load applications

Shaft definition (Centralni_hridel)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000mm ...	2536.000mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000	
Length (mm)	[l]	2536.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
Cylinder (Cylinder)		2536.000mm ...	2627.000mm
Diameter (mm)	[d]	92.0000	
Length (mm)	[l]	91.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		0.000mm ...	2610.000mm
Diameter (mm)	[d]	12.0000	
Length (mm)	[l]	2610.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
Cylindrical bore (Cylindrical bore)		2610.000mm ...	2625.000mm
Diameter (mm)	[d]	25.0000	
Length (mm)	[l]	15.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Shaft definition (Teleso_lozisek)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	33.000mm
Diameter (mm)	[d]	120.0000		
Length (mm)	[l]	33.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			33.000mm ...	81.000mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000		
Length (mm)	[l]	48.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			81.000mm ...	91.000mm
Diameter (mm)	[d]	140.0000		
Length (mm)	[l]	10.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)			0.000mm ...	76.000mm
Diameter (mm)	[d]	92.0000		
Length (mm)	[l]	76.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylindrical bore (Cylindrical bore)			76.000mm ...	91.000mm
Diameter (mm)	[d]	106.0000		
Length (mm)	[l]	15.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Bearing

Label in the model		Rolling bearing 5
Bearing type		SKF 71926 ACD/P4AL
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y_{lokal}]	45.000
Bearing position (mm)	[y_{global}]	2581.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	130.000
External diameter (mm)	[D]	180.000
Width (mm)	[b]	24.000
Corner radius (mm)	[r]	1.500

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
8.7000

Basic static load rating (kN)	[C_0]	102.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	87.100
Fatigue load rating (kN)	[C_u]	3.500
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C_{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C_{0theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f_C]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f_{C0}]	1.000

Label in the model		Rolling bearing 6
Bearing type		SKF 71926 ACD/P4AL
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y_{lokal}]	69.000
Bearing position (mm)	[y_{global}]	2605.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	130.000
External diameter (mm)	[D]	180.000
Width (mm)	[b]	24.000
Corner radius (mm)	[r]	1.500

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
105.3000

Basic static load rating (kN)	[C_0]	102.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	87.100
Fatigue load rating (kN)	[C_u]	3.500

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C_{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C_{0theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f_C]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f_{C0}]	1.000

Shaft definition (Rotor)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	150.000mm
Diameter (mm)	[d]	150.0000		
Length (mm)	[l]	150.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			150.000mm ...	893.000mm
Diameter (mm)	[d]	190.0000		
Length (mm)	[l]	743.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			893.000mm ...	906.000mm
Diameter (mm)	[d]	185.0000		
Length (mm)	[l]	13.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			906.000mm ...	1021.000mm
Diameter (mm)	[d]	150.0000		
Length (mm)	[l]	115.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			1021.000mm ...	1108.000mm
Diameter (mm)	[d]	135.0000		
Length (mm)	[l]	87.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)			0.000mm ...	80.000mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000		
Length (mm)	[l]	80.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylindrical bore (Cylindrical bore)			80.000mm ...	1051.000mm
Diameter (mm)	[d]	110.0000		
Length (mm)	[l]	971.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylindrical bore (Cylindrical bore)			1051.000mm ...	1108.000mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000		
Length (mm)	[l]	57.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Bearing

Label in the model		Rolling bearing 1
Bearing type		SKF 7030 ACD/P4AL
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y_{lokal}]	70.500
Bearing position (mm)	[y_{global}]	70.500
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	150.000
External diameter (mm)	[D]	225.000
Width (mm)	[b]	35.000
Corner radius (mm)	[r]	2.100

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure)	(mm)
	26.6000

Basic static load rating (kN)	[C_0]	180.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	163.000
Fatigue load rating (kN)	[C_u]	5.600
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C_{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C_{0theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f_C]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f_{C0}]	1.000

Label in the model		Rolling bearing 2
Bearing type		SKF 7030 ACD/P4AL
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y_{lokal}]	105.500
Bearing position (mm)	[y_{global}]	105.500
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	150.000
External diameter (mm)	[D]	225.000
Width (mm)	[b]	35.000

Corner radius (mm)	[r]	2.100

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
149.4000

Basic static load rating (kN)	[C_0]	180.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	163.000
Fatigue load rating (kN)	[C_u]	5.600

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C_{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C_{0theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f_C]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f_{C0}]	1.000

Label in the model		Rolling bearing 3
Bearing type		SKF 7030 ACD/P4AL
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y_{lokal}]	934.000
Bearing position (mm)	[y_{global}]	934.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	150.000
External diameter (mm)	[D]	225.000
Width (mm)	[b]	35.000
Corner radius (mm)	[r]	2.100

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
890.1000

Basic static load rating (kN)	[C_0]	180.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	163.000
Fatigue load rating (kN)	[C_u]	5.600

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C_{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C_{0theo}]	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f_C]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f_{C0}]	1.000

Label in the model		Rolling bearing 4
Bearing type		SKF 7030 ACD/P4AL
Bearing type		Angular contact ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y_{lokal}]	969.000
Bearing position (mm)	[y_{global}]	969.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	150.000
External diameter (mm)	[D]	225.000
Width (mm)	[b]	35.000
Corner radius (mm)	[r]	2.100

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
1012.900

0

Basic static load rating (kN)	$[C_0]$	180.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	163.000
Fatigue load rating (kN)	$[C_u]$	5.600
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	$[C_{theo}]$	0.000
Basic static load rating (kN)	$[C_{0theo}]$	0.000
Correction factor Basic dynamic load rating	$[f_C]$	1.000
Correction factor Basic static load rating	$[f_{C0}]$	1.000

Shaft definition (motor)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 666.000mm
Diameter (mm)	[d]	218.0000	
Length (mm)	[l]	666.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)			0.000mm ... 666.000mm
Diameter (mm)	[d]	190.0000	
Length (mm)	[l]	666.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

CONNECTIONS

(Joint, general) 1107.000mm
Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed

(Joint, general) 1051.000mm
Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed

(Joint, general) 80.000mm
Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed

(Joint, general) 0.000mm
Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed

(Joint, general) 2540.000mm
Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed

(Joint, general) 2610.000mm

Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed

(Joint, general) 217.000mm

Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: freeRy: freeRz: free

(Joint, general) 861.000mm

Degrees of freedom
X: fixedY: fixedZ: fixed
Rx: freeRy: freeRz: free

Results

Shaft

Maximum deflection 8.801 (µm) (Centralni_hridel pos = 1808.278 mm)

Mass center of gravity	
Centralni_hridel (mm)	1306.265
Teleso_lozisek (mm)	48.342
Rotor (mm)	531.459
motor (mm)	333.000
Total axial load	
Centralni_hridel (N)	0.000
Teleso_lozisek (N)	0.000
Rotor (N)	0.000
motor (N)	0.000
Torsion under torque	
Centralni_hridel (°)	0.000
Teleso_lozisek (°)	-0.000
Rotor (°)	0.000
motor (°)	0.000

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u_A]	10.00	µm
Lubricant	Grease: ISOFLEX TOPAS L 32 N		
Lubricant - service temperature	[T_B]	70.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Teleso_lozisek' Rolling bearing 'Rolling bearing 5'

Position (Y-coordinate)	[y]	45.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.51	kN
Equivalent load	[P_0]	1.51	kN
Life modification factor for reliability	[a_1]	1.000	

Basic bearing rating life	[L_{nh}]	804338.47	h
Operating viscosity	[v]	7.07	mm²/s
Static safety factor	[S_0]	67.68	
Bearing reaction force	[Fx]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.578	kN
Bearing reaction force	[Fz]	1.507	kN
Bearing reaction force	[Fr]	1.507	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-54.71	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	54.71	Nm (180°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M_{rr}]	0.789	Nm
Sliding moment of friction	[M_{sl}]	0.998	Nm
Moment of friction, seals	[M_{seal}]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M_{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M_{loss}]	1.787	Nm
Power loss	[P_{loss}]	748.392	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μbl=0.15.

Displacement of bearing	[u_x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_y]	10.000	μm
Displacement of bearing	[u_z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r_x]	0.002	mrad (0.01')
Misalignment of bearing	[r_y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.002	mrad (0.01')

Shaft 'Teleso_lozisek' Rolling bearing 'Rolling bearing 6'

Position (Y-coordinate)	[y]	69.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.99	kN
Equivalent load	[P_0]	0.99	kN
Life modification factor for reliability	[a_1]	1.000	
Basic bearing rating life	[L_{nh}]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	7.07	mm²/s
Static safety factor	[S_0]	102.55	
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.571	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.995	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.995	kN (-90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-36.10	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	36.10	Nm (180°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M_{rr}]	0.778	Nm
Sliding moment of friction	[M_{sl}]	0.962	Nm
Moment of friction, seals	[M_{seal}]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M_{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M_{loss}]	1.740	Nm
Power loss	[P_{loss}]	728.900	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μbl=0.15.

Displacement of bearing	[u_x]	0.000	μm

Displacement of bearing	[u_y]	10.009	µm
Displacement of bearing	[u_z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_x]	0.002	mrad (0.01')
Misalignment of bearing	[r_y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.002	mrad (0.01')

Shaft 'Rotor' Rolling bearing 'Rolling bearing 1'

Position (Y-coordinate)	[y]	70.50	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.72	kN
Equivalent load	[P_0]	0.42	kN
Life modification factor for reliability	[a_1]	1.000	
Basic bearing rating life	[L_{nh}]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	7.07	mm²/s
Static safety factor	[S_0]	427.23	
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.718	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.239	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.239	kN (-90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	10.51	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	10.51	Nm (0°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M_{rr}]	1.613	Nm
Sliding moment of friction	[M_{sl}]	2.729	Nm
Moment of friction, seals	[M_{seal}]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M_{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M_{loss}]	4.342	Nm
Power loss	[P_{loss}]	1818.892	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant µbl=0.15.

Displacement of bearing	[u_x]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_y]	10.000	µm
Displacement of bearing	[u_z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_x]	-0.001	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_y]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.001	mrad (0')

Shaft 'Rotor' Rolling bearing 'Rolling bearing 2'

Position (Y-coordinate)	[y]	105.50	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.36	kN
Equivalent load	[P_0]	1.36	kN
Life modification factor for reliability	[a_1]	1.000	
Basic bearing rating life	[L_{nh}]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	7.07	mm²/s
Static safety factor	[S_0]	132.49	
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.781	kN
Bearing reaction force	[Fz]	1.359	kN
Bearing reaction force	[Fr]	1.359	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	59.64	Nm

Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	59.64	Nm (0°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M_{rr}]	1.616	Nm
Sliding moment of friction	[M_{sl}]	2.730	Nm
Moment of friction, seals	[M_{seal}]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M_{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M_{loss}]	4.346	Nm
Power loss	[P_{loss}]	1820.440	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μbl=0.15.

Displacement of bearing	[u_x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_y]	10.014	μm
Displacement of bearing	[u_z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r_x]	-0.001	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.001	mrad (0')

Shaft 'Rotor' Rolling bearing 'Rolling bearing 3'

Position (Y-coordinate)	[y]	934.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.85	kN
Equivalent load	[P_0]	0.68	kN
Life modification factor for reliability	[a_1]	1.000	
Basic bearing rating life	[L_{nh}]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	7.07	mm²/s
Static safety factor	[S_0]	265.82	
Bearing reaction force	[Fx]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.659	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.677	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.677	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-29.73	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	29.73	Nm (180°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M_{rr}]	1.611	Nm
Sliding moment of friction	[M_{sl}]	2.728	Nm
Moment of friction, seals	[M_{seal}]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M_{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M_{loss}]	4.339	Nm
Power loss	[P_{loss}]	1817.433	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μbl=0.15.

Displacement of bearing	[u_x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_y]	10.000	μm
Displacement of bearing	[u_z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r_x]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Shaft 'Rotor' Rolling bearing 'Rolling bearing 4'

Position (Y-coordinate)	[y]	969.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.05	kN
Equivalent load	[P_0]	1.05	kN
Life modification factor for reliability	[a_1]	1.000	
Basic bearing rating life	[L_{nh}]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	7.07	mm²/s
Static safety factor	[S_0]	171.10	
Bearing reaction force	[Fx]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.604	kN
Bearing reaction force	[Fz]	1.052	kN
Bearing reaction force	[Fr]	1.052	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	46.18	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	46.18	Nm (0°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M_{rr}]	1.608	Nm
Sliding moment of friction	[M_{sl}]	2.727	Nm
Moment of friction, seals	[M_{seal}]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018

Moment of friction flow losses	[M_{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M_{loss}]	4.336	Nm
Power loss	[P_{loss}]	1816.103	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μbl=0.15.

Displacement of bearing	[u_x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_y]	10.012	μm
Displacement of bearing	[u_z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r_x]	-0.001	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.001	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	1107.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.004	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.202	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.202	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	67.45	Nm
Bearing reaction moment	[My]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	67.45	Nm (0°)
Displacement of bearing	[u_x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_y]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r_x]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	1051.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.017	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.566	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.566	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-21.77	Nm
Bearing reaction moment	[My]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	21.77	Nm (-180°)
Displacement of bearing	[u_X]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_X]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	80.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.025	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.325	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.325	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	35.90	Nm
Bearing reaction moment	[My]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	35.90	Nm (0°)
Displacement of bearing	[u_X]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Y]	-0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_X]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	0.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.038	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.011	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.011	kN (-90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-0.53	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.53	Nm (180°)
Displacement of bearing	[u_X]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_X]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	2540.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.094	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.534	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.534	kN (90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-69.65	Nm
Bearing reaction moment	[My]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	69.65	Nm (-180°)
Displacement of bearing	[u_X]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_X]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	2610.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.087	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.062	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.062	kN (-90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-21.53	Nm
Bearing reaction moment	[My]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	21.53	Nm (180°)
Displacement of bearing	[u_X]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Y]	-0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_X]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	217.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.024	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.234	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.234	kN (-90°)
Bearing reaction moment	[Mx]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm (180°)
Displacement of bearing	[u_X]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_X]	-0.001	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Z]	0.000	mrad (0')

Misalignment of bearing	[r_r]	0.001	mrad (0')

Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	861.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.024	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.225	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.225	kN (-90°)
Displacement of bearing	[u_X]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Y]	-0.000	µm
Displacement of bearing	[u_Z]	-0.000	µm
Displacement of bearing	[u_r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r_X]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_Z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r_r]	0.000	mrad (0')

Damage (%) [Lreq] (20000.000)

Bin no	B1	B2	B3	B4	B5	B6
1	2.49	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
Σ	2.49	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00

Utilization (%) [Lreq] (20000.000)

B1	B2	B3	B4	B5	B6
29.19	27.14	27.14	27.14	27.14	27.14

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)
Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1: Rolling bearing 5
B2: Rolling bearing 6
B3: Rolling bearing 1
B4: Rolling bearing 2
B5: Rolling bearing 3
B6: Rolling bearing 4

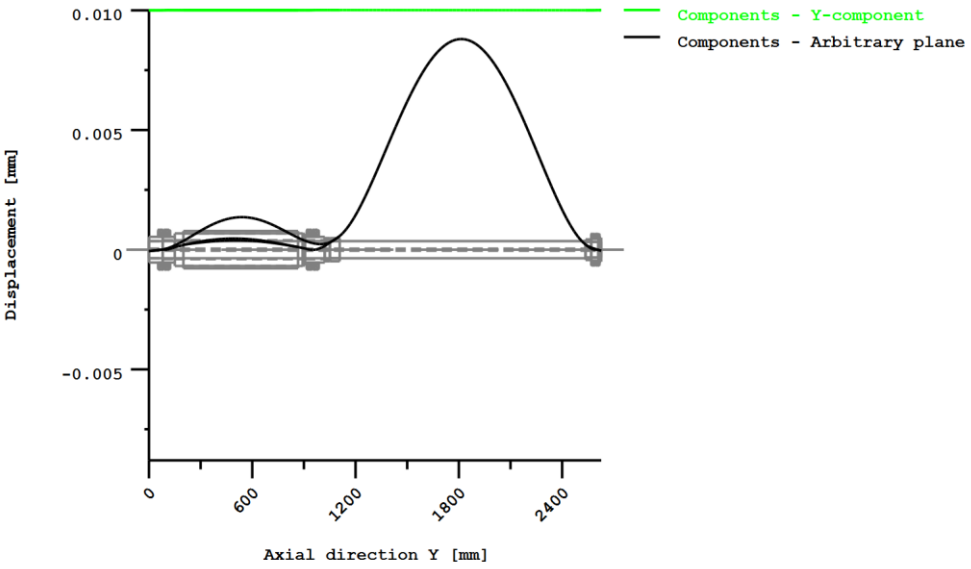
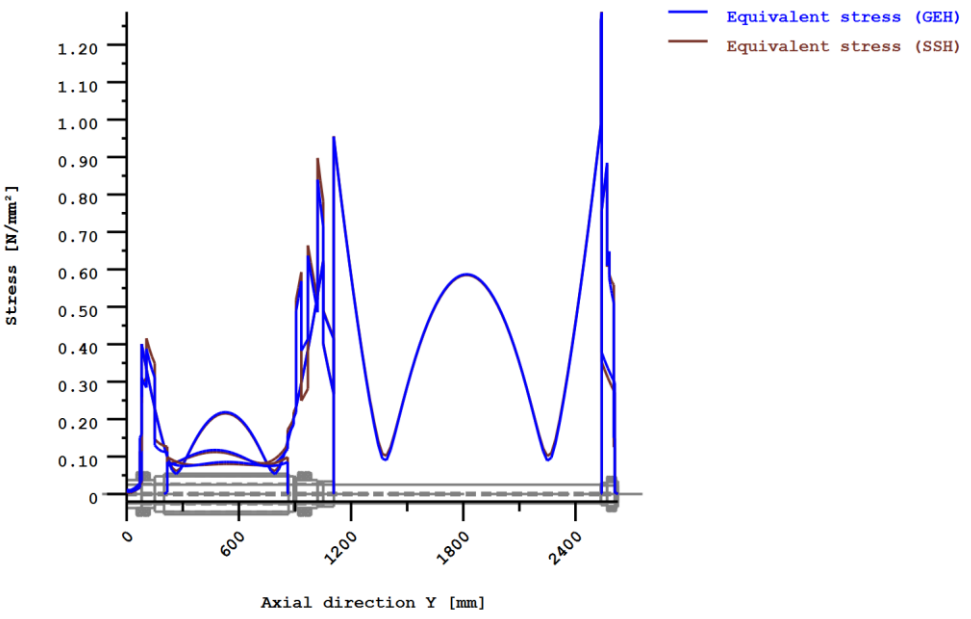


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 270 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
GEH(von Mises): sigV = ((sigB+sigZ,D)^2 + 3*(tauT+tauS)^2)^1/2
SSH(Tresca): sigV = ((sigB-sigZ,D)^2 + 4*(tauT+tauS)^2)^1/2

Figure: Equivalent stress

End of Report lines: 860

PŘÍLOHA č. 5

Výpočet evolventního drážkování spoje pohonné hřídele a ložiskového náboje

Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i **Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = Chyba; D = OK**

ii ☐ **Informace o projektu**

1.0 ☑ Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu		SI Units (N, mm, kW...)		
1.2	Přenášený výkon	P	119,50	[kW]	
1.3	Otáčky hřídele	n	374,0	[/min]	
1.4	Krouticí moment	T	3051,18	[Nm]	
1.5	**Způsob zatížení, provozní parametry**				
1.6	Charakter pohonu		Rovnoměrný		
1.7	Typ zatížení		Střídavé rázy		
1.8	Charakter provozu		Plně obousměrný		
1.9	Počet rozběhů v tisících		100		
1.10	Požadovaná životnost spoje		15000	[h]	
1.11	**Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele**				
1.12	Provedení spoje		Pevný spoj		
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	12,000	[mm]	
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_F	1,50		
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min}	68,3	[mm]	

1.16	**Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]**			
1.17	D...Povrchově kalená ocel (650) [HRC 45-53]			☑
1.18	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin}	650	[MPa]
1.19	Dovolený tlak	p_D	250	[MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D	275	[MPa]
1.21	**Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]**			
1.22	D...Povrchově kalená ocel (650) [HRC 45-53]			☑
1.23	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin}	650	[MPa]
1.24	Dovolený tlak	p_D	250	[MPa]
1.26	**Provozní koeficienty**			
1.27	Koeficient provedení spoje	K_d	1,0	
1.28	Koeficient využití spoje	K_a	1,5	
1.29	Koeficient životnosti	K_F	0,4	
1.30	Koeficient opotřebení	K_w	1,0	

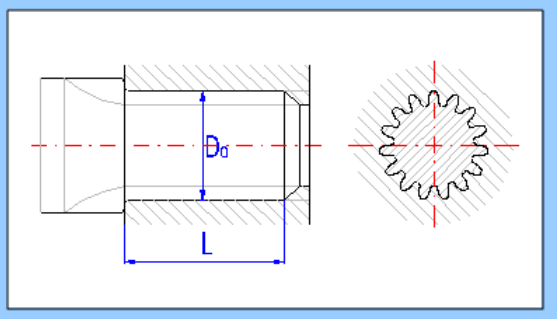
8.0 ☑ Parametry spoje, návrh rozměrů

8.1 **Parametry spoje**

8.2	Drážkování	O ... CSN 4950 - 30°, Plochá drážka, Středění na boky		
8.3	Koeficient rozložení zatížení	K_L	0,75	
8.4	Celkový provozní koeficient	K_S	3,75	☑
8.5	**Automatický návrh spoje**			
8.6	Filtr pro návrh drážkování		Preferovaná řada	
8.7	Výsledky návrhu třídit dle		Modul	
8.8	☑ Maximální délka náboje	L_{max}	70,000	[mm]
8.9	Start návrhu		**Automatický návrh**	

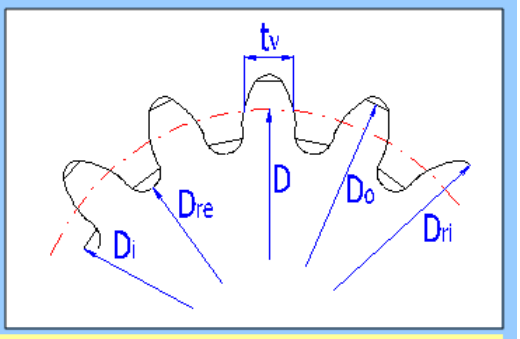
8.10

ID.	m/P	n	D_o	D_{re}	L_{min}	L	s_T	s_p
1.	5.0	17	91.4	79.5	47.2	56.0	1.72	1.78



8.11 **Rozměry spoje**

8.12	Min. průměr hřídele	D_{remin}	68,3		[mm]
8.13	Drážkování		94.7 - 1.5 x 62 *		
8.14	Modul / Počet zubů	m / n	1,5	62	[mm]
8.15	Roztečný / základní průměr	D / D_b	93	80,54	[mm]
8.16	Jmenovitý průměr / posunutí	Dd / xm	95	0,18	[mm]
8.17	Průměry vnějšího drážkování	D_o / D_{re}	94,7	91,7	[mm]
8.18	Průměry vnitřního drážkování	D_i / D_{ri}	92	95	[mm]
8.19	Tloušťka zubu / šířka drážky	t_v / s_v	2,56	2,56	[mm]
8.20	Obvod. rozteč / tvarová vůle	p / c_F	4,71	0,15	[mm]
8.21	Min. funkční délka drážkování	L_{min}	23,5		[mm]
8.22	Zvolená délka drážkování	L	25,000	220	[mm] ☑



9.0 ☑ Pevnostní kontroly spoje

9.1	**Kontrola hřídele na krut**			
9.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D	275	[MPa]
9.3	Srovnávací napětí	τ	75,6	[MPa]
9.4	Bezpečnost		3,64	

9.5	**Kontrola otlačení na bocích drážkování**			
9.6	Dovolený tlak	p_D	250	[MPa]
9.7	Srovnávací tlak	p	156,2	[MPa]
9.8	Bezpečnost		1,60	

PŘÍLOHA č. 6

Výpočet evolventního drážkování spoje ložiskového tělesa a nástrojové hlavy

Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i **Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = Chyba; D = OK**

ii ☐ **Informace o projektu**

1.0 ☑ Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu		SI Units (N, mm, kW...)		
1.2	Přenášený výkon	P	119,50	[kW]	
1.3	Otáčky hřídele	n	374,0	[/min]	
1.4	Krouticí moment	T	3051,18	[Nm]	
1.5	**Způsob zatížení, provozní parametry**				
1.6	Charakter pohonu		Rovnoměrný		
1.7	Typ zatížení		Střídavé rázy		
1.8	Charakter provozu		Plně obousměrný		
1.9	Počet rozběhů v tisících		100		
1.10	Požadovaná životnost spoje		15000	[h]	
1.11	**Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele**				
1.12	Provedení spoje		Pevný spoj		
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	12,000	[mm]	
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_F	1,50		
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min}	68,3	[mm]	

1.16	**Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]**			
1.17	D...Povrchově kalená ocel (650) [HRC 45-53] ☑			
1.18	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin}	650	[MPa]
1.19	Dovolený tlak	p_D	250	[MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D	275	[MPa]
1.21	**Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]**			
1.22	D...Povrchově kalená ocel (650) [HRC 45-53] ☑			
1.23	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin}	650	[MPa]
1.24	Dovolený tlak	p_D	250	[MPa]
1.26	**Provozní koeficienty**			
1.27	Koeficient provedení spoje	K_d	1,0	
1.28	Koeficient využití spoje	K_a	1,5	
1.29	Koeficient životnosti	K_f	0,4	
1.30	Koeficient opotřebení	K_w	1,0	

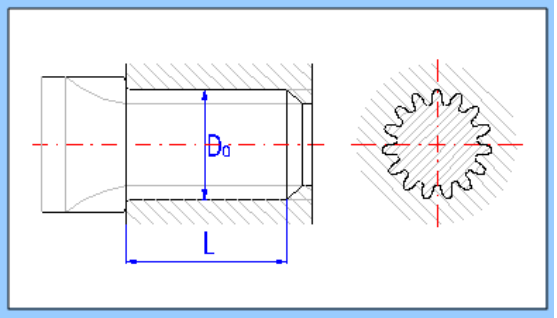
8.0 ☑ Parametry spoje, návrh rozměrů

8.1 **Parametry spoje**

8.2	Drážkování		O ... CSN 4950 - 30°, Plochá drážka, Středění na boky	
8.3	Koeficient rozložení zatížení	K_L	0,75	
8.4	Celkový provozní koeficient	K_S	3,75 ☑	
8.5	**Automatický návrh spoje**			
8.6	Filtr pro návrh drážkování		Preferovaná řada	
8.7	Výsledky návrhu třídit dle		Modul	
8.8	☑ Maximální délka náboje	L_{max}	70,000	[mm]
8.9	Start návrhu		**Automatický návrh**	

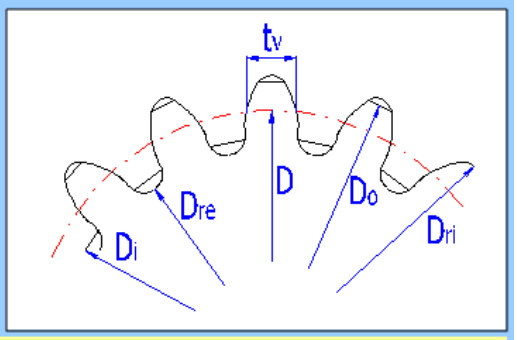
8.10

ID.	m/P	n	D_o	D_{re}	L_{min}	L	s_T	s_p
1.	5.0	17	91.4	79.5	47.2	56.0	1.72	1.78



8.11 **Rozměry spoje**

8.12	Min. průměr hřídele	D_{remin}	68,3		[mm]
8.13	Drážkování		84.7 - 1.5 x 55 *		
8.14	Modul / Počet zubů	m / n	1,5	55	[mm]
8.15	Roztečný / základní průměr	D / D_b	82,5	71,45	[mm]
8.16	Jmenovitý průměr / posunutí	Dd / xm	85	0,43	[mm]
8.17	Průměry vnějšího drážkování	D_o / D_{re}	84,7	81,7	[mm]
8.18	Průměry vnitřního drážkování	D_i / D_{ri}	82	85	[mm]
8.19	Tloušťka zubu / šířka drážky	t_v / s_v	2,85	2,85	[mm]
8.20	Obvod. rozteč / tvarová vůle	p / c_f	4,71	0,15	[mm]
8.21	Min. funkční délka drážkování	L_{min}	37		[mm]
8.22	Zvolená délka drážkování	L	40,000	220	[mm] ☑



9.0 ☑ Pevnostní kontroly spoje

9.1 **Kontrola hřídele na krut**

9.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D	275	[MPa]
9.3	Srovnávací napětí	τ	106,9	[MPa]
9.4	Bezpečnost		2,57	

9.5	**Kontrola otlačení na bocích drážkování**			
9.6	Dovolený tlak	p_D	200	[MPa]
9.7	Srovnávací tlak	p	123,3	[MPa]
9.8	Bezpečnost		1,62	

PŘÍLOHA č. 7

Výpočet šroubového spoje kamenů a statické části hlavního motoru

File

Name : Srouby_fixace_hlavniho_pohonu

Changed by: joskozak on: 22.07.2020 at: 11:16:49

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the bolts

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard		Standard thread	
Label		M16	
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	14.70	
Core diameter (mm)	[d3]	13.55	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	201.06	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	144.12	
Thread manufacturing		Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	3000.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.150	
Number of screws	[n]	6	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	0.00
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	16666.68	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	**200.00**	**0.00**	**1.00**	**0.00**	**0.00**	**16666.68**
2	193.19	51.76	1.00	0.00	0.00	16666.67
3	193.19	-51.76	1.00	0.00	0.00	16666.67
4	-200.00	0.00	1.00	0.00	0.00	16666.68
5	-193.19	51.76	1.00	0.00	0.00	16666.67
6	-193.19	-51.76	1.00	0.00	0.00	16666.67

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000

sy	0.000	0.000	0.000

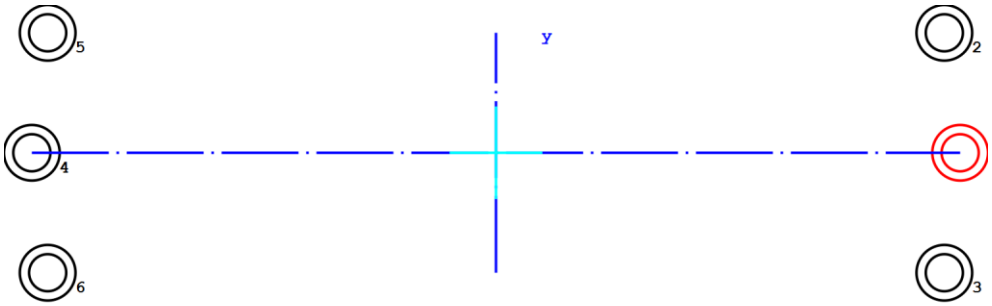


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)	
Tightening factor	[αA]	1.80
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	1.00
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV 1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Load application height (mm)	[lk]	9.80
Coef. of friction in thread	[μG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[μK]	0.100/ 0.100

Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00
Bolt length (mm)	[l]	30.00
Shank diameter (mm)	[d1]	16.00
Shank length (mm)	[l1]	6.00
Thread length (mm)	[b]	24.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	23.17
Inner diameter of head support (mm)	[da]	17.70
Surface roughness (head bearing area) (μm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm²)	[As]	156.67
Addendum (mm)	[k]	16.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	24.00

Free thread length (mm)	[l3]	8.00
Width across flats (mm)	[s]	14.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class		10.9
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1040.00
Yield point (N/mm²)	[Rp0.2]	940.00
Maximum yield point (N/mm²)	[Rp,max]	940.00
Young's modulus screw (N/mm²)	[ES]	205000.00
Clamped parts: Plates		
Number of parts	[iP]	1
Part A		
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	14.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	14.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	17.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	34.95
Diameter (mm)	[DA]	34.95
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	34.95
Cone angle (°)	[φ]	22.82
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	1.751388e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.274785e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	9.698687e-007
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1850
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	8733.57
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	25400.25
-maximum (N)	[FMmax]	45720.44
Pretension force according table (N)	[FMtab]	122000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	147000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	121789.50

(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	113055.93
Additional bolt load (N)	[FSA]	0.00
Additional plate load (N)	[FPA]	0.00
Fatigue load (N/mm²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.02463
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.04434
at FM (mm)	[fS]	0.11812
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00445
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00801
at FM (mm)	[fT]	0.02133

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	121789.50
Pretension force (N)	[FV]	113055.93
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	42260.59
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M]	846.00
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B]	808.59
Tightening torque (Nm)	[MA]	267.29
Loose torque (Nm)	[ML]	175.19
Surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pK]	693.63

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	25400.25
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmin]	176.44
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmin]	168.64
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	55.75
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	25.83
Surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmin]	144.66

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	45720.44
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	42260.59
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmax]	317.59
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmax]	303.55
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	100.34
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	57.31
Surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmax]	260.39
Residual clamp load (N)	[FKR]	16666.68
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Mzul]	846.00
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Bzul]	940.00
Support area (below screw head) (mm²)	[ApK]	175.58
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pKzul]	770

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.80
Safety against yield point	[SF]	3.10
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.96
Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.11
Calculation with minimum attained pretension force:		
Safety against sliding	[SG]	3.54

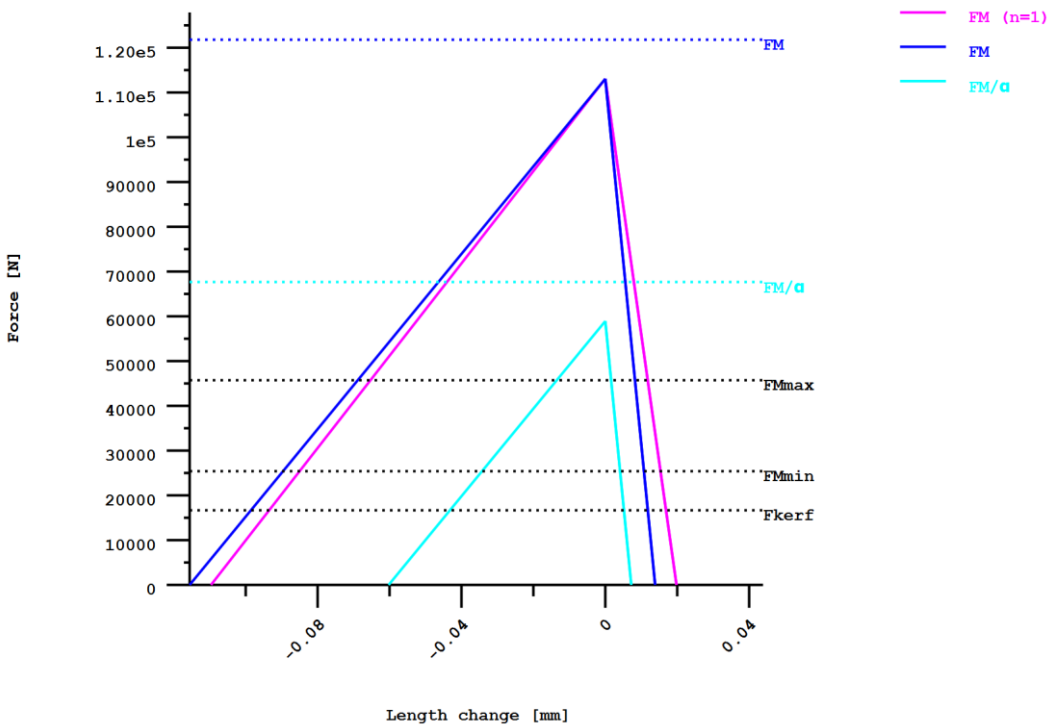


Figure: Display of the clamping diagram

Remarks:

-The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.

-The safety against sliding (SG = FKR/FKerf) is calculated with FM/α.

-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload
and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.
These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..

-Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

End of Report lines: 229

PŘÍLOHA č. 8

Výpočet šroubového spoje ložiskového náboje a pohonné hřídele

File

Name : Pohonna_hridel-Teleso_lozisek
Changed by: joskozak on: 22.07.2020 at: 11:14:31

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration:		Flange connection with torque and forces (multiple bolts)
Calculation using assembly temperature		
Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard		Standard thread
Label		M10
Pitch (mm)	[P]	1.50
Flank angle (°)	[β]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	10.00
Flank diameter (mm)	[d2]	9.03
Core diameter (mm)	[d3]	8.16
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	78.54
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	52.29
Thread manufacturing		Final heat treated
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	10000.00 / 10000.00
Shearing force at flange (N)	[Fq]	0.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[Mb]	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.150
Bolt pitch diameter at flange (mm)	[dt]	60.00
Number of screws	[n]	4
Shearing force at single screw (N)	[Q]	0.00
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	2500.00 / 2500.00
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	0.00
For sealing (N)	[FKP]	0.00
Tightening technique:		Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)
Tightening factor	[αA]	1.80
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	1.00
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV	1	
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Load application height (mm)	[lk]	8.40
Coef. of friction in thread	[µG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[µK]	0.100/ 0.100
Bolt type:		Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004
Reference diameter (mm)	[d]	10.00

Bolt length (mm)	[l]	20.00
Shank diameter (mm)	[d1]	10.00
Shank length (mm)	[l1]	4.50
Thread length (mm)	[b]	15.50
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	15.33
Inner diameter of head support (mm)	[da]	11.20
Surface roughness (head bearing area) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm²)	[As]	57.99
Addendum (mm)	[k]	10.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	16.00
Free thread length (mm)	[l3]	7.50
Width across flats (mm)	[s]	8.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm²)	[Rp0.2]	640.00
Maximum yield point (N/mm²)	[Rp,max]	640.00
Young's modulus screw (N/mm²)	[ES]	205000.00
Clamped parts: Plates		
Number of parts	[iP]	1
Part A		
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	12.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	12.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	10.50
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	26.06
Diameter (mm)	[DA]	26.06
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	26.06
Cone angle (°)	[φ]	24.10
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	2.706606e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	2.039656e-007

Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.897947e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1532
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	4611.25
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	6728.24
-maximum (N)	[FMmax]	12110.84
Pretension force according table (N)	[FMtab]	30500.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	37000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	30351.35
(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	25740.09
Additional bolt load (N)	[FSA]	383.01
Additional plate load (N)	[FPA]	2116.99
Fatigue load (N/mm²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01277
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.02299
at FM (mm)	[fS]	0.05761
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00182
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00328
at FM (mm)	[fT]	0.00821

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	30351.35
Pretension force (N)	[FV]	25740.09
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	10133.61
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M]	576.00
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B]	553.72
Tightening torque (Nm)	[MA]	43.33
Loose torque (Nm)	[ML]	24.30
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK]	357.15

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	6728.24
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmin]	127.69
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmin]	127.68
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	9.61
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	2.00
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmin]	82.64

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	12110.84
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	10133.61
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmax]	229.84
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmax]	224.75
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	17.29
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	7.08
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmax]	145.18

Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Mzul]	576.00

Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Bzul]	640.00
Support area (below screw head) (mm²)	[ApK]	86.06
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pKzul]	770
Shearing strength Screw (N/mm²)	[τBS]	520.00

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.80
Safety against yield point	[SF]	2.85
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	5.30

Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.16

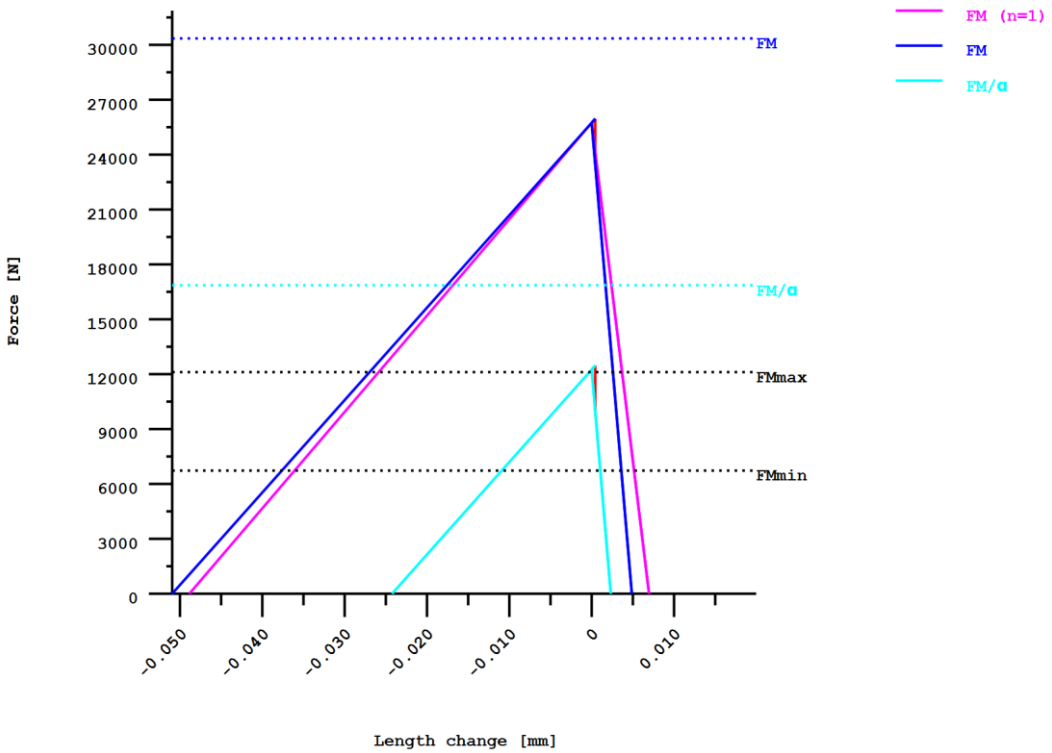


Figure: Display of the clamping diagram

Remarks:

-The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.

-The safety against sliding (SG = FKR/FKerf) is calculated with FM/α.

-Safety against shearing SA = τBS*As/Q >= 1.1;

-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload

and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.
These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
-Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

End of Report lines: 208

PŘÍLOHA č. 9

Výpočet šroubového spoje těla smykadla a víka smykadla

KISSsoft Release 03/2018 F

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Smykadlo-Celo

Changed by: joskozak on: 22.07.2020 at: 11:18:05

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the bolts

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard		Standard thread	
Label		M16	
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	14.70	
Core diameter (mm)	[d3]	13.55	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	201.06	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	144.12	
Thread manufacturing		Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	16000.00 /	21000.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	21333.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	26667.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	16000.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	15199.80 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.150	
Number of screws	[n]	20	
Chosen screw	[no.]	17	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	1049.90 /	11029.81
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	11383.35	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	-107.80	220.00	1.00	1049.95	8455.52	11383.35
2	-141.50	200.00	1.00	1049.94	8721.86	11383.35
3	-204.50	135.00	1.00	1049.91	8558.20	11383.35
4	-221.40	105.00	1.00	1049.90	8213.29	11383.35
5	-221.40	-105.00	1.00	1049.90	3181.82	11383.35
6	-204.50	-135.00	1.00	1049.91	2089.17	11383.35
7	-141.50	-200.00	1.00	1049.94	-861.90	11383.35
8	-107.80	-220.00	1.00	1049.95	-2086.61	11383.35
9	107.80	-220.00	1.00	1050.05	-6856.18	11383.35

10	141.50	-200.00	1.00	1050.06	-7122.52	11383.35
11	204.50	-135.00	1.00	1050.09	-6958.87	11383.35
12	221.40	-105.00	1.00	1050.10	-6613.95	11383.35
13	221.40	105.00	1.00	1050.10	-1582.49	11383.35
14	204.50	135.00	1.00	1050.09	-489.84	11383.35
15	141.50	200.00	1.00	1050.06	2461.23	11383.35
16	107.50	220.00	1.00	1050.05	3692.58	11383.35
17	**-222.00**	**222.00**	**1.00**	**1049.90**	**11029.81**	**11383.35**
18	-222.00	-222.00	1.00	1049.90	391.85	11383.35
19	222.00	-222.00	1.00	1050.10	-9430.48	11383.35
20	222.00	222.00	1.00	1050.10	1207.49	11383.35

Center point for	**no load**	**maximum load**	**minimum load**
sx	-0.015	-0.015	-0.015
sy	0.000	0.000	0.000

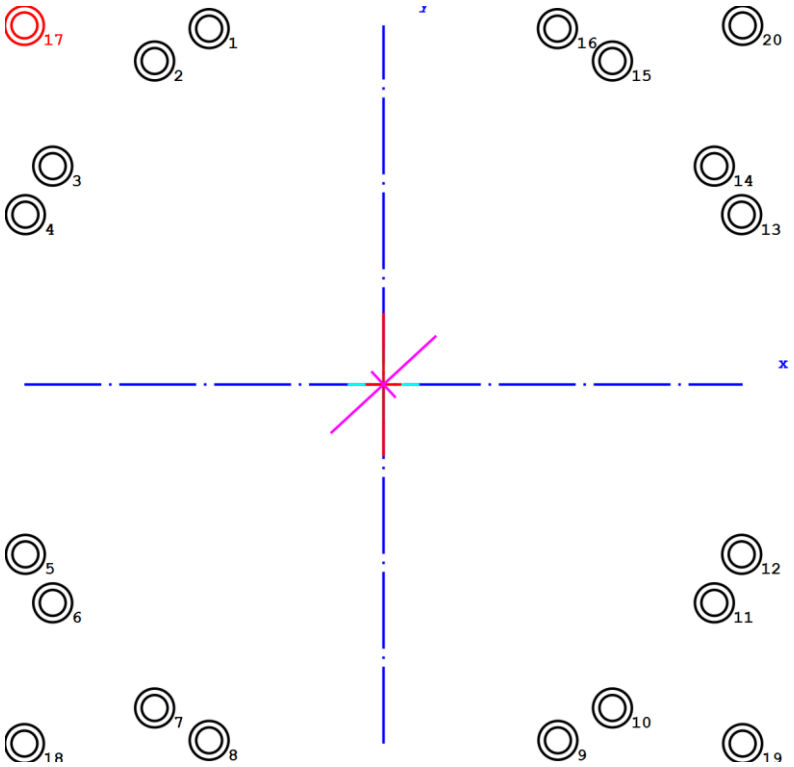


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)		
Tightening factor		[αA]	1.80
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)			
		[αmin]	1.00
Load application factor		[n]	0.70
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)		[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)		[ak]	0.00
Load application height (mm)		[lk]	28.00
Coef. of friction in thread		[μG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support		[μK]	0.100/ 0.100

Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00
Bolt length (mm)	[l]	70.00
Shank diameter (mm)	[d1]	16.00
Shank length (mm)	[l1]	26.00
Thread length (mm)	[b]	44.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	23.17
Inner diameter of head support (mm)	[da]	17.70
Surface roughness (head bearing area) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm²)	[As]	156.67
Addendum (mm)	[k]	16.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	24.00
Free thread length (mm)	[l3]	14.00
Width across flats (mm)	[s]	14.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm²)	[Rp0.2]	640.00
Maximum yield point (N/mm²)	[Rp,max]	640.00
Young's modulus screw (N/mm²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1
Part	A	
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	40.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	40.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	17.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	68.26
Diameter (mm)	[DA]	68.26
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	68.26

Cone angle (°)		[φ]	29.41
Ductility of flange (mm/N)		[δP]	2.200672e-007
Addition for plate resilience (mm/N)		[δPzu]	1.274785e-007
Ductility of screw (mm/N)		[δS]	1.658178e-006
Load factor for centric load introduction		[Φn]	0.1295
Amount of embedding (mm)		[fz]	0.0100
Preload loss (N)		[Fz]	5324.12
required assembly preload:			
-minimum (N)		[FMmin]	26308.63
-maximum (N)		[FMmax]	47355.53
Pretension force according table (N)		[FMtab]	83000.00
Screw force at yield point (N)		[FM0.2]	100000.00
attained assembly preload:			
-maximum (N)		[FM]	82920.51
(utilization of yield strength (%)		[%Re]	90.00)
Pretension force (N)		[FV]	77596.39
Additional bolt load (N)		[FSA]	1428.65
Additional plate load (N)		[FPA]	9601.16
Fatigue load (N/mm²)		[σa]	4.13
Fatigue life (N/mm²)		[σAzul]	46.22
Number of load cycles		[NZ]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)		[fSmin]	0.04362
	at FMmax (mm)	[fSmax]	0.07852
	at FM (mm)	[fS]	0.13750
Part extension	at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00579
	at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01042
	at FM (mm)	[fT]	0.01825

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	82920.51
Pretension force (N)	[FV]	77596.39
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	19758.32
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M]	576.00
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B]	559.30
Tightening torque (Nm)	[MA]	181.98
Loose torque (Nm)	[ML]	120.24
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK]	480.40

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	26308.63
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmin]	182.75
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmin]	183.45
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	57.74
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	32.52
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmin]	157.97

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	47355.53
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	19758.32
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmax]	328.95
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmax]	323.18
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	103.93

Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	65.13
Surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmax]	277.84
Residual clamp load (N)	[FKR]	11383.35
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Mzul]	576.00
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Bzul]	640.00
Support area (below screw head) (mm²)	[ApK]	175.58
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pKzul]	770

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.80
Safety against yield point	[SF]	1.98
Safety against fatigue	[SD]	11.20
Safety against pressure	[SP]	2.77
Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.14
Safety against fatigue	[SD]	11.20
Safety against pressure	[SP]	1.60
Calculation with minimum attained pretension force:		
Safety against sliding	[SG]	2.74

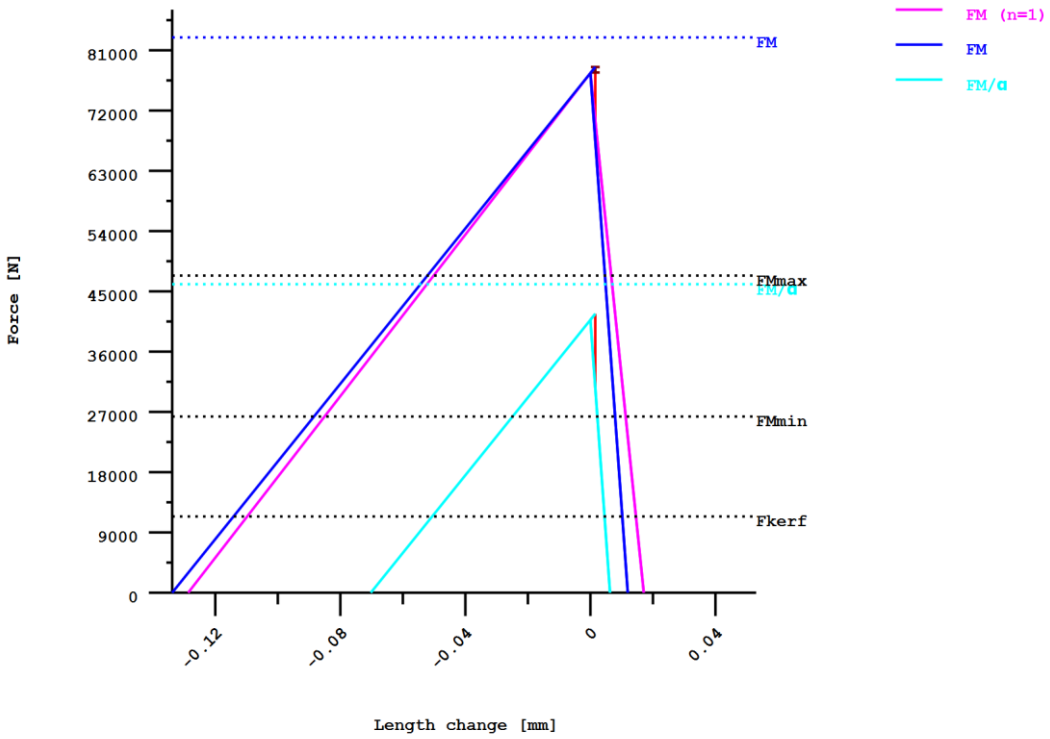


Figure: Display of the clamping diagram

Remarks:

-The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.

-The safety against sliding (SG = FKR/FKerf) is calculated with FM/α.

-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload
and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.
These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..

-Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

End of Report lines: 245

PŘÍLOHA č. 10

Výpočet šroubového spoje příruby a muzikusu

KISSsoft Release 03/2018 F

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Priruba-Mezikus

Changed by: joskozak on: 22.07.2020 at: 11:07:53

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> The surface pressure (below head)
is too high.
Surface pressure: 916.13 N/mm²
Permissible value: 760.00 N/mm²

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the bolts
The forces are calculated under the assumption of rigid plates.
The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature			
Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard		Standard thread	
Label		M12	
Pitch (mm)	[P]	1.75	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	12.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	10.86	
Core diameter (mm)	[d3]	9.85	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	113.10	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	76.25	
Thread manufacturing		Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	16000.00 /	16000.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	21333.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	26667.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	3000.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	19826.90 /	19826.90
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	18261.10 /	18261.10
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.150	
Number of screws	[n]	20	
Chosen screw	[no.]	2	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	17841.21 /	17841.21
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	17922.31	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	0.00	153.00	1.00	13754.27	13754.27	17918.31
2	**-71.83**	**135.09**	**1.00**	**17841.21**	**17841.21**	**17918.28**
3	-135.09	71.83	1.00	17420.01	17420.01	17918.20
4	-153.00	0.00	1.00	12735.59	12735.59	17918.10
5	-135.09	-71.83	1.00	5257.09	5257.09	17918.00
6	-71.83	-135.09	1.00	-5033.96	-5033.96	17917.92
7	0.00	-153.00	1.00	-12153.45	-12153.45	17917.89
8	71.83	-135.09	1.00	-16240.39	-16240.39	17917.92
9	135.09	-71.83	1.00	-15819.19	-15819.19	17918.00
10	153.00	0.00	1.00	-11134.77	-11134.77	17918.10
11	71.83	135.09	1.00	6634.78	6634.78	17918.28
12	135.09	71.83	1.00	-3656.27	-3656.27	17918.20
13	37.01	148.46	1.00	10482.09	10482.09	17918.29
14	-37.01	148.55	1.00	16265.06	16265.06	17922.31
15	-148.46	37.01	1.00	15514.86	15514.86	17918.14
16	-148.46	-37.01	1.00	9247.23	9247.23	17918.04
17	37.01	-148.55	1.00	-14664.24	-14664.24	17921.91
18	-37.01	-148.55	1.00	-8889.48	-8889.48	17921.91
19	148.46	37.01	1.00	-7646.41	-7646.41	17918.14
20	148.46	-37.01	1.00	-13914.04	-13914.04	17918.04

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	-0.005	-0.005	-0.005

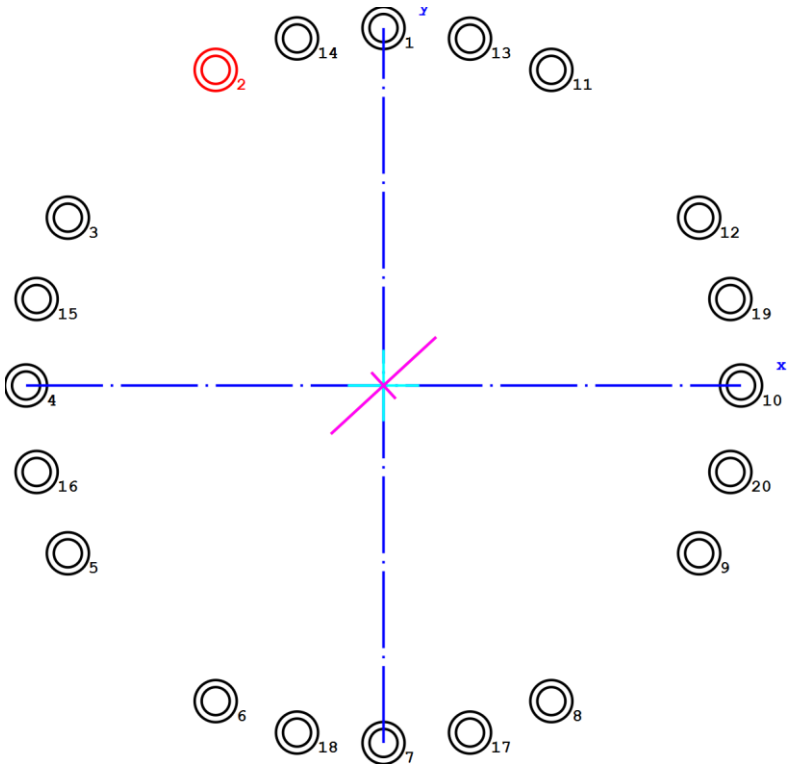


Figure: Bolt positions

Tightening technique: Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)

Tightening factor [αA] 1.80

Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)

	[αmin]	1.00
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV 1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Load application height (mm)	[lk]	14.00
Coef. of friction in thread	[µG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[µK]	0.100/ 0.100

Bolt type: Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004

Reference diameter (mm)	[d]	12.00
Bolt length (mm)	[l]	45.00
Shank diameter (mm)	[d1]	12.00
Shank length (mm)	[l1]	5.25
Thread length (mm)	[b]	39.75
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	17.23
Inner diameter of head support (mm)	[da]	13.70
Surface roughness (head bearing area) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm²)	[As]	84.27
Addendum (mm)	[k]	12.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	18.00
Free thread length (mm)	[l3]	14.75
Width across flats (mm)	[s]	10.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1220.00
Yield point (N/mm²)	[Rp0.2]	1100.00
Maximum yield point (N/mm²)	[Rp,max]	1100.00
Young's modulus screw (N/mm²)	[ES]	205000.00

Clamped parts: Plates

Number of parts	[iP]	1

Part A

Material	S355J2 (St52.3 N)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm²)	[pG]	760.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole

Clamping length (mm)	[lk]	20.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	13.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

No washer below screw head

Blind hole

Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00

Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	37.16
Diameter (mm)	[DA]	37.16
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	37.16
Cone angle (°)	[φ]	26.49
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	2.948717e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.699713e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.930957e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1462
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	4492.71
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	37648.05
-maximum (N)	[FMmax]	67766.50
Pretension force according table (N)	[FMtab]	76000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	93000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	75951.83
(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	71459.12
Additional bolt load (N)	[FSA]	2608.18
Additional plate load (N)	[FPA]	15233.03
Fatigue load (N/mm²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.07270
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.13085
at FM (mm)	[fS]	0.14666
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.01110
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01998
at FM (mm)	[fT]	0.02240

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	75951.83
Pretension force (N)	[FV]	71459.12
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	4547.41
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M]	990.00
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B]	971.43
Tightening torque (Nm)	[MA]	127.93
Loose torque (Nm)	[ML]	80.03
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK]	916.13

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	37648.05
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmin]	490.73
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmin]	496.52
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	63.41
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	37.13
Surface pressure		

(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmin]	469.45

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	67766.50
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	4547.41
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmax]	883.31
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmax]	869.94
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	114.14
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	70.86
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmax]	820.68
Residual clamp load (N)	[FKR]	17922.31
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Mzul]	990.00
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Bzul]	1100.00
Support area		
(below screw head) (mm²)	[ApK]	85.75
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pKzul]	760

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.80
Safety against yield point	[SF]	1.26
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	0.93
Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.13
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	0.83

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.25

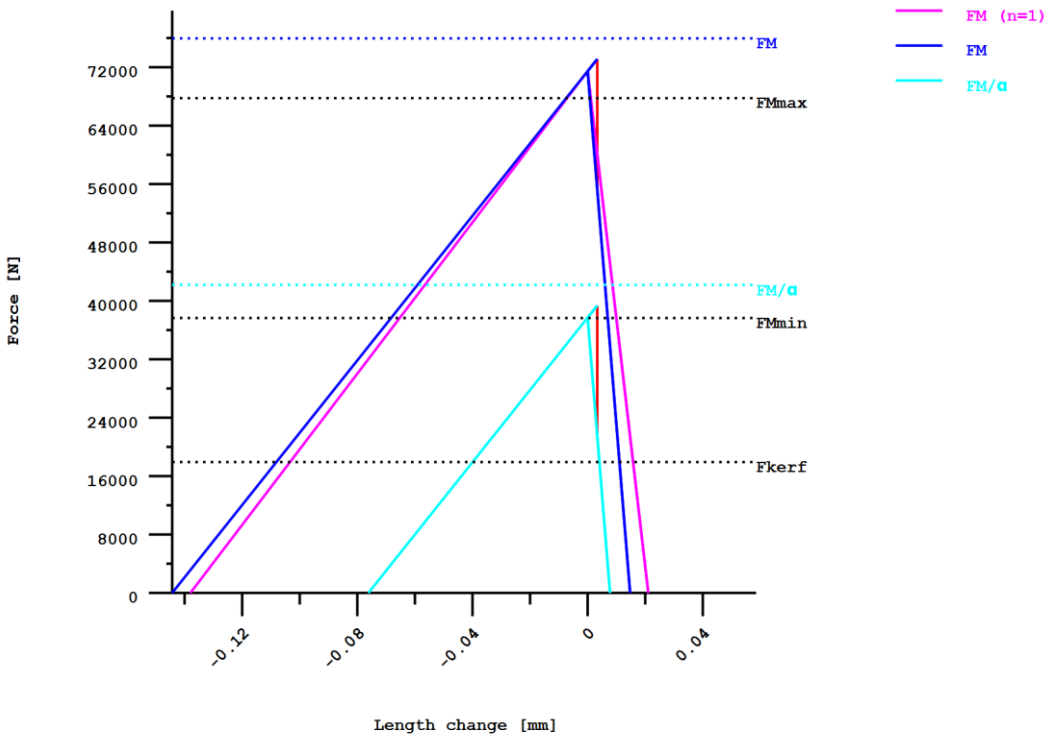


Figure: Display of the clamping diagram

Remarks:

-The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.

-The safety against sliding (SG = FKR/FKerf) is calculated with FM/α.

-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload
and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.
These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..

-Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

End of Report lines: 243

PŘÍLOHA č. 11

Výpočet šroubového spoje příruby a rotačního dílu

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Srouby-Spojeni_Priruba-rotacni_clen
Changed by: joskozak on: 22.07.2020 at: 11:19:14

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration:	Flange connection with torque and forces (multiple bolts)		
Calculation using assembly temperature			
Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard		Standard thread	
Label		M12	
Pitch (mm)	[P]	1.75	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	12.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	10.86	
Core diameter (mm)	[d3]	9.85	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	113.10	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	76.25	
Thread manufacturing		Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fq]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	3000.00	
Bending moment at flange (Nm)	[Mb]	0.00	
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.150	
Bolt pitch diameter at flange (mm)	[dt]	168.00	
Number of screws	[n]	12	
Shearing force at single screw (N)	[Q]	2976.19	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	0.00
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	19841.27	
For sealing (N)	[FKP]	0.00	
Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)		
Tightening factor	[αA]	1.80	
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	1.00	
Load application factor	[n]	0.70	
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00	
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00	
Load application height (mm)	[lk]	64.54	
Coef. of friction in thread	[µG]	0.100/ 0.100	
Coef. of friction at head support	[µK]	0.100/ 0.100	
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)	[d]	12.00	

Bolt length (mm)	[l]	120.00
Shank diameter (mm)	[d1]	12.00
Shank length (mm)	[l1]	84.00
Thread length (mm)	[b]	36.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	17.23
Inner diameter of head support (mm)	[da]	13.70
Surface roughness (head bearing area) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm²)	[As]	84.27
Addendum (mm)	[k]	12.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	18.00
Free thread length (mm)	[l3]	8.20
Width across flats (mm)	[s]	10.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class		10.9
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1040.00
Yield point (N/mm²)	[Rp0.2]	940.00
Maximum yield point (N/mm²)	[Rp,max]	940.00
Young's modulus screw (N/mm²)	[ES]	205000.00
Clamped parts: Plates		
Number of parts	[iP]	1
Part A		
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	92.20
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	92.20
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	13.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	166.06
Diameter (mm)	[DA]	166.06
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	166.06
Cone angle (°)	[φ]	38.91
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	2.665257e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.699713e-007

Ductility of screw (mm/N)	[δS]	4.908509e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.0590
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	1932.35
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	21773.62
-maximum (N)	[FMmax]	39192.52
Pretension force according table (N)	[FMtab]	65000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	79000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	64904.29
(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	62971.94
Additional bolt load (N)	[FSA]	0.00
Additional plate load (N)	[FPA]	0.00
Fatigue load (N/mm²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.10688
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.19238
at FM (mm)	[fS]	0.31858
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00580
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01045
at FM (mm)	[fT]	0.01730

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	64904.29
Pretension force (N)	[FV]	62971.94
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	14284.32
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M]	846.00
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B]	804.78
Tightening torque (Nm)	[MA]	109.32
Loose torque (Nm)	[ML]	70.52
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK]	756.88

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	21773.62
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmin]	283.81
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmin]	269.98
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	36.67
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	22.22
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmin]	253.91

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	39192.52
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	14284.32
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmax]	510.86
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmax]	485.97
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	66.01
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	41.73
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmax]	457.04
Residual clamp load (N)	[FKR]	19841.27

Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Mzul]	846.00
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Bzul]	940.00
Support area (below screw head) (mm²)	[ApK]	85.75
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pKzul]	770
Shearing strength Screw (N/mm²)	[τBS]	644.80

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.80
Safety against yield point	[SF]	1.93
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.68

Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.17
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.02

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.72
Safety against shearing	[SA]	18.26

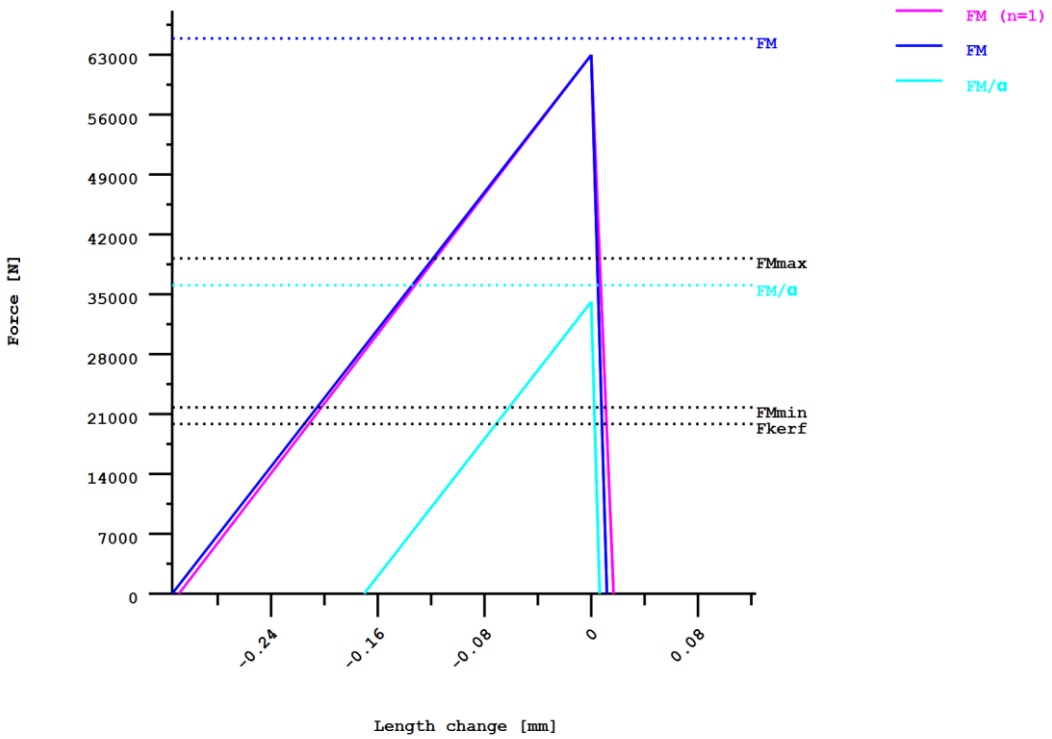


Figure: Display of the clamping diagram

Remarks:

-The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
-The safety against sliding (SG = FKR/FKerf) is calculated with FM/α.
-Safety against shearing SA = τBS*As/Q >= 1.1;
-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload
and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.
These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
-Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

End of Report lines: 212

PŘÍLOHA č. 12

Výpočet šroubového spoje spojky rotorů

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : Srouby_rotor_osy_A
Changed by: joskozak on: 29.04.2020 at: 11:39:05

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration:	Flange connection with torque and forces (multiple bolts)		
Calculation using assembly temperature			
Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard		Standard thread	
Label		M6	
Pitch (mm)	[P]	1.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	6.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	5.35	
Core diameter (mm)	[d3]	4.77	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	28.27	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	17.89	
Thread manufacturing		Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fq]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	3000.00	
Bending moment at flange (Nm)	[Mb]	0.00	
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.150	
Bolt pitch diameter at flange (mm)	[dt]	277.00	
Number of screws	[n]	23	
Shearing force at single screw (N)	[Q]	941.77	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	0.00
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	6278.45	
For sealing (N)	[FKP]	0.00	
Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)		
Tightening factor	[αA]	1.80	
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	1.00	
Load application factor	[n]	0.70	
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00	
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00	
Load application height (mm)	[lk]	7.00	
Coef. of friction in thread	[µG]	0.100/ 0.100	
Coef. of friction at head support	[µK]	0.100/ 0.100	
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)	[d]	6.00	

Bolt length (mm)	[l]	16.00
Shank diameter (mm)	[d1]	6.00
Shank length (mm)	[l1]	3.00
Thread length (mm)	[b]	13.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	9.38
Inner diameter of head support (mm)	[da]	6.80
Surface roughness (head bearing area) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm²)	[As]	20.12
Addendum (mm)	[k]	6.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	10.00
Free thread length (mm)	[l3]	7.00
Width across flats (mm)	[s]	5.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class		10.9
Tensile strength (N/mm²)	[Rm]	1040.00
Yield point (N/mm²)	[Rp0.2]	940.00
Maximum yield point (N/mm²)	[Rp,max]	940.00
Young's modulus screw (N/mm²)	[ES]	205000.00
Clamped parts: Plates		
Number of parts	[iP]	1
Part A		
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	10.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	10.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	6.40
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	19.10
Diameter (mm)	[DA]	19.10
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	19.10
Cone angle (°)	[φ]	25.92
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	4.816950e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	3.399426e-007

Ductility of screw (mm/N)	[δS]	3.997731e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1284
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	2232.43
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	8510.88
-maximum (N)	[FMmax]	15319.58
Pretension force according table (N)	[FMtab]	15300.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	18900.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	15344.94
(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	13112.51
Additional bolt load (N)	[FSA]	0.00
Additional plate load (N)	[FPA]	0.00
Fatigue load (N/mm²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.03402
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.06124
at FM (mm)	[fS]	0.06134
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00410
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00738
at FM (mm)	[fT]	0.00739

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%)	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	15344.94
Pretension force (N)	[FV]	13112.51
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	14.09
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M]	846.00
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B]	800.71
Tightening torque (Nm)	[MA]	13.44
Loose torque (Nm)	[ML]	7.25
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK]	468.03

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	8510.88
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmin]	469.22
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmin]	444.10
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	7.45
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	3.47
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmin]	259.59

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	15319.58
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	14.09
Equivalent stress in mounting state (N/mm²)	[σred.M_FMmax]	844.60
Equivalent stress in working state (N/mm²)	[σred.B_FMmax]	799.39
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	13.42
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	7.24
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm²)	[pK_FMmax]	467.26
Residual clamp load (N)	[FKR]	6278.45

Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Mzul]	846.00
Permissible equivalent stress (N/mm²)	[σ.Bzul]	940.00
Support area (below screw head) (mm²)	[ApK]	32.79
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm²)	[pKzul]	770
Shearing strength Screw (N/mm²)	[τBS]	644.80

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.80
Safety against yield point	[SF]	1.18
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.65

Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.17
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.65

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.00
Safety against shearing	[SA]	13.78

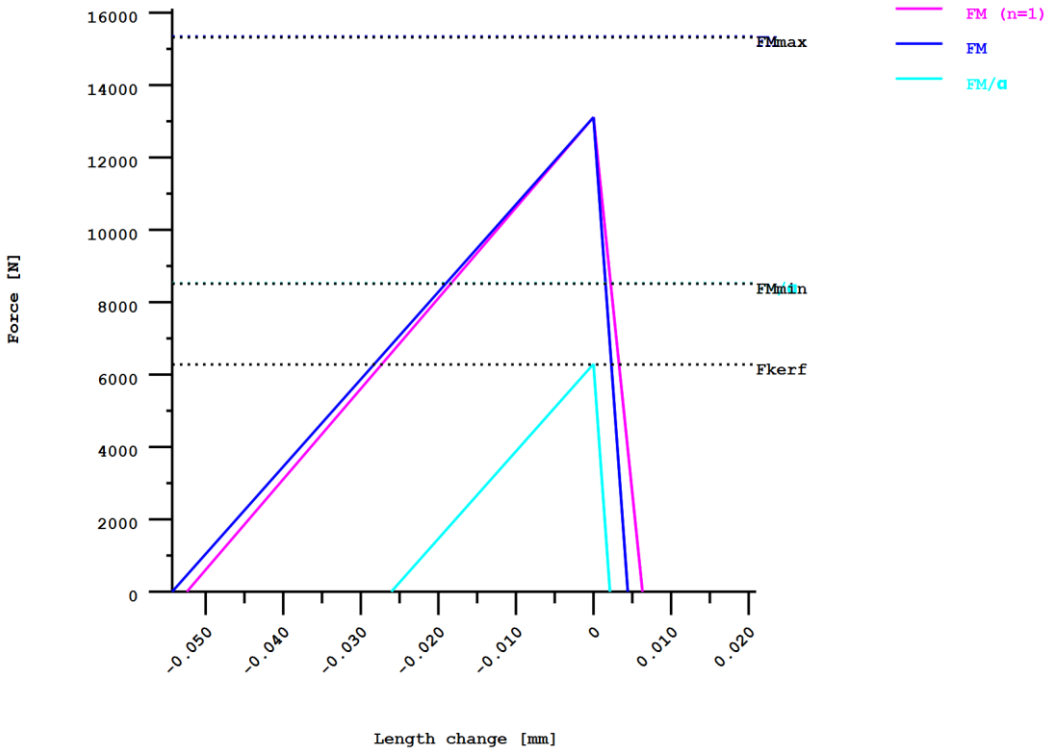
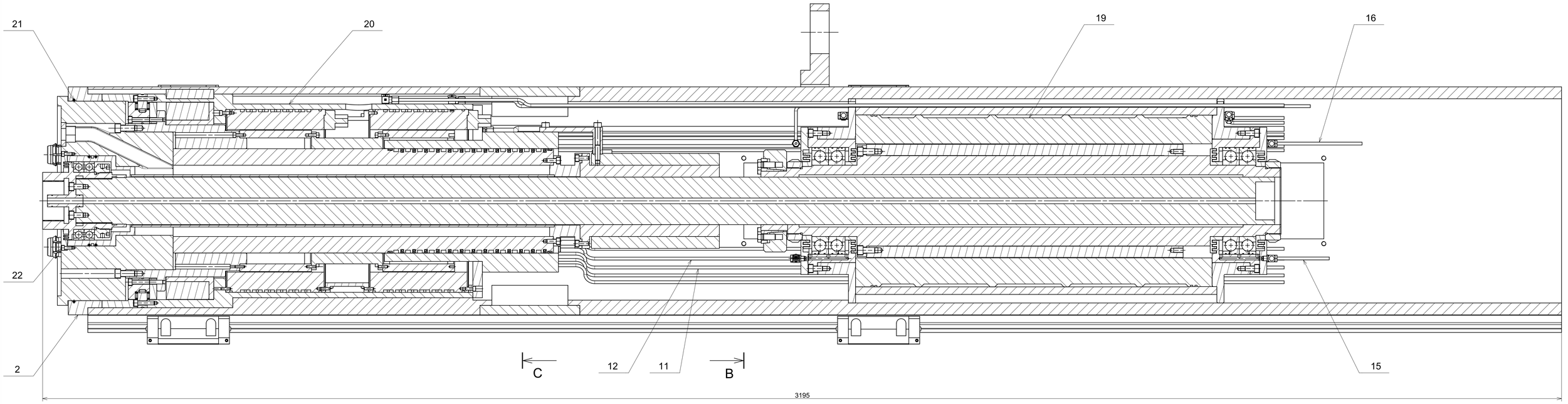


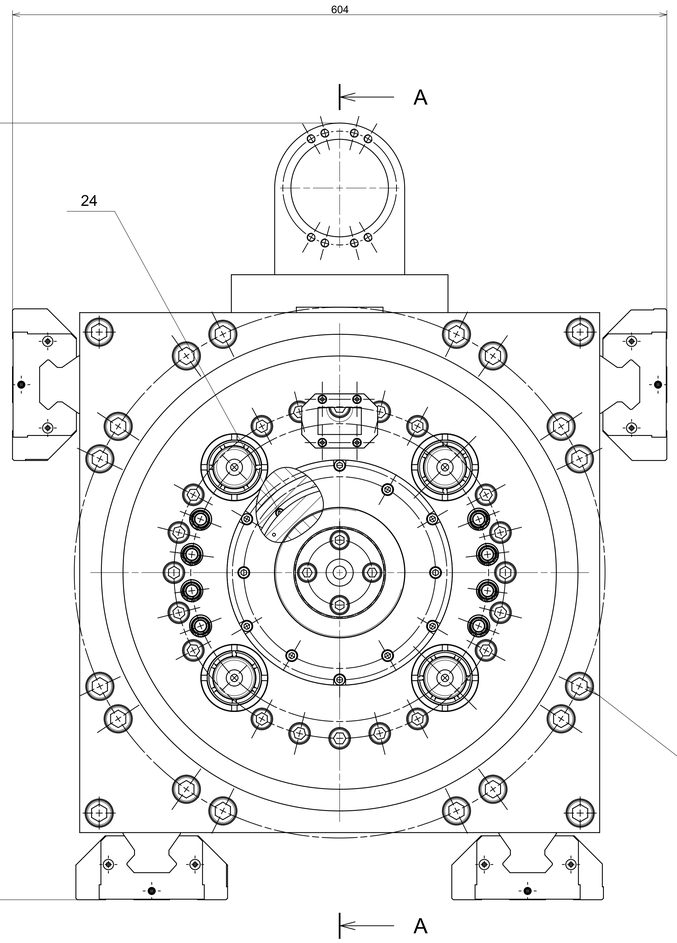
Figure: Display of the clamping diagram

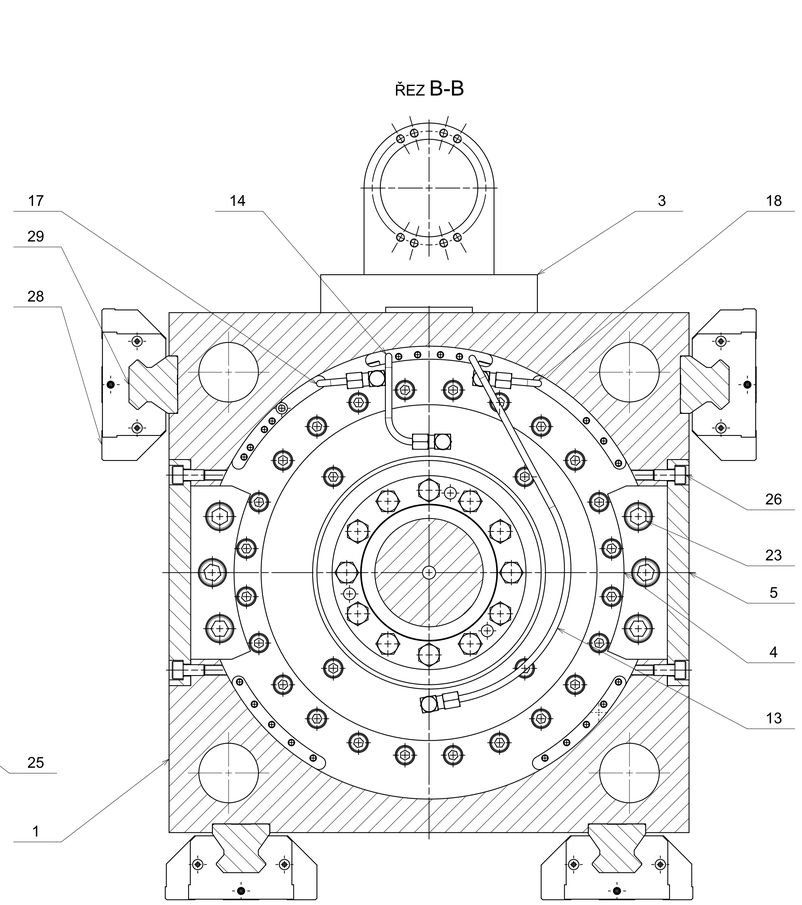
Remarks:

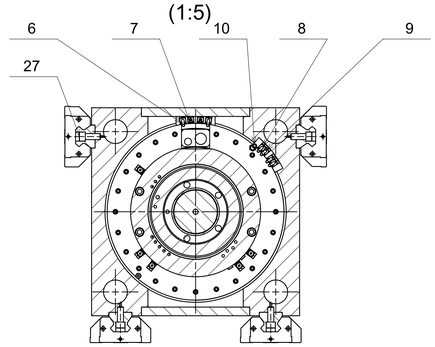
-The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
-The safety against sliding (SG = FKR/FKerf) is calculated with FM/α.
-Safety against shearing SA = τBS*As/Q >= 1.1;
-The calculation of the normal values for 90% usage (Preload
and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230.
These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
-Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

End of Report lines: 212









Poz.	Název - rozměr	Polotovar	Materiál konečný/výchozí	T.O.	C.hmot	Hm.hmot	Číslo výkresu	Počet ks
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.
29	Lišta - EUR55-E	SCHAEFFLER	---/---	---	40,39	---	---	4
28	Válivý tank - EUR55-E	SCHAEFFLER	---/---	---	7,17	---	---	8
27	Šroub - M14x2-35	ISO 4762	---/---	---	0,07	---	---	208
26	Šroub - M10x1,5-20	ISO 4762	---/---	---	0,03	---	---	24
25	Šroub - M16x2-40	ISO 4762	---/---	---	0,11	---	---	20
24	Šroub - M4x0,7-10	ISO 4762	---/---	---	---	---	---	4
23	Šroub - M16x2-25	ISO 4762	---/---	---	0,08	---	---	12
22	Šroub - M6x1-16	ISO 4762	---/---	---	0,01	---	---	6
21	O kroužek - 420x4	ISO 3601	---/---	---	0,02	---	---	1
20	Osa A - ---	---	---/---	---	860,00	---	DP-20-1.1	1
19	Hlavní pohon - ---	---	---/---	---	927,50	---	DP-20-1.2	1
18	Trubka hlavní pohon - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,01	---	DP-20-1/18	2
17	Trubka hlavní pohon - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,07	---	DP-20-1/17	2
16	Trubka ložiska - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,01	---	DP-20-1/16	1
15	Trubka ložiska - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,01	---	DP-20-1/15	1
14	Trubka ložiska - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,09	---	DP-20-1/14	1
13	Trubka ložiska - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,11	---	DP-20-1/13	1
12	Trubka rotační přívod - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,12	---	DP-20-1/12	5
11	Trubka rotační přívod - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,11	---	DP-20-1/11	8
10	Trubka jistící jednotka - 10x1	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,82	---	DP-20-1/10	1
9	Trubka motoru osy A - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	---	0,16	---	DP-20-1/9	2
8	Trubka motoru osy A - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,15	---	DP-20-1/8	2
7	Trubka motoru osy A - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,14	---	DP-20-1/7	2
6	Trubka motoru osy A - 6x0,5	ČSN 42 8710	ČSN 42 3001/---	312	0,13	---	DP-20-1/6	2
5	Víčko - P 25 - 260x220	ČSN 42 5310	11343/---	001	8,04	---	DP-20-1/5	6
4	Kámen - TYČ PLOCHÁ 170x60	ČSN 42 5522	11500/---	001	1,92	---	DP-20-1/4	4
3	Matice - 4HR 205	ČSN 42 5520	11500/---	001	5,42	---	DP-20-1/3	1
2	Víko - 4HR 485x485	ČSN 42 5520	11343/---	001	31,81	---	DP-20-1/2	1
1	Tělo - 4HR 480x480	ČSN 42 5520	11700/---	001	1771,39	---	DP-20-1/1	1

Změ / Index	Datum / Date	Jméno / Name	Poznámka / Note:
Kreslil / Drawn by	20.7.2020	Josef KOZÁK	---
Přezkoušel / Checked by	---	---	
Schválil / Approved by	---	---	

Index změny	Popis změny / change description	Schválil / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	---

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI

Všechna práva vyhrazena / All rights reserved

Tolerance / Tolerování: ISO 8015, ISO 2768mK, ISO 128

Soubor<model / ASM>.ifc: Sestava_smykadlo

Soubor<výkres / DRW>.ifc: Sestava_smykadlo

Projekt / Project: ---

Č.smlouvy / Assembly No.: ---

Č.hmot.sestavy: 3891.00

Měřítko / Scale: 1:2

Formát / Format: A0

Název / Title: Smykadlo

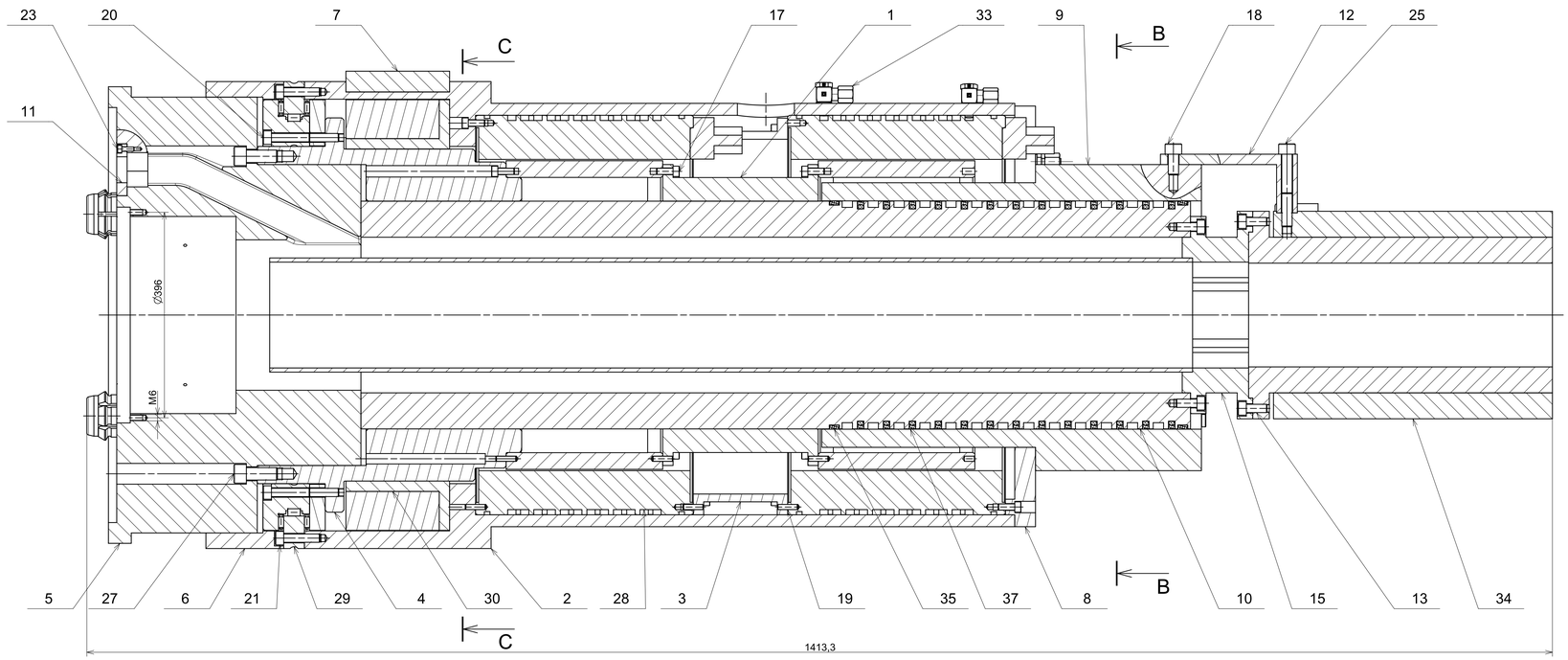
VÝKRES SESTAVY

Poz.: 0

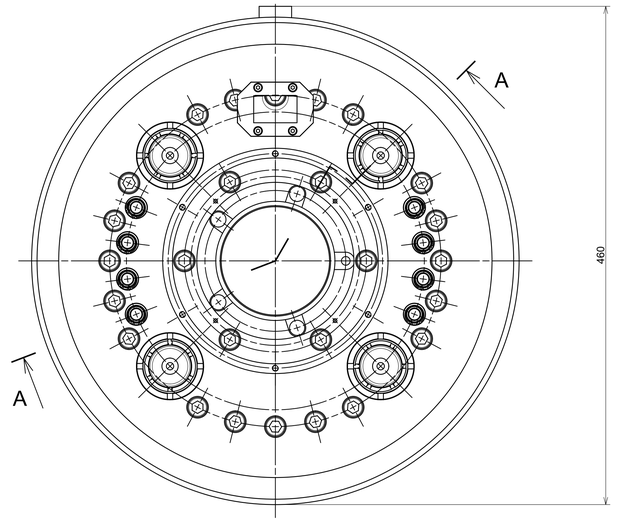
Číslo výkresu / Drawing No.: DP-20-1

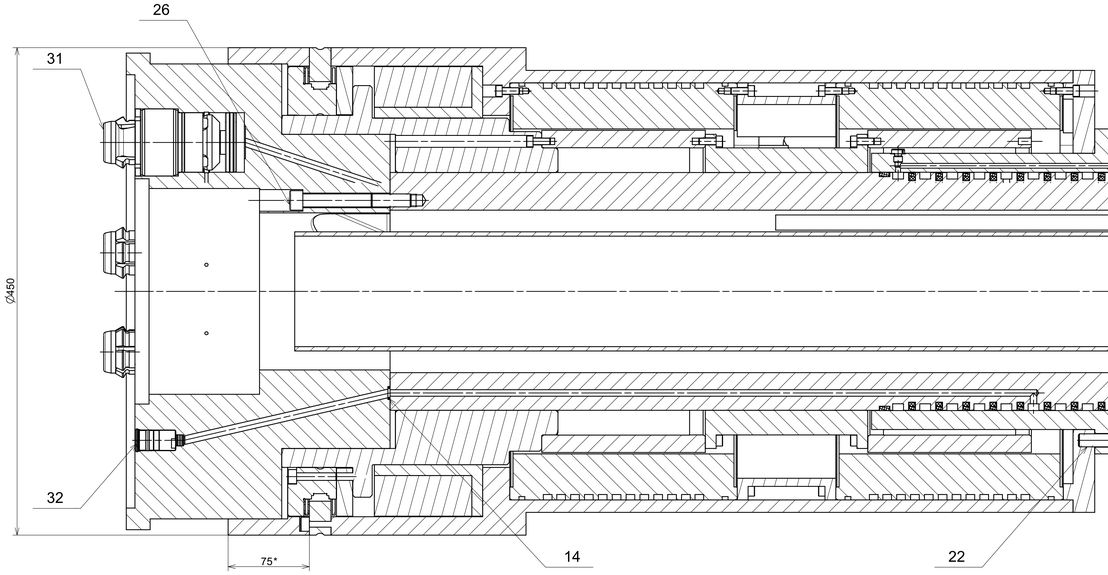
List / sheet no.: 1

Počet listů / sheets: 1

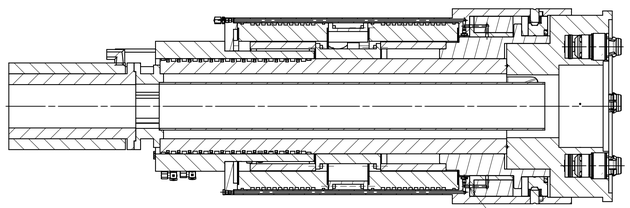


ŘEZ A-A

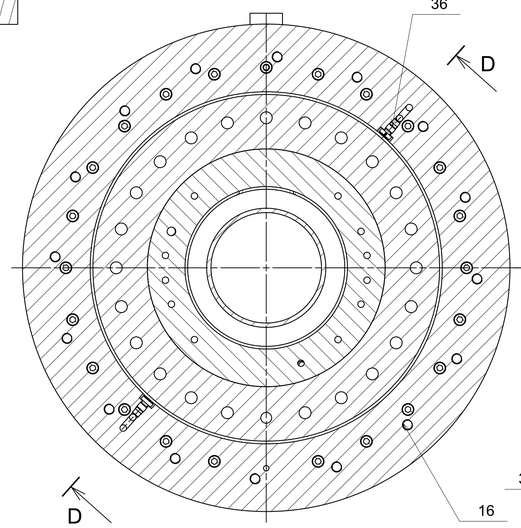




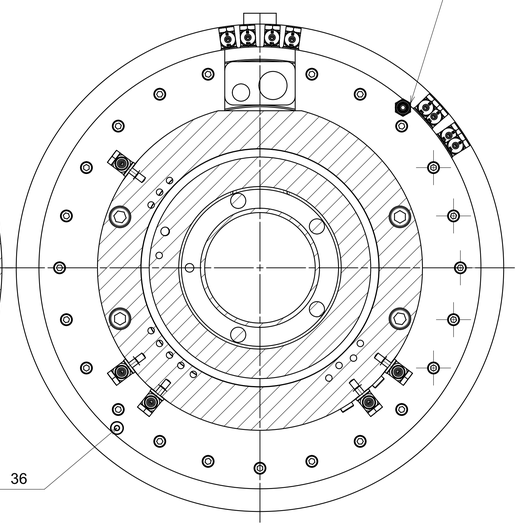
ŘEZ D-D ◜ 41,8°
(1:5)



ŘEZ C-C



ŘEZ B-B



* Rozměr lícovat při montáži

Poz.	Název - rozměr	Polotovar	Materiál konečný/výchozí	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Číslo výkresu	Počet ks
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.
38	Přímá koncovka - M10x1,25	STAUFF	---/---	---	0,026	---	---	1
37	Turcon roto glyd - 220	TRELLEBORG	---/---	---	0,033	---	---	13
36	Ucpavka - M8x1	STAUFF	---/---	---	0,005	---	---	27
35	Vodící pás - 212-9,7	HENNLICH	---/---	---	0,032	---	---	2
34	Elektrický přívod - ---	MAIER	---/---	---	56,542	---	---	1
33	Koncovka úhlová - M10x1,25	STAUFF	---/---	---	0,051	---	---	21
32	SPC - 05 - 2000	STÄUBLI	---/---	---	0,076	---	---	8
31	Hydrodock - 50	BERG	---/---	---	1,842	---	---	4
30	Jistící jednotka - ---	KOSTYRKA	---/---	---	41,498	---	---	1
29	YRTCM - 325 XL	SCHAEFFLER	---/---	---	24,349	---	---	1
28	1FW6150-0PB15 - ---	SIEMENS	---/---	---	85,900	---	---	2
27	Šroub - M12x1,75 - 30	ISO 4762	---/---	---	0,045	---	---	20
26	Šroub - M12x1,75 - 100	ISO 4762	---/---	---	0,107	---	---	6
25	Šroub - M10x1,5 - 70	ISO 4762	---/---	---	0,056	---	---	1
24	O kroužek - 6x1	ISO 3601	---/---	---	-	---	---	4
23	Šroub - M4x0,7 - 12	ISO 4762	---/---	---	0,002	---	---	4
22	Šroub - M12x1,75 - 45	ISO 4762	---/---	---	0,059	---	---	4
21	Šroub - M8x1,25 - 35	ISO 4762	---/---	---	0,021	---	---	36
20	Šroub - M8x1,25 - 65	ISO 4762	---/---	---	0,033	---	---	36
19	Kolík - 5-20	ISO 2338	---/---	---	0,003	---	---	6
18	Šroub - M10x1,5-20	ISO 4762	---/---	---	0,025	---	---	2
17	Šroub - M6x1-16	ISO 4762	---/---	---	0,007	---	---	159
16	Šroub - M10x1,5 - 100	ISO 4762	---/---	---	0,074	---	---	16
15	Šroub - M8x1 - 20	ISO 4762	---/---	---	0,015	---	---	12
14	O kroužek - 8x2	ISO 3601	---/---	---	---	---	---	13
13	Trubka - ---	---	---/---	---	15,749	---	DP-20-1.1.1	1
12	Konzola - TYČ PLOCHÁ 60x55	ČNS 42 5522	11343/---	001	0,824	---	DP-20-1.1/12	1
11	Krytka konektoru - TYČ PLOCHÁ 80x60	ČSN 42 5522	11343/---	001	0,161	---	DP-20-1.1/11	1
10	Rotační část - KR 305-810	ČSN 42 5510	11343/---	001	116,534	---	DP-20-1.1/10	1
9	Nepohyblivá část - KR 310-370	ČSN 425510	11343/---	001	59,411	---	DP-20-1.1/9	1
8	Víčko tělesa osy A - KR 415-25	ČSN 42 5510	11343/---	001	12,386	---	DP-20-1.1/8	1
7	Pero - TYČ PLOCHÁ 40x30	ČSN 42 5522	11500/---	001	0,439	---	DP-20-1.1/7	1
6	Kroužek - KR 460-80	ČSN 42 5510	11343/---	001	11,955	---	DP-20-1.1/6	1
5	Příruba - KR 450-250	ČSN 42 5510	11500/---	001	139,987	---	DP-20-1.1/5	1
4	Mezikus - KR 390 - 260	ČSN 42 5510	11 500/---	001	58,912	---	DP-20-1.1/4	1
3	Spojka statoru - KR 395-100	ČSN 42 5510	11500/---	001	7,610	---	DP-20-1.1/3	1
2	Těleso osy A - KR 460-695	ČSN 42 5510	11700/---	001	100,397	---	DP-20-1.1/2	1
1	Spojka rotoru - KR 230-170	ČSN 425510	11500/---	001	21,913	---	DP-20-1.1/1	1

Index změny / Change index	Popis změny / Change description	Schválil / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	---
---	---	---	---	---
---	---	---	---	---

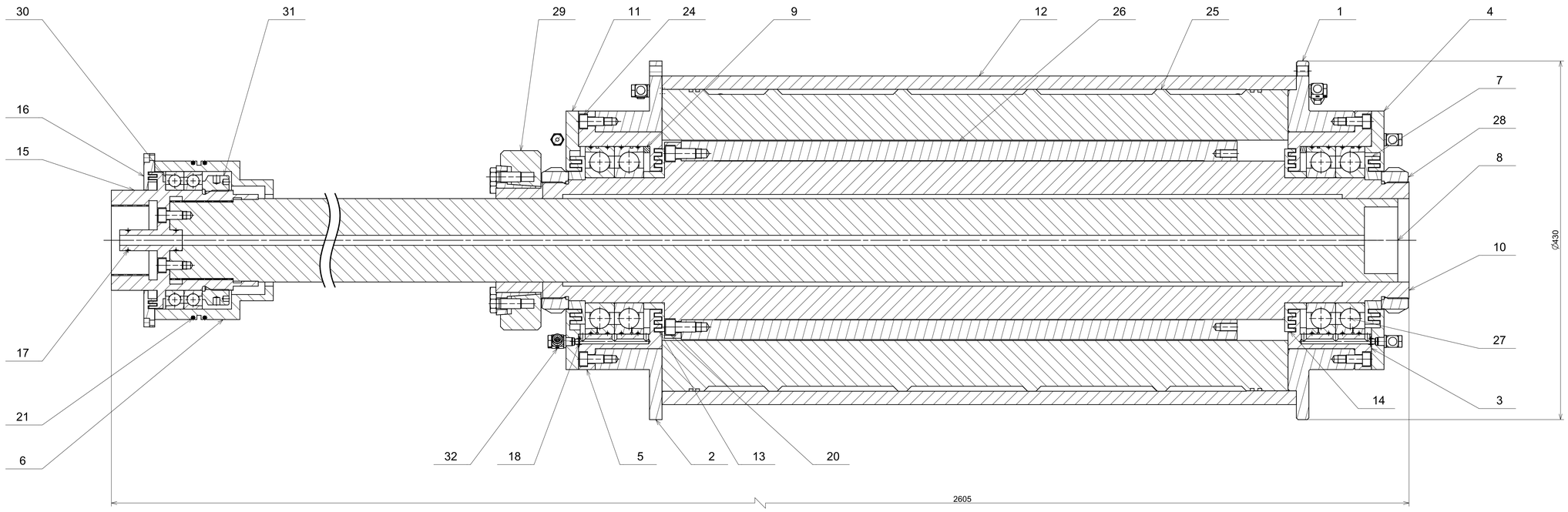
Kreslil / Drawn by:	19.7.2020	Jméno / Name: Josef Kozák	FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI
Zkontroloval / Checked by:	---	---	
Schválil / Approved by:	---	---	

Poznámka / Note: ---

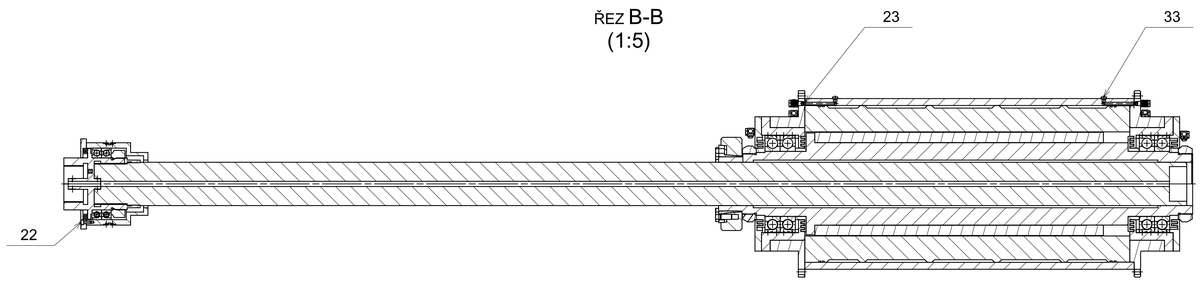
Kopírování povoleno pouze se souhlasem. All rights reserved.

Tolerance / Tolerances: ISO 128; ISO 8015, ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file: Sestava_Osa_A	Projekt / Project: ---	Měřítko / Scale: 1:2
	Soubor-výkres / DRW-file: Sestava_Osa_A	Č.sestavy / Assembly No.: DP-20-1	
		Č.hmot.sestavy: 857,30	

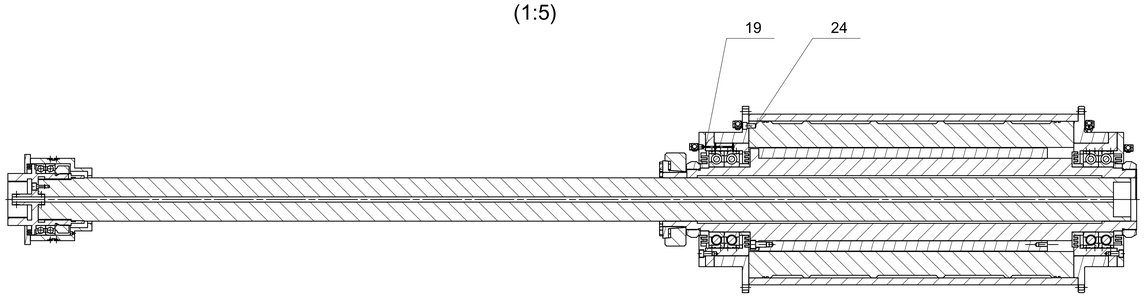
Název / Title	Rev.	Číslo výkresu / Drawing No.	Formát / Format
Osa A VÝKRES SESTAVY	0	DP-20-1.1	A0
		List / sheet no. 1 Počet listů / sheets 1	

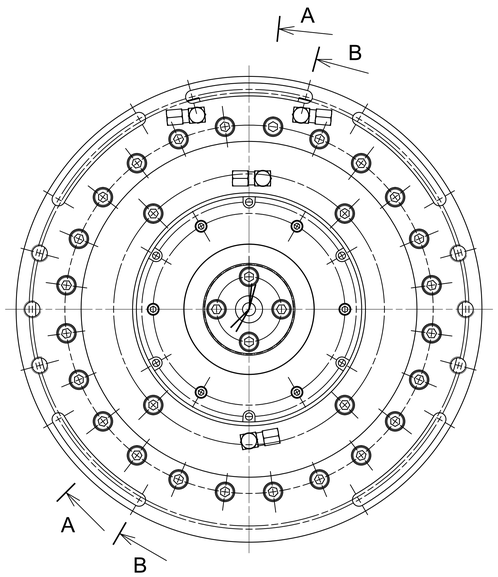


ŘEZ B-B
(1:5)



ŘEZ A-A
(1:5)





Poz.	Název - rozmer	Polotovar	Materiál konecný/výchozí	T.Ú.	C.hmot.	Hr.hmot	Císlo výkresu	Pocet ks
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	E.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.
33	Ucpavka - M8x1	STAUFF	---/---	---	0,005	---	---	4
32	Koncovka úhlová - M10x1,25	STAUFF	---/---	---	0,051	---	---	8
31	KMTA - 24	SKF	---/---	---	1,767	---	---	1
30	Presné kosoúhlé ložisko - 71924 ACD P4A	SKF	---/---	---	1,170	---	---	2
29	HSD - 125-22x125	STÜWE	---/---	---	9,164	---	---	1
28	KMT - 28	SKF	---/---	---	1,838	---	---	2
27	Presné kosoúhlé ložisko - 7030 ACD P4AL	SKF	---/---	---	4,043	---	---	4
26	TK - 340-650-10-F	PHASE	---/---	---	82,482	---	---	1
25	TK - 340-650-10-F	PHASE	---/---	---	306,928	---	---	1
24	Šroub - M10x1,5-20	ISO 4762	---/---	---	0,025	---	---	60
23	O kroužek - 6x1	ISO 3601	---/---	---	0,001	---	---	4
22	Šroub - M6x1-16	ISO 4762	---/---	---	0,007	---	---	6
21	O kroužek - 182x4	ISO 3601	---/---	---	0,009	---	---	2
20	Šroub - M12x1,25-25	ISO 4762	---/---	---	0,041	---	---	16
19	O kroužek - 3x1	ISO 3601	---/---	---	0,001	---	---	2
18	O kroužek - 9x1,5	ISO 3601	---/---	---	0,001	---	---	2
17	O kroužek - 22x1,5	ISO 3601	---/---	---	0,001	---	---	2
16	Těsnění - KR 215-20	ČSN 42 5510	11343/---	001	1,797	---	DP-20-1.2/16	1
15	Ložiskový náboj - KR 170-185	ČSN 42 5510	11 700/---	001	7,183	---	DP-20-1.2/15	1
14	Těsnění - KR 225-30	ČSN 42 5510	11343/---	001	1,789	---	DP-20-1.2/14	1
13	Těsnění - KR 225-30	ČNS 42 5510	11343/---	001	1,632	---	DP-20-1.2/13	1
12	Trubka - KR 400-770	ČSN 42 5510	11343/---	001	113,101	---	DP-20-1.2/12	1
11	Víčko stator - KR 320x22	ČSN 42 5510	11343/---	001	5,554	---	DP-20-1.2/11	1
10	Hřídel rotoru - KR 245-1115	ČSN 42 5510	11700/---	001	131,997	---	DP-20-1.2/10	1
9	Rozpěrný kroužek - KR 230-12	ČSN 42 5510	11343/---	001	0,297	---	DP-20-1.2/9	2
8	Pohonná hřídel - KR 100x2530	ČSN 42 6510	11700/---	001	150,366	---	DP-20-1.2/8	1
7	Těsnění - KR 210-25	ČSN 42 5510	11 343/---	001	1,604	---	DP-20-1.2/7	2
6	Těleso ložisek - KR 200-150	ČSN 42 5510	11343/---	001	7,225	---	DP-20-1.2/6	1
5	Těleso ložisek - KR 320-110	ČSN 42 5510	11343/---	001	15,036	---	DP-20-1.2/5	1
4	Víčko stator - KR 320-30	ČSN 42 5510	11343/---	001	5,613	---	DP-20-1.2/4	1
3	Těleso ložisek - KR 320-110	ČSN 42 5510	11343/---	001	14,585	---	DP-20-1.2/3	1
2	Stator těleso pravé - KR 430-90	ČSN 42 5510	11 343/---	001	20,611	---	DP-20-1.2/2	1
1	Těleso levé - KR 440 - 85	ČSN 42 5510	11500/---	001	22,028	---	DP-20-1.2/1	1

	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by:	20.7.2020	Josef KOZÁK
Přezkoušel / Checked by:	---	---
Schválil / Approved by:	---	---

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	---
---	---	---	---	---

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

Kopírování povoleno pouze se souhlasem autora. / Reproduction only with author's permission.

Poznámka / Note:

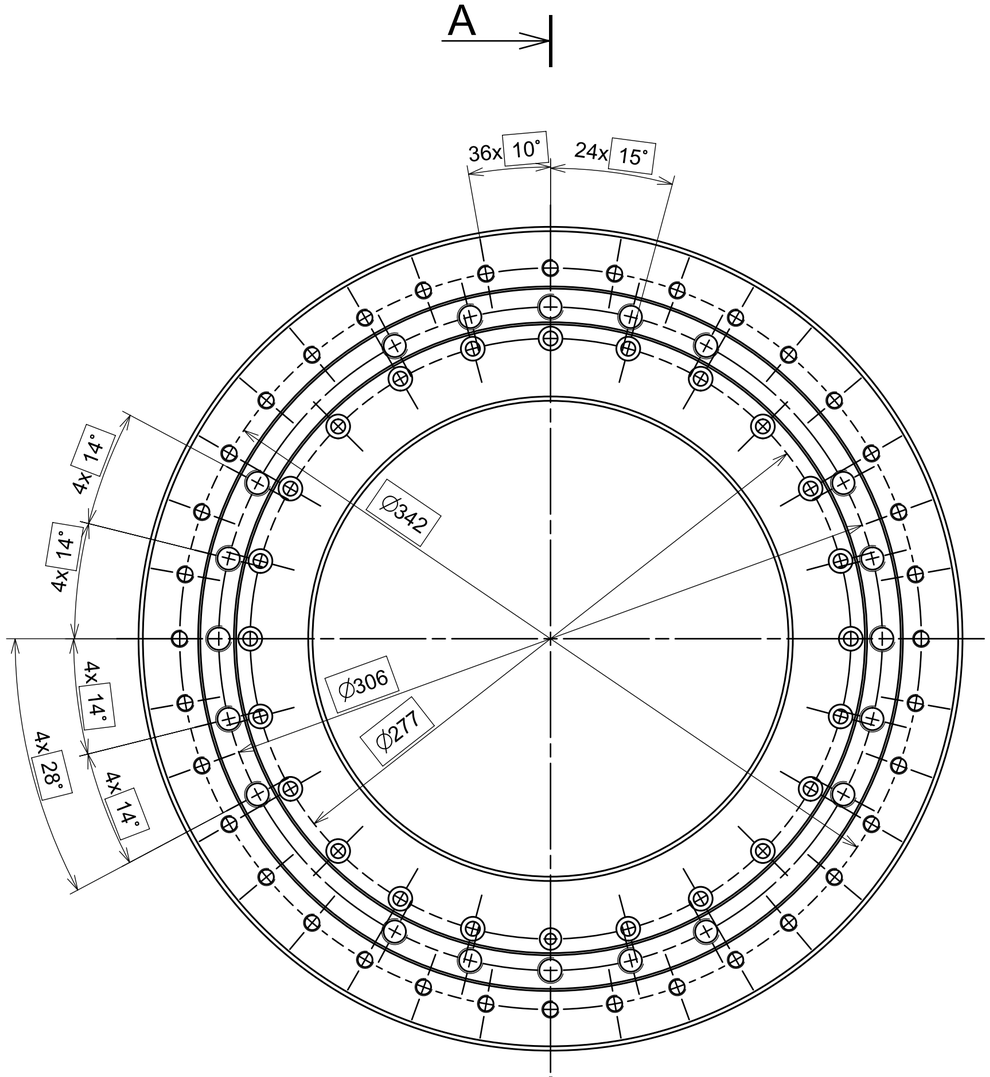
Tolerance / Tolerování: ISO 8015, ISO 2768mK
Soubor-model / ASMdle: Sestava_Hlavni_pohon
Soubor-výkres / DRWdle: Sestava_Hlavni_pohon

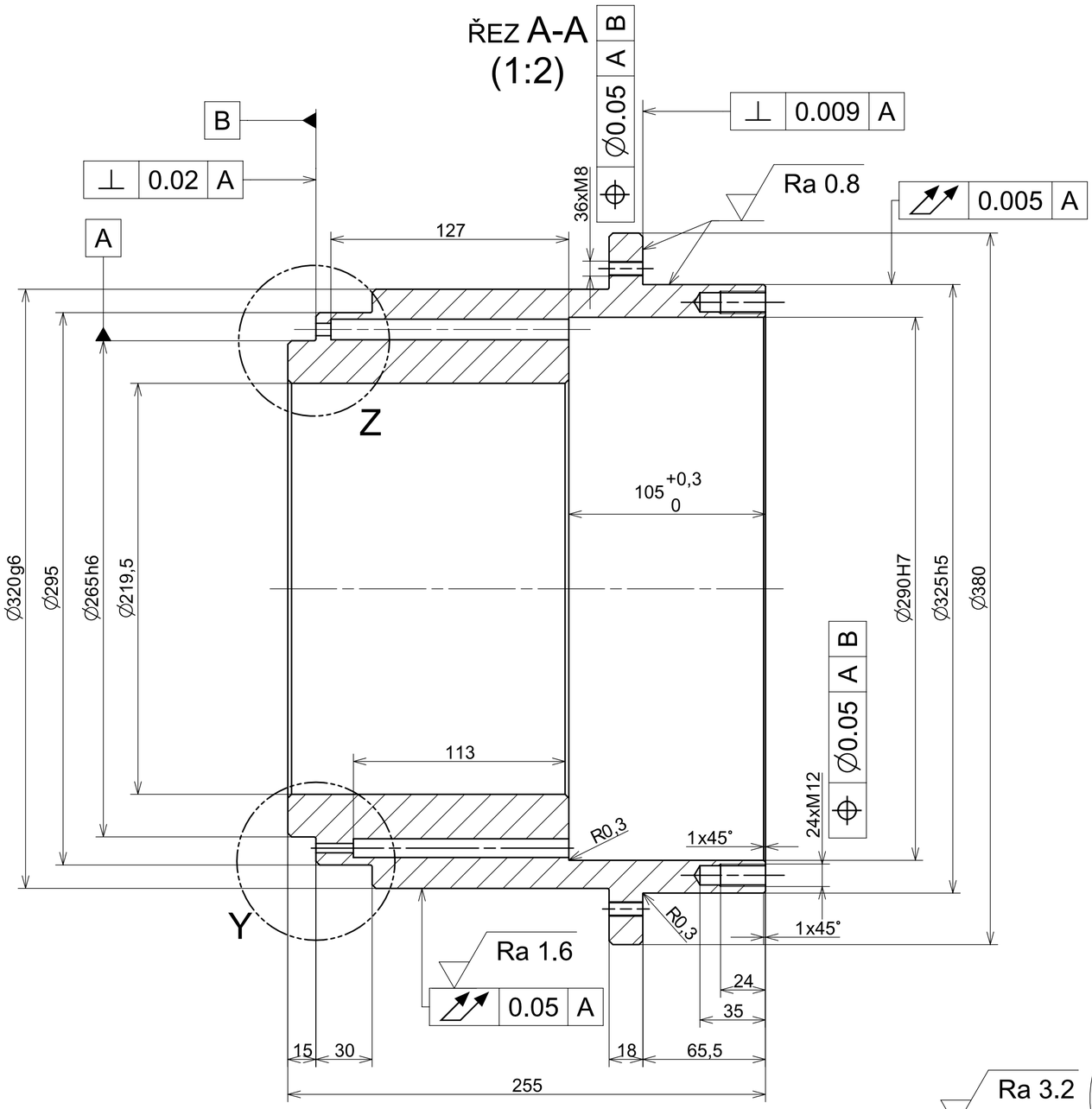
Projekt / Project: ---
Č.sestavy / Assembly No.: DP-20-1
Č.hmot.sestavy: 927,50

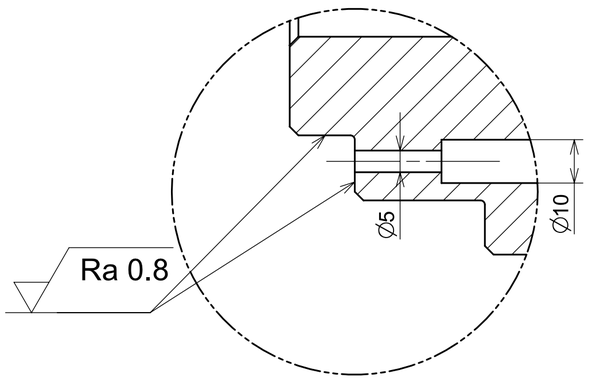
Měřítko / Scale: 1:2
Formát / Format: A0

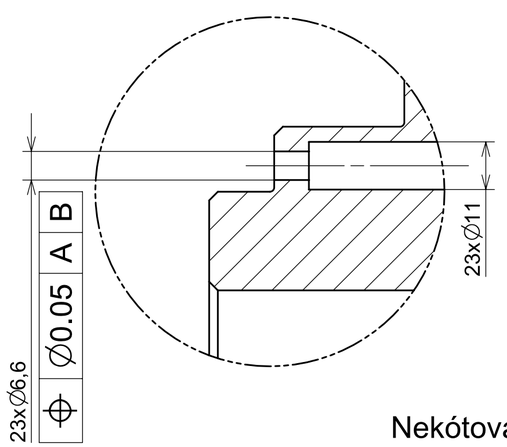
Název / Title: Hlavní pohon
VÝKRES SESTAVY

Rev.: 0
Číslo výkresu / Drawing No.: DP-20-1.2
List / sheet no.: 1. Počet listu / sheets: 1.









Ra 3.2

Nekótované radiusy R1 a sražené hrany 2x45°

4	KR 390 - 260	ČSN 42 5510	11 500/---	001	58,912	---	DP-20-1.1	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	28.6.2020	Josef Kozák
Prezkousel / Checked by	---	---
Schválil / Approved by	---	---

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

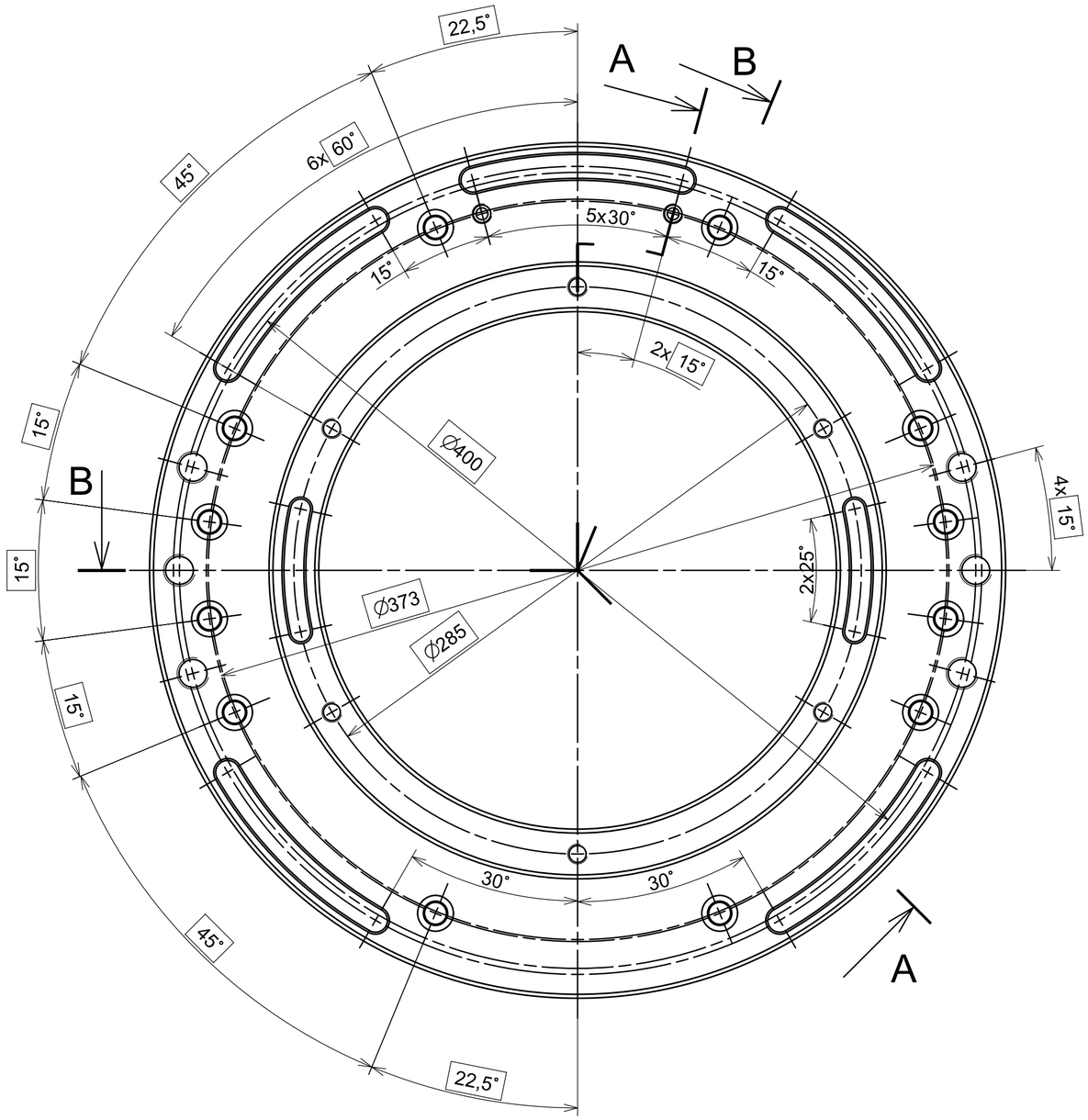
Všechna práva vyhrazena / All rights reserved

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	
---	---	---	---	

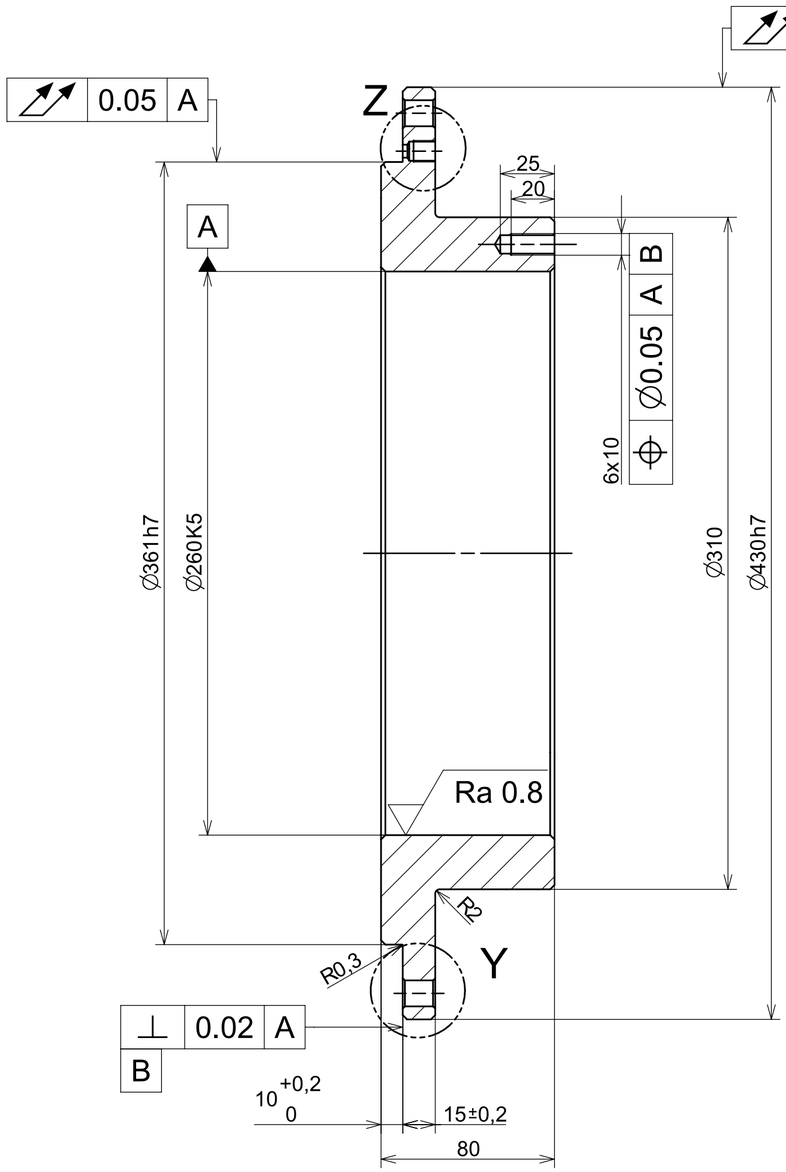
Poznamka / Note: ---

Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	Meritko / Scale
ISO 128 — ISO 8015, ISO 2768mK	Sestava_Osa_A-Mezikus	---	1:2
	Soubor-vykres / DRW-file: Sestava_Osa_A-Mezikus	C.sestavy / Assembly No.: DP-20-1.1	

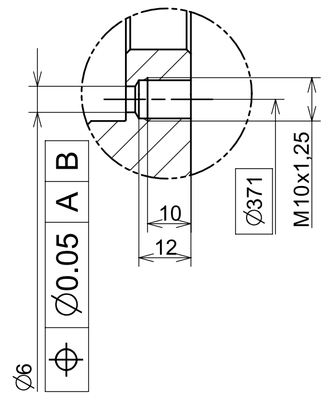
Nazev / Title	Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
Mezikus VÝROBNÍ VÝKRES	0	DP-20-1.1/4 List / sheet no. 1 Pocet listu / sheets 1	A2



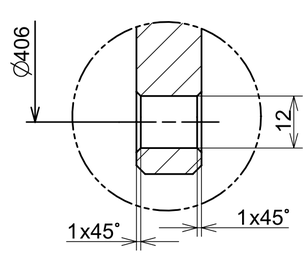
ŘEZ A-A



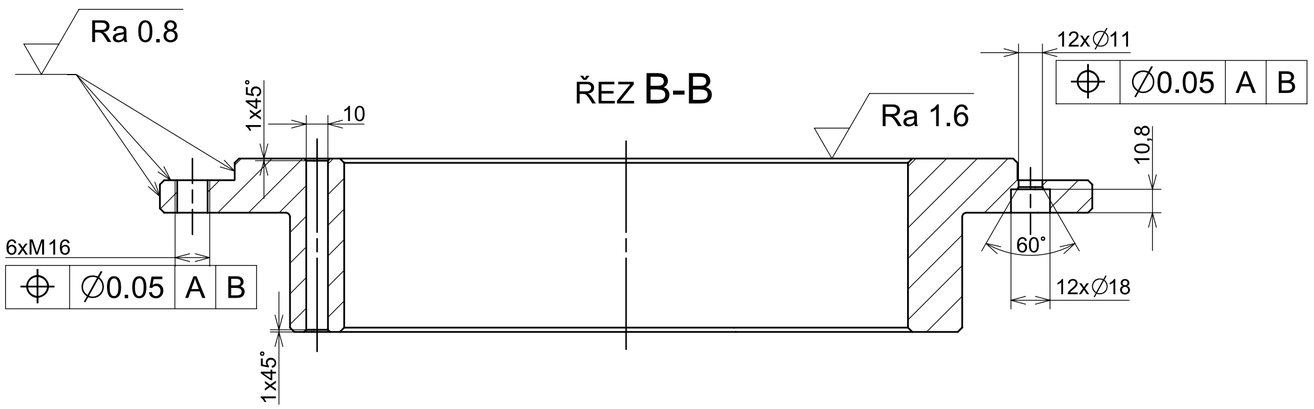
DETAIL Z (1:1)



DETAIL Y (1:1)



ŘEZ B-B



Ra 3.2

Nekótované sražení 2x45°

1	KR 440 - 85	ČSN 42 5510	11500/---	001	22,028	---	DP-20-1.2	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	---	---
Prezkousel / Checked by	---	---
Schvalil / Approved by	---	---

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	
---	---	---	---	

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Poznamka / Note: ---

Tolerance / Tolerovani: ISO 128; ISO 8015; ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file: Sestava_Hlavni_pohon-Stator_teleso_leve	Projekt / Project: ---	Meritko / Scale: 1:2
	Soubor-vykres / DRW-file: Sestava_Hlavni_pohon-Stator_teleso_leve	C.sestavy / Assembly No.: DP-20-1.2	
Nazev / Title: Těleso levé — VÝROBNÍ VÝKRES	Rev.: 0	Cislo vykresu / Drawing No.: DP-20-1.2/1	Format: A2
		List / sheet no.: 1 — Pocet listu / sheets: 1	